

III A. 115.
(3. Exr.)

DER

KONSTRUKTEUR

EIN HANDBUCH

ZUM GEBRAUCH BEIM

MASCHINEN-ENTWERFEN

VON

F. REULEAUX

Professor an der Königl. technischen Hochschule in Berlin, Königl. Geh. Reg.-Rath,
Mitglied der Königl. technischen Deputation für Gewerbe,
Korrespond. Mitglied des Lombardischen Institutes und des Schwedischen Gewerbevereins,
Auswärtiges Mitglied der Königl. Akademie der Wissenschaften in Stockholm,
Ehrenmitglied der Gewerbevereine in Riga und Erfurt,
des technischen Vereins in Frankfurt a. M., der Sociéte des Arts in Genf,
der Gesellschaft Flora in Köln, der American Philosophical Society
und der American Society of Mechanical Engineers

VIERTE

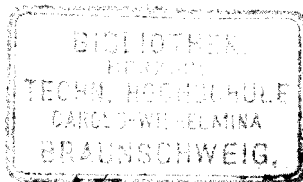
UMGEARBEITETE UND ERWEITERTE AUFLAGE

MIT ZAHLREICHEN IN DEN TEXT EINGEDRUCKTEN
HOLZSTICHEN

BRAUNSCHWEIG

DRUCK UND VERLAG VON FRIEDRICH VIEWEG UND SOHN

1882 — 1889



Alle Rechte vorbehalten.

VORWORT ZUR VIERTEN AUFLAGE.

Mein Handbuch tritt in der vorliegenden Auflage in seinem wesentlichen Theile umgearbeitet vor das technische Publikum. Der erste Abschnitt, von der Festigkeit der Materialien handelnd, hat einige wichtige Zusätze erhalten; vor allem einen solchen bei der Besprechung der Festigkeit der Gefäßwände, wo die Aufzug- oder „Zwängungs“-Ringe behandelt werden, sodann einen solchen bei den Federn. Nur wenig erweitert ist der zweite Abschnitt, dagegen vollständig neu geordnet und ganz beträchtlich vermehrt der dritte.

Hinsichtlich der Reihenfolge der Kapitel bin ich nach den Grundsätzen verfahren, zu welchen die in meiner „Theoretischen Kinematik“ angestellten Untersuchungen der Maschinenelemente geführt haben. Diesen Grundsätzen zufolge stehen diejenigen Maschinenelemente, welche ich kinematisch als „starre“ zusammengefasst, voran; ihnen folgen dann die sogenannten bildsamen Elemente. Begonnen wird mit den verbindenden Maschinentheilen, d. i. solchen, welche gegenseitige Beweglichkeit zu verhindern bestimmt sind; sodann wird zu denjenigen übergegangen, welche die relative Beweglichkeit ermöglichen sollen. In der Behandlung selbst habe ich festgehalten, dass im Text auf die kinematischen Theorien als solche nicht einzugehen sein möchte. Sachlich ist

denselben gefolgt, die Terminologie aber nicht angewandt worden, um die Benutzung des Buches nicht denjenigen zu erschweren, welche vorerst doch ihr Hauptaugenmerk auf Formen, Einzelheiten der Zusammensetzung und die Ermittlung der Abmessungen richten müssen, während ihnen der ursächliche Zusammenhang der Bewegungen nur bis zu einem geringen Grade von Wichtigkeit ist. Wird dieser Zusammenhang nur kurz erörtert oder als genügend bekannt vorausgesetzt, so lassen sich die Aufgaben in ganz befriedigender Weise lösen. Diese Weglassung der kinematischen Theorien hat an einzelnen Stellen Umschreibungen erfordert, um dem zu Grunde liegenden allgemeineren Prinzipie treu zu bleiben, indessen hoffe ich, dass diese nicht stören werden. Nur in vereinzelten Anmerkungen sind unmittelbare Hinweise auf kinematische Sätze gegeben.

Dem ausserordentlich regen Fortschritt des Maschinenbaues habe ich durch die Behandlungsweise der Details zu entsprechen mich bestrebt. Hindernd tritt hierbei freilich die nothwendige Raumbeschränkung, die das Handbuch fordert, entgegen. Ein förmliches Lehrbuch darf ja letzteres nicht werden, und dennoch haben sich die Fragen, selbst bei recht einfach scheinenden Gegenständen, so gehäuft, dass nur mit Mühe die Knappheit der Erörterung festgehalten werden kann. Weit mehr als in früheren Auflagen bin ich allgemein, den Winken der Kritik entsprechend, auf die Reibungsverhältnisse eingegangen. In dieser Beziehung, wie in vielen anderen, habe ich erst jetzt in diesem Buche nachholen können, was ich in meinen Vorlesungen meinen Zuhörern schon längere Zeit vorführte. In einer Reihe von Fällen haben Erweiterungen insofern stattgefunden, als die Schiffmaschine hinsichtlich ihrer Details mehr in den Vordergrund getreten ist. Einestheils ist der Schiffmaschinenbau bereits sehr lebhaft bei uns geworden, und wird es wohl noch in bedeutenderem Maasse werden. Anderntheils sind wieder die Rückschlüsse ungemein lehrreich, welche von den dort zur Anwendung kommenden Details gemacht werden dürfen. Die Komplikation des Baues hat an diesem Punkte bedeutend zugenommen, was, um es sofort hinzuzufügen, nur ein

Beweis ist für die gesteigerte Zuverlässigkeit des Detailbaues. Dass eine Schiffschraube heutzutage aus 180, 200 bis 230 und mehr Theilen zusammengesetzt wird*) und so haltbar ist, dass trotz der gewaltigen Beanspruchung solch ein Bauwerk eine Million und mehr Umdrehungen macht, und mit ihm die ganze komplizirte Dampfmaschine, ohne dass ein Rasten von einer Minute stattfindet, legt Zeugniß ab von einer Tüchtigkeit des Detailbaues, wie sie früher kaum erhofft wurde. Dafür haben wir allerdings auch eine ausserordentliche Vermehrung der Schraubensicherungen, Keilsicherungen u. s. w. — man hat die von mir in der dritten Auflage dieses Buches vorgeschlagene Bezeichnung „Sicherungen“ jetzt allgemein angenommen — entstehen sehen und der Maschinenbau hat sich überhaupt veranlasst gesehen, dem Detail eine gesteigerte Aufmerksamkeit zu widmen. Diese muss nothwendig sich in den Hilfsbüchern des Maschinenebauers widerspiegeln.

Die Nichtbeachtung der Theilvermehrung ist bei den Amerikanern nicht so stark als bei uns. Sie bekunden ein ausgesprochenes Streben nach Herabziehung der Theilzahl. Man vergleiche in dieser Beziehung das deutsche und das amerikanische Normallager Fig. 327 und 328 und manche andere Fälle, wo sich das Bestreben zeigt, mit möglichst wenig Gussstücken, wenig Schrauben u. s. w. auszukommen. Uebrigens sind es dennoch die Amerikaner gewesen, welche, von ihren älteren Daumensteuerungen ausgehend, uns die beträchtliche Theilvermehrung in die Dampfmaschinensteuerungen gebracht haben, die jetzt an der Tagesordnung ist.

Manche der Figuren des Buches sind neu gezeichnet, viele ganz neue hinzugefügt worden. Bei denselben habe ich eine helle Schraffirung und Schattirung angewandt, ungefähr diejenige, welche das kaiserliche Patentamt für die ihm einzureichenden Patentzeichnungen, im Einklang mit dem von den Amerikanern eingehaltenen System, fordert. Hoffentlich wird der Gegensatz zwischen den alten und den neuen Figuren nicht zu sehr störend empfunden.

*) Auf dem Agincourt hat die Schraube 232, auf dem Minotaur 237 Theile.

Eine andere Aeusserlichkeit ist die, dass ich bei Beispielen zu Zahlen- und Buchstabenrechnungen die Quotienten nicht mehr in Bruchform, sondern unter Anwendung des Divisionszeichens geschrieben habe. Man wolle die kleine Unbequemlichkeit beim Lesen hingehen lassen für den in der That beträchtlichen Raumgewinn, der dadurch erzielt worden ist.

Für überaus werthvolle Mittheilungen habe ich Behörden, Fabrikanten und Ingenieuren hier den besten Dank zu sagen und hoffe auch für die Folge auf ihre freundliche Unterstützung, um so mehr als die Vielseitigkeit der zu bearbeitenden Materie nur stets im Zunehmen begriffen ist.

Berlin, im Februar 1882.

Der Verfasser.

VORREDE ZUR VIERTEN AUFLAGE

UND

VIERTEN LIEFERUNG.

Ganz bedeutend später, als ich gehofft, ist es mir möglich geworden, meinen Lesern den „Konstrukteur“ in vierter Auflage fertig vorzulegen. Ich bitte deshalb sehr um Entschuldigung, habe aber zur Erklärung die übergrossen Schwierigkeiten anzuführen, welche die Um- und Neubearbeitung der grösseren Hälfte des Buches darbot. Wie schon in dem vorstehenden Vorwort zur ersten Lieferung angegeben, hatte ich mich entschlossen, dem Stoff eine neue Anordnung, gestützt auf die Kinematik, zu geben. Es war aber nicht bloss diese Neuordnung, was verzögernd einwirkte, sondern der Umstand, dass ihr zufolge mehr als zur Hälfte der Inhalt gleichsam neu zu schaffen war. An einzelnen Stellen fehlte soviel wie alles, um der Aufgabe, die ich mir in jenem Entschluss selbst gestellt: ein streng wissenschaftlich aufgebautes und wohlgefügtes Ganzes vorzulegen, gerecht werden zu können; es fehlte weit mehr als ich selbst erwartet hatte; dazu kam, dass der Erfindungsgeist in den letzten Jahren schneller als je und rastloser als je geschafft hat, und so reichte ich denn mit dem mir gestellten Zeitmaass nicht aus; die Unvollkommenheiten und Mängel, welche deshalb meiner Arbeit, allen Anstrengungen zum Trotz, anhaften geblieben sind, werden zugleich darin hoffentlich einige Entschuldigung finden.

So hatte ich, um die eingreifendste Neuerung zuerst zu besprechen, die Darstellung der Gesperrwerke, die sich bei näherer

Betrachtung als die wichtigsten von allen Getrieben erweisen, von Grund aus neu erst zu gestalten; für ihre einheitliche Behandlung war soviel wie gar kein Vorgang vorhanden. Es war völlig unbemerkt geblieben, dass in den Getrieben, in welchen Sperrad und Klinke eine Rolle spielen, überaus wichtige und formenreiche Probleme steckten. Man hatte überhaupt gar nicht recht gewusst, wohin mit diesen Gesperren. Zwar wurde gelegentlich ihrer gedacht bei den Aufzugsmaschinen, etwas eingehender bei einigen Schaltwerken, aber nirgend mit Prüfung auf etwaige allgemeine Eigenschaften. Die Schlösser, trotz ihrer ungeheuren Verbreitung und trotz ihrem, oft hoch gehäuften erfinderischen Scharfsinn, hatten keine Unterkunft; sie waren, wie durch Zufall, in die Technologie hineingerathen und hatten dort von Prechtl bis zu Karmarsch und seinen Nachfolgern eine zwar sehr liebevolle, aber technologisch nicht begründbare Aufnahme gefunden. Die Gewehrslösser sodann, zwar mit demselben Grundwort bezeichnet, wie die Thürrschlösser, aber von denselben stark verschieden, hatten gar keinen Platz gefunden; sie wurden überall „abgeschoben“. Wie oft hat man gesagt und betont, dass in den modernen Gewehren und Kanonen dem Soldaten ausgezeichnete Maschinen in die Hand gegeben seien, aber ein Plätzchen, ihr Haupt hinzulegen, fanden diese Maschinen nicht, nicht in der Maschinenlehre, Konstruktionslehre, angewandten Mechanik, Technologie, oder wo immer. Sie fanden kein theoretisches, nur ein Fachunterkommen; in §. 252 ist gezeigt, wie sie einer grossen und wichtigen Getriebsklasse, die ich Spannerwerke genannt, zugehören und fest in die Gliederung der Gesperrwerkstheorie hineinpassen. Dass ferner die Fangvorrichtungen der Förderkörbe nichts als Gesperrwerke sind — Fangwerke habe ich die Klasse genannt — hatte man gänzlich übersehen; Bücher sind darüber geschrieben, Preisaufgaben gelöst und nicht gelöst, aber dieser wichtige gemeinsame Grundgedanke nicht bemerkt worden. Die Uhrhemmungen endlich, diese schob man hin und her, dann in die Maschinenlehre (nicht mit Unrecht), dann in die Kinematik, dann in die angewandte Mechanik, dann wieder in blosse Fachschriften, wo ihr allgemeiner Charakter völlig verloren ging; es

war beinahe gänzlich der Beachtung entgangen, dass und wie sehr sie Gesperrwerke waren; sie haben demzufolge hier in §. 258 die ihnen zukommende Stelle gefunden. Haben darüber vielleicht manche meiner verehrten Leser beim Durchsehen der zweiten Lieferung etwas den Kopf geschüttelt, so habe ich das einige Jahre hindurch hinnehmen müssen. Jetzt aber, wo die vierte Lieferung zeigt, dass die Kolbendampfmaschine in ihren Hauptformen ganz genau nach dem Grundsatz der Hemmwerke der Uhren arbeitet (vergl. S. 927), dass der „Muschelschieber“ der Dampfmaschine und der „Anker“ des Uhrwerks ihrer Bestimmung und Wirkung nach identisch zu nennen sind (vergl. S. 932 und viele andere Stellen, so auch §. 324), werden die Zweifler erkennen, dass es geradezu unerlässlich war, den grundlegenden Mechanismus vorher zu behandeln; sie werden bei näherer Prüfung dann auch finden, dass ich mich immerhin bei den Uhrhemmungen durchaus der Kürze befeissigt habe. Diese Einsicht wird noch verstärkt werden, wenn sie bemerken, wie u. a. die Rohrpost, die Kanalschleuse, und zwar die alte sowohl, als die neue Trogschleuse, der Wasserkran, zahlreiche andere hydraulische Aufzüge, die hydraulische Nietmaschine, vielerlei Pressen, dann auch die ganze wunderliche Schar der modernen Dampfmaschinen ohne Drehung, u. s. w. u. s. w. alles Hemmwerke sind, Hemmwerke, ebenso treffend so zu nennen, wie diejenigen der Uhren. Alle die genannten Maschinen und noch andere mehr ordnen sich wie nach Regel und Richtschnur unter diesen gemeinsamen, Aufklärung verschaffenden Gesichtspunkt.

Ganz begreiflich, weil theoretisch begründet, erscheint es, wenn in Grubenbezirken die Umwohner einer Wasserhaltungsmaschine nach deren Auspuffungen die Zeit messen: die betreffende Dampfmaschine hat eben, theoretisch betrachtet, die Einrichtung einer Uhr. Noch mehr: es ist nach meiner Ueberzeugung nicht ein blosser Zufall, dass ganz dasselbe vorige Jahrhundert, welches die delikaten Uhrhemmungen zeitigte, auch die Dampfmaschine — wie langsam! — entwickelt hat, da der Uhr wie der Dampfmaschine ein Hemmwerk zu Grunde liegt, in der Uhr ein Präzisionshemmwerk, in der Dampfmaschine ein Kraft-

hemmwerk*), aber beides Hemmwerke, theoretisch, dem Gedanken nach, beide dieselbe Aufgabe lösend. Wie nahe stand die Dampfmaschine, und wie viel näher noch steht ihre Verwandte, die Wassersäulenmaschine, der Wasserpumpe, die, wie ich gezeigt habe, ein Schaltwerk ist (s. §. 319). Aber vom Schaltwerk zum Hemmwerk war ein weiter, weiter Weg! Beide unterscheiden sich bei Wasserpumpe und Wassersäulenmaschine nur durch andere Bewegung ihrer Ventile**) — und doch brauchte der menschliche Erfindungsgeist gegen zwei Jahrtausende, diesen scheinbar kleinen Schritt auszuführen (vergl. §. 325). Um so wichtiger aber war es ohne Zweifel, diesen Zusammenhang klar darzulegen.

Eine ganz eigenthümliche, verlassene Stellung nehmen gewisse neuere Steuerungsvorrichtungen von Maschinen ein, die nur ab und zu in Bewegung und dann wieder in Stillstand zu versetzen sind. Sie haben u. a. eine Menge Anwendungen für den Betrieb der Steuerruder durch Maschinenkraft gefunden; auch sind sie es, welche das erstaunliche Problem lösen, den Fischtorpedo in ganz bestimmter Tauchungstiefe zu leiten. Deutlicher als vielfach anderswo zeigte sich hier eine beunruhigende Lücke in unseren theoretischen Anschauungen, da diese mit den betreffenden Mechanismen nichts Rechtes zu machen wussten. Ich habe hier gezeigt, dass diese Mechanismen Hemmwerke sind, und zwar solche von einer bestimmten Art, die ich Stellhemmungen genannt habe. Stellhemmungen für starre Klinken und Räder sind §. 259, solche für Kolben und Flüssigkeiten §. 329 und 330 besprochen, wo sich denn auch, in einfacher logischer Entwicklung, der Name „Stellsteuerungen“ ergab.

Ist so das Kapitel von den Gesperren ein völlig neues, und schliessen sich ihm weiterhin zahlreiche Folgerungen als Neuheiten an, so haben doch auch die schon früher im „Konstruk-

*) In meiner Theoretischen Kinematik hatte ich die Kollendampfmaschine als rückläufiges Schaltwerk bezeichnet und behandelt, eine Auffassung, welche ich inzwischen als nicht zutreffend erkannt und deshalb durch die angeführte streng richtige ersetzt habe.

**) Vergl. das Gegendampfgeben bei der Lokomotive.

teur“ behandelten Elemente vielfache Bereicherungen und auch Umarbeitungen erfahren. Ich verweise dieserhalb theils auf das Vorwort, theils erwähne ich in Kürze: die Gewindesysteme in Kap. IV, die Drucklager für Schraubendampfer, die Säulen, die Wellen nebst zugehörigem Nachtrag in §. 351, die Kupplungen, die bedeutend erweitert vorgetragenen Reibungsräder; bei den Zahnrädern das fast unscheinbare, aber ungemein wichtige „Grundgesetz der Bewegungsübertragung“ (S. 156), die „Pfeilräder“ (S. 566) und die „Globoidräder“ (S. 569 ff.), sodann auch die Vergleichenungen bezüglich der baulichen Grösse von Zahnrädern (S. 579 und 581). An die Zahnräder schliessen sich in strenger Folgerichtigkeit die Gesperre an, indem diese, wie §. 246 gezeigt ist, als besondere Fälle der Zahnräder anzusehen sind.

Hier hat das Buch einen Ruhepunkt, indem es zu einer neuen Gattung von Elementen, den Zugorganen, wie ich sie genannt habe, übergeht (Kap. XIX bis XXII): Während die vorher besprochenen Elemente sämmtlich starre Körper anzunähern bestimmt sind, weshalb ich sie starre Elemente nennen darf, haben die nächstfolgenden die Eigenschaft, wesentlich nur Zugkräften widerstehen zu können; es sind die Schnüre, Seile, Drähte, Bänder, Gurten, Riemen, Ketten und Aehnliches. Es ist zunächst in §. 262 gezeigt, dass sie im Zusammenwirken mit anderen Maschinenelementen in drei unterscheidbaren Verwendungen vorkommen: zum „Leiten“, „Wickeln“ und „Treiben“. Eine von S. 690 bis 716 gegebene Uebersicht unseres wichtigsten Besitzes auf diesem Gebiete führt dies näher aus und zeigt zugleich, dass unser Besitzstand hier viel grösser ist, als Viele erwartet haben möchten. Die deutliche Trennung der „Leitung“ von der „Treibung“ führt u. a. auch dazu (S. 715), den sogenannten „Differenzialflaschenzug“ einfacher als „Treibflaschenzug“ von dem alten, der sich als „Leitungsflaschenzug“ zu erkennen gibt, zu unterscheiden. §. 263 zeigt schliesslich die wichtigsten umgestaltenden, technologischen Wirkungen der Zugorgane auf.

Bei Besprechung der „Seilreibung“ (§. 264) habe ich gesucht, durch einen Proportionsriss die immerhin nicht auf flacher Hand liegenden Beziehungen, um die es sich hier handelt, anschaulich

zu machen. Von der Seilsteifigkeit habe ich (in einer Anmerkung) meine von der üblichen abweichende Anschauung dargelegt (§. 268). Bei den Ketten habe ich der Treibung mittelst der bisher sogenannten Nüsse, die ich Muldentrommeln zu nennen vorschlage, sowie auch der Kettenschleppschiffahrt gedacht.

In dem nunmehr folgenden Kapitel vom Riementrieb ist eine mir sehr wichtig scheinende Neuerung, diejenige von der „spezifischen Leistung“ von mir eingeführt worden. Sie erleichtert die Berechnung von Riementrieb, Seiltrieb, auch Wassertrieb, selbst Wellentrieb (vergl. §. 349 und 351) ungemein und gibt vergleichende Ueberblicke, welche meines Wissens neu sind.

Es folgen Hanfseiltrieb, Baumwollseiltrieb und Drahtseiltrieb, erstere beiden im Buche ganz neu, letztere ganz beträchtlich gegen früher erweitert. Durch Einführung der „Medianhöhe“ der Seilenkungen gelang es, letztere weit übersichtlicher als früher darzustellen (vergl. Proportionsriss S. 798), auch eine zeichnerische Ermittlung der Senkhöhen angeben zu können (S. 800). Der schiefe Seiltrieb, früher nur annähernd, und wie sich gezeigt hat, für grössere Rollenstände unzureichend behandelt, ist jetzt genau durchgeführt (unter Beibehaltung der Parabel als Seilkurve) und an grösseren Beispielen erläutert. Dies geschah auch im Hinblick auf die zunehmende Ueberspannung von Thälern mit Seilbahnen und Telegraphenkabeln.

Weiterhin schliesst sich dann der von mir vorgeschlagene Kreisseiltrieb an (§. 301). Derselbe bietet grosse Vortheile gegenüber dem bisherigen, Linientrieb zu nennenden Seiltrieb und hat rasch Boden gewonnen, sowohl in Deutschland, Oesterreich, der Schweiz, als auch namentlich in Nordamerika, worüber ich mir anderwärts zu berichten vorbehalte.

Bei den Kettentrieben ist auf zahlreiche und treffliche Anwendungen im Grubenbetrieb, in Deutschland wie im Auslande, hingewiesen. Angereicht sind hier (§. 305 bis 307) die Bremsen, womit zu einem zweiten Ruhepunkt des Buches gelangt ist.

Gleichsam die dritte Gruppe der Maschinenelemente bilden nämlich die Druckkraft- oder Druckorgane, zu denen nun übergegangen wird, Kap. XXIII bis XXVI. Sie stehen den „Zug-

organen“ gegenüber, indem sie wesentlich oder überwiegend nur Druckkräften zu widerstehen vermögen, und sind in erster Linie die Flüssigkeiten, tropfbare wie gasförmige, in zweiter dann auch körnige Stoffe und dergl. (vergl. §. 308).

Indem ich diese Elemente hier in ein für die Praxis bestimmtes Handbuch einführe, weiche ich von der bisherigen Uebung zwar sehr ab, glaube aber doch, dass man mir bald zustimmen und meine Ueberzeugung theilen werde, dass es sich hier um einen wesentlichen, in der theoretischen Auffassung der Maschine nothwendigen Schritt handelt (vergl. S. 897). Die Druckorgane dienen uns in Maschinen so gut wie andere zur Uebertragung von Bewegung und Kraft; wir erzwingen mit ihnen und durch sie Bewegungen in bestimmten Bahnen und auch mit bestimmten Geschwindigkeiten ganz so gut wie wir es mit starren Elementen thun; ja, wenn wir näher zusehen, finden wir, dass uns die Druckorgane geradezu am allermeisten und zu den wichtigsten Zwecken der Bewegungserzwingung dienen (Dampf- und Wassermotoren); sie verdienen deshalb sicherlich, als Elemente angesehen zu werden. Wie sehr aber das Verständniss der Maschine dadurch erleichtert wird, das zeigt, wie ich glaube, eben der ganze vorliegende letzte Theil meines Buches.

Mit dem Schritt den ich hier thue, übertrage ich in die Konstruktionslehre ein Verfahren, welches ich in meinen Vorlesungen über Kinematik seit mehr als einem Vierteljahrhundert bereits grundsätzlich und vollständig angewandt habe; meinen unmittelbaren Zuhörern ist er deshalb nichts Neues. Durch die Veröffentlichung in meiner Theoretischen Kinematik vor vollauf vierzehn Jahren ist mein Gedankengang auch grösseren wissenschaftlichen Kreisen dargelegt worden. Ein Anderes ist die Ueberführung ins praktische Handbuch, bei dessen Lesern ich die Bekanntschaft mit dem genannten theoretischen Werke im allgemeinen nicht voraussetzen darf. Dies legt mir die Verpflichtung auf, hier meinen geehrten Lesern in aller Kürze den Hauptinhalt meiner kinematischen Lehrsätze vorzuführen.

*

*

*

Die Bewegungen und ihr ursächlicher Zusammenhang bilden das Gebiet der wissenschaftlichen Mechanik; dieser gehören demnach die Bewegungsprobleme der Maschine an. Die in letzterer stattfindenden Bewegungen unterscheiden sich aber von den übrigen dadurch, dass sie in einer voraus bestimmten, von der körperlichen Zusammensetzung der Maschine abhängigen Weise vor sich gehen, trotzdem dass Kräfte in der Maschine auftreten, welche die genannten Bewegungen aufs mannigfachste abzuändern ausreichen würden. Nach den Gesetzen der diese merkwürdige Folge habenden Bildungsweise der Maschine hat man vor etwa einem Jahrhundert wissenschaftlich zu forschen begonnen [12]*), ist indessen lange Zeit hindurch, obwohl man stets Fortschritte machte, nicht bis zu ihnen vorgedrungen [12 bis 26]. Ich habe diese Gesetze 1862 nachgewiesen und seitdem meinen bezüglichen Vorlesungen zu Grunde gelegt; 1864 habe ich sie vor der Schweizerischen Naturforscherversammlung und deren deutschen Gästen zum erstenmal ganz öffentlich vorgetragen; dann habe ich sie von 1865 ab in einzelnen Abhandlungen in den „Berliner Verhandlungen“ veröffentlicht, und sie endlich 1872/74 in meinem Buche „Theoretische Kinematik“ dem Publikum vollständig vorgelegt.

Für die Wissenschaft von den genannten Gesetzen hat, als sie noch gesucht wurden, der berühmte Physiker Ampère 1830 in seiner Philosophie des Sciences [14] den Namen Kinematik („Cinématique“) empfohlen, welcher Name recht gut hergeleitet war von dem griechischen *kinéo*, ich treibe, treibe an, zwinge zu gehen, indem es sich ja gerade um Erzwingung gewisser Bewegungen handelte [591]. Ich habe, als ich auch für Deutschland die Annahme des Namens empfahl, daneben ein deutsches Wort dafür vorgeschlagen [43, 50], nämlich „Getriebelehre“, indem ich das „treiben“ in *kinéo* als Stamm behandelte. Für „gezwungen gehend“ bildete ich das Wort „zwangläufig“ [90, 597], welches seitdem allgemeine Annahme gefunden hat; man kann deshalb „Kinematik“ im Ampère'schen Sinne auch mit „Zwanglauflehre“ wiedergeben. Ich muss bereuen, hierauf nicht schon ganz früh hingewiesen zu haben. Zwar eignet sich „Zwanglauflehre“ nicht zur Bildung von Eigenschafts- und Beiwörtern, sonst hätte ich es damals schon für die Anwendungen gewählt; aber es spricht seinen Inhalt viel bestimmter, viel derber, möchte ich sagen, aus, als das feinere und schlichtere „Getriebelehre“. Inzwischen ist leider das Wort „Kinematik“ mehrfach unzutreffend verstanden worden und unverdientermaassen in falsche Deutungen gerathen; ein recht lehrreiches Beispiel für die Fremdwörterfrage!

Die Getriebe- oder Zwanglauflehre habe ich [43] definiert als „die Wissenschaft von derjenigen besonderen Einrichtung der Maschine, vermöge deren die gegenseitigen Bewegungen in derselben, soweit sie Ortsveränderungen sind, zu bestimmten werden“. Ich zerfalle diese Wissenschaft in zwei Theile, die „theoretische“ und die „angewandte“ Zwanglauflehre oder Kinematik, erstere die allgemeinen, überall gültigen Grundsätze, letztere die Anwendungen derselben behandelnd.

*) Die in eckige Klammern eingeschlossenen Zahlen bezeichnen Seiten meiner Theoretischen Kinematik.

a) *Theoretische Zwanglauflehre oder Kinematik.*

Dieser Theil ist es, welcher in meinem mehrfach genannten Buche „Theoretische Kinematik“ veröffentlicht ist. In demselben sind die folgenden hier in äusserster Kürze gegebenen Darlegungen entwickelt.

1. *Ein körperliches System mit inneren Bewegungen nenne ich ein machinales oder ein kosmisches, je nachdem die genannten Bewegungen erzwungene, bestimmte sind, oder dies nicht der Fall ist [33 bis 35].*

2. *Bewegungen können nur durch Kräfte erzwungen werden. Diese letzteren unterscheiden sich in den beiden Systemen dadurch, dass im rein machinalem System sensible mit latenten Kräften, im rein kosmischen System sensible mit sensiblen Kräften ins Gleichgewicht treten [36]. Zusatz: die Grenzen zwischen den beiden Systemen sind, da letztere neben einander bestehen, nicht ganz scharf [37]*.*

Latent und sensibel habe ich hier in ähnlichem Sinne gebraucht, wie in der Wärmehlehre geschieht. Latente Kräfte nenne ich die von den Körpern geüßserten inneren Widerstände gegen Formänderungen, sensible die auf die Körper einwirkenden äusseren Kräfte [35].

3. *Die Bewegungen in der Maschine werden durch das logische Verfahren des Ausschlusses zu bestimmten gemacht, indem durch vorgesehene latente Kräfte alle Einwirkungen solcher sensiblen Kräfte, welche andere als die beabsichtigten Bewegungen herbeiführen könnten, ausgeschlossen werden. Wird hierauf überhaupt Bewegung eingeleitet, so ist sie die beabsichtigte [38].*

Dieses Verfahren ist logisch nahe verwandt mit dem seit Baco, oder durch ihn eingeführten des naturwissenschaftlichen Versuchs, in welchem man, um die Einwirkung von A auf B zu ermitteln, alle Einwirkungen von C, D, E u. s. w. auf A und B ausschliesst, die durch entstehende Einwirkung aber als diejenige zwischen A und B anzusehen berechtigt ist.

4. *Aus dem Vorausgehenden ergibt sich folgende Definition der Maschine: Eine Maschine ist eine Verbindung widerstandsfähiger Körper, welche so eingerichtet ist, dass mittelst ihrer mechanische Naturkräfte genöthigt werden können, unter bestimmten Bewegungen zu wirken [38, 54, 492]**.*

5. *Setzt man vorläufig bei den die Maschine bildenden Körpern Starrheit voraus und sieht von ihrer Masse ab, so haben sie nur geometrische Eigenschaften [44]. Wenn dann ein Körper A durch latente Kräfte an*

*) Die Kräfte innerhalb eines bewegten Systems behandelt das d'Alembert'sche Prinzip.

**) Gegen diese meine Definition sind von einigen Seiten Einwendungen erhoben worden; für die Absicht, sie dadurch zu prüfen, bin ich nur dankbar. Die Einen wollen gesagt wissen: „eine künstliche Verbindung etc.“. Dies würde eine Einschränkung sein und die natürlichen Maschinen und Mechanismen, deren es viele gibt, ausschliessen: solches aber wäre nicht bloss unnöthig, sondern auch unrichtig, da eine Definition stets das ganze Gebiet der zu definirenden Sache decken soll. Es geht ja auch für die technischen Maschinen nicht das mindeste verloren, wird auch nichts unendlich, wenn die natürlichen Maschinen mit getroffen werden. Andere verlangen, dass der Zweck der Maschine — Ortsänderung, Formänderung, Messung — mit angegeben werde. Dies würde aber nicht richtig sein, nämlich zu weit gehen. Denn einestheils bleibt die Maschine was sie ist, wenn sie auch zu dem ihr bestimmten Zweck nicht verwendet wird; andertheils können Orts- und Formänderungen auch in anderen körperlichen Gebilden mit inneren Bewegungen vor, sind also nicht bloss der Maschine eigenthümlich. Eine Definition soll aber bloss das hervorheben, was der zu definirenden Sache allein zukommt, sie von anderen unterscheidet: sie hat keineswegs alle deren Eigenschaften anzugeben, das geschieht anderswo. Es ist, von dies sogleich zuzufügen, Aufgabe der angewandten Kinematik, von den Zwecken der Maschine zu handeln. Einige geringfügigere Einwände übergehe ich. Aus den angeführten Gründen und nach immer wiederholter Prüfung meiner Definition habe ich bis jetzt die Ueberzeugung nicht gewinnen können, dass dieselbe einer Abänderung bedürfe.

XVIII Vorrede zur vierten Auflage und vierten Lieferung.

allen Bewegungen ausser einer verhindert werden soll (Satz 3), so ist er mit wenigstens einem Körper *B* in steter Berührung zu erhalten. *B* trägt dann die Umhüllungsform von *A* an sich; dann aber ist die Form von *A* auch die Umhüllungsform von *B*, das Verhältniss ist also ein gegenseitiges. Es sind gegenseitige Umhüllungsformen zwischen zwei Körpern *A* und *B* für eine gegebene Relativbewegung derselben möglich, welche alle anderen Relativbewegungen ausschliessen. Von solchen Körperpaaren sage ich, dass sie ein kinematisches Elementenpaar bilden und dass die Maschine aus lauter solchen paarweise zusammengehörigen Körpern besteht [46].

6. Um mittelst eines kinematischen Elementenpaares eine bestimmte Bewegung in einem gegebenen Raumsysteme zu erzielen, hat man eines der Elemente des Paares in dem genannten Raumsystem festzustellen. Die Relativbewegung des beweglich gelassenen Elementes zu dem festgestellten wird dann dessen absolute Bewegung in dem gedachten Raumsystem [46].

7. Die Wahl zwischen den beiden Elementen bezüglich desjenigen, welches festgestellt oder aufgestellt werden soll, steht frei; die Vertauschung des festgestellt gewesenen Elementes mit dem beweglich gewesenen nenne ich die Umkehrung des Paares [97].

8. Die auf diese Weise als möglich erkennbare Erzwingung einer bestimmten Bewegung geschieht nicht mathematisch genau, sondern nur annähernd (vergl. Satz 5), weil die latenten Kräfte der Körper nicht anders, als durch wirkliche Formänderungen hervorgerufen werden können. Indem man aber die Elemente aus Stoffen bildet, welche eine hohe Widerstandsfähigkeit besitzen, und ihnen genügend grosse Abmessungen gibt (Maschinenbau), kann man die erwähnten Formänderungen so klein halten, dass sie meistens praktisch vernachlässigbar sind und demnach der durch sie zu bewirkende Bewegungszwang als erzielt angenommen werden darf [35] (vergl. übrigens Satz 46 bis 49).

9. Man kann jedes Element eines kin. Elementenpaares mit einem Element aus einem anderen dergl. Paare fest verbinden, ohne in einem der Paare die Relativbewegung zu hindern. Auf diese Weise lassen sich Elementenpaare in grösserer Anzahl aneinanderreihen, und zwar so, dass jedes Element irgend eines der Paare mit einem Element aus einem anderen Paare fest verbunden ist. Eine solche Aneinanderreihung von Elementenpaaren läuft in sich selbst zurück, einer endlosen Kette vergleichbar, die aus lauter einzelnen ineinander gehängten Gliedern besteht [49]. Ich nenne eine solche Elementenpaarverbindung eine kinematische Kette und die körperlichen Gebilde, welche je aus der festen Verbindung zweier Elemente aus verschiedenen Paaren entstanden waren, Glieder der kinematischen Kette. Letztere besteht aus soviel Gliedern, als sie kinematische Elementenpaare enthält [49].

10. Eine kinematische Kette kann auf verschiedene Weisen in sich selbst zurückgeführt oder geschlossen sein, darunter ist eine von der Art, dass jede Stellungsänderung eines der Kettenglieder gegen das überbenachbarte Glied eine Stellungsänderung aller anderen Glieder gegen das genannte Glied hervorruft [49]. In einer solchen Kette hat jedes Glied nur eine einzige Relativbewegung gegen jedes andere Glied; ich nenne sie deshalb eine zwangsläufig geschlossene kinematische Kette (auch wohl geschlossene Kette kurzweg, wo Missdeutungen ausgeschlossen sind) [50].

11. Eine zwangläufig geschlossene kinematische Kette bedingt bestimmte Bewegungen in einem gegebenen Raumsystem, sobald eines ihrer Glieder in diesem Raumsystem festgestellt wird. Eine zwangläufig geschlossene kinematische Kette, von welcher ein Glied festgestellt ist, ist ein Mechanismus oder ein Getriebe [50].

12. Jede zwangläufig geschlossene kin. Kette kann auf so viele Arten zu einem Mechanismus oder Getriebe gemacht werden, als sie Glieder hat [50]. Die Vertauschung des festgestellten Gliedes einer kin. Kette mit einem anderen Gliede derselben Kette nenne ich eine Umkehrung derselben [278, 296 etc.] (vergl. Satz 7).

13. Eine kin. Kette kann auch so wenig Glieder haben und so geschlossen sein, dass die Glieder gegeneinander keine Bewegung machen können, demnach auch die Paare die ihnen eigenthümliche Relativbewegung nicht auszuführen vermögen. Eine auf diese Weise geschlossene kin. Kette nenne ich eine übermässig geschlossene [471, 554 etc.] (Dachstühle).

14. Die Kettenschliessung kann andererseits auch so bewirkt werden, dass die überbenachbarten Glieder mehr als eine Relativbewegung haben; ich nenne eine so geschlossene Kette eine zwanglos geschlossene [471].

15. Eine kin. Verkettung, in welcher zwar Aneinanderreihung der Elementenpaare in der gedachten Weise stattfindet, aber das erste und letzte Element nicht mit einander verbunden sind, nenne ich eine ungeschlossene oder offene Kette.

16. Kinematische Ketten der bisher besprochenen Art lassen sich auch unter einander verbinden und ergeben dann Bildungen, welche ich zusammengesetzte kin. Ketten nenne. Solche können zwangläufig, zwanglos oder übermässig geschlossen, auch offen sein; die Elementenzahl ihrer Glieder ist nicht auf zwei beschränkt. Im übrigen folgen sie denselben Gesetzen, wie die bis dahin besprochenen Ketten, welche gegenüber den zusammengesetzten als einfache zu bezeichnen sind [52].

17. Hiernach ergibt sich als allgemeiner Inhalt des Mechanismus was folgt: Ein Mechanismus ist eine geschlossene kinematische Kette, von welcher ein Glied festgestellt ist; diese Kette ist zusammengesetzt oder einfach und besteht aus kinematischen Elementenpaaren; letztere tragen die Umhüllungsformen an sich, welche die einander berührenden Körper, aus welchen der Mechanismus gebildet ist, haben müssen, damit alle anderen Bewegungen, als die gewünschten, aus dem Mechanismus ausgeschlossen bleiben [53].

18. Aus der Gesamtheit des Vorstehenden ist erkennbar, dass die bezüglich der Maschinenbewegungen anzustellenden Untersuchungen zu einem grossen Theil geometrische Unterlagen haben. Diese letzteren hat man in der geometrischen Bewegungslehre oder Phoronomie besonders ausgebildet. Eine Reihe wichtiger Sätze derselben habe ich in Kap. II meiner Theoretischen Kinematik zusammengestellt und ihre Anwendung sowohl auf Zwanglauf als auf kosmische Bewegungen erläutert [59 bis 88]. Es zeigt sich, dass man alle Relativbewegungen als solche zweier von Geraden begrenzten Gebilde betrachten kann, welche um zusammenfallende von diesen Geraden sich gegenseitig wie um Achsen drehen und unter Umständen gleichzeitig diesen Achsen entlang aneinander hingleiten. Ich nenne diese Gebilde (welchen man früher keinen gemeinsamen allgemeinen Namen gegeben hatte) Axoide und

diejenige Bewegung, bei welcher Drehung um die genannten Achsen und Gleitung längs derselben gleichzeitig stattfinden, Schrotung. Wenn die Drehung wegfällt, bleibt Gleitung übrig, wenn dagegen die Gleitung wegfällt und die Achsen unendlich benachbart sind, ist die Bewegung der Azoide Rollung. Im letzteren Falle liefern gewisse Schnitte durch die Azoide Kurven, welche aufeinander rollen, im ersteren Falle, der der höhere, allgemeinere ist, Kurven, welche aufeinander schroten oder unter Quergleitung wälzen. Die zusammentreffenden Punkte dieser Kurven bilden Drehpunkte oder Pole, um welche sich Punkte der beiden körperlichen Gebilde augenblicklich drehen. Diese Drehpunkte oder Pole schreiben auf den genannten Kurven fort; letztere stellen somit die Wege oder Bahnen der Pole dar, weshalb ich sie die Polbahnen der in Frage kommenden Relativbewegung nenne*). Die Kenntniss der Azoide und Polbahnen von Relativbewegungen erleichtert die phoronomische Untersuchung der letzteren oft in hohem Grade.

19. Vom Allgemeinen in der Zwanglauflehre oder Kinematik nunmehr zum Besonderen übergehend, hat man die Elementenpaare näher zu betrachten. Die einfachsten derselben müssen diejenigen sein, bei welchen die gegenseitigen Umhüllungsformen einander decken. Ich nenne sie Umschlusspaare. Sie lassen sich a priori bestimmen. Es gibt ihrer, wie ich gezeigt, nur drei: das Schraubenpaar, das Drehkörperpaar und das Prismenpaar, wie ich sie genannt habe [90 bis 100]. Die beiden letzteren können als besondere Fälle des ersten Paares angesehen werden. Bei allen dreien bewirkt die Umkehrung (Satz 7) keine Aenderung der erzwingbaren Bewegung.

20. In Elementenpaaren brauchen nicht alle Punkte der einander einhüllenden Gebilde ausgeführt zu sein. Die Frage, mit welcher kleinsten Zahl von Punkten man ausreichen könne, um das, was ich gegenseitige Stützung nannte, zu erzielen, habe ich unter dem Titel: Nothwendige und zureichende Stützung der Elemente, in §. 17 meiner Theor. Kinematik behandelt, damals eine ganz neue Untersuchung**).

21. Aus den Stützungsproblemen leitete ich sodann, ebenfalls a priori, diejenigen Elementenpaare geometrisch ab, welche nicht Umschlusspaare sind. Dieselben besitzen im allgemeinen die Eigenschaft, bei der Umkehrung verschiedene Bewegungen zu liefern. Ich nenne sie deshalb höhere Paare [119 bis 155]. Ihnen gegenüber sind die Umschlusspaare niedrigere Paare zu nennen [120]. Nur in besonderen Fällen tritt bei höheren Paaren durch Umkehrung keine Aenderung der erzielten Bewegung ein. Eine Reihe höherer Paare, die grösstentheils völlig neu waren, wies ich auf Grund eines (in §. 21 angegebenen) allgemeinen und ganz neuen geometrischen Verfahrens nach und behandelte sie eingehend.

22. An letzteres reihte ich weiterhin [139 bis 157] noch sieben andere geometrische Verfahrensweisen zur Bildung der Stützung in höheren Paaren

*) Es gehören stets zwei Polbahnen zusammen und haben genau gegenseitiges Verhältniss. Poinsoth hielt sie in seinen ausgezeichneten, bahnbrechenden Arbeiten für dem Wesen nach verschieden, indem er annahm, dass eine derselben stets ruhe. Diese nannte er Polhodie, die andere Herpolhodie.

**) In derselben, die ich 1862 begonnen hatte und 1870 in der gegebenen Form beendigte, hat mich mein früherer Zuhörer und damaliger Assistent Herr T. Rittershaus, jetzt Professor in Dresden, voll Interesse unterstützt.

an, von welchen Verfahrensweisen die Mehrzahl zwar in besonderen Anwendungen schon bekannt waren, hier aber unter einen neuen, den allgemeinen Gesichtspunkt gebracht wurden.

23. Unselbständige Paare nenne ich solche [161], welche nicht allseitig durch latente Kräfte, sondern theilweise auf andere Art geschlossen sind. Beispiele sind: oben offene Zapfenlager, welche durch das Gewicht der gelagerten Stücke mit ihren Zapfen in Schlussstellung gehalten sind, die Schneiden und deren Lager an Waagen, die offenen Prismenpaarungen an Tischen grösserer Hobelmaschinen u. s. w. Auch durch Federkraft und noch andere sensible Kräfte werden unselbständige Paare geschlossen. Ich nenne den auf diese Weise erzielten Schluss von Elementenpaaren den „Kraftschluss“. Die kraftschlüssigen Elementenpaare führen nur so lange Zwangslauf herbei, als die störenden Kräfte die Schliesskräfte nicht zu überwinden vermögen [161 bis 164].

24. Der Kraftschluss findet auch auf höhere Paare Anwendung. Eine sehr wichtige ist die auf die Laufräder der Eisenbahnwagen, eine andere, noch viel wichtigere diejenige auf Axoidrollung bei Reibrädern (Kap. XVI dieses Buches), von welcher Schliessungsweise die grossartigste Benutzung bei den Treibrädern der Lokomotive gemacht ist [160 bis 231]*).

25. Die Verwendbarkeit des Kraftschlusses geht aber noch weiter. Derselbe ermöglicht, zwei Elementengattungen machinal zu benutzen, welche nur in je einer Richtung die erforderliche hohe Widerstandsfähigkeit (Satz 8) besitzen. Es sind die von mir als Zugkraft- oder Zugorgane und als Druckkraft- oder Druckorgane bezeichneten Elemente (vergl. §. 261 und 308 des Buches). Ich fasste die Zug- und die Druckorgane zusammen als die duktilen oder bildsamen Elemente [165 bis 169]. Dieselben liefern unter Anwendung des Kraftschlusses eine Reihe der brauchbarsten Maschinen, wie den Flaschenzug, die Seilaufzüge, Seilrampen (Kap. XIX), vielerlei Pumpen, Wasserräder u. s. w., welche zwar alle der Beschränkung, die der Kraftschluss mit sich bringt (Satz 23), unterliegen, indessen sehr werthvoll sind.

26. Der Kraftschluss kommt auch in solcher Form zur Verwendung, dass dynamische statt statischer Wirkungen benutzt werden, so bei Karbelgetrieben behufs Ueberschreitung der Todpunkte, d. h. Stellungen, in welchen die zum Mechanismus verwendete Kette unselbständig ist [179 bis 181].

27. In solchen und ähnlichen Fällen kann der Schluss aber auch mittelst anderer kinematischer Ketten herbeigeführt werden, die mit der ersten zusammengesetzt werden. Diese Schliessungsweise nenne ich Kettenchluss [171 bis 176]. Beispiele liefern die Zwillingdampfmaschinen mit winklig versetzten Kurbeln.

28. Eine vorzügliche Verwendung kann der Kettenschluss bei Mechanismen finden, welche mit bildsamen Elementen hergestellt sind. Sie besteht darin, dass man einer solchen kraftschlüssigen Kette (Satz 25) eine ihr ähnliche so gegenüberstellt und mit ihr verbindet, dass die beiden angewandten bildsamen Elemente einander gegenseitig den Kraftschluss gewähren; dies hat aber zur Folge, dass dann die sensiblen Schliesskräfte in

* Eine überall feine Anwendung findet das rollende und schrotende Reibrad bei dem Planimeter und verwandten Vorrichtungen.

latente übergehen und die entstehende neue Kette paarschlüssig wird, wie wenn sie aus lauter starren Elementen bestände [S. 44 „Vollständige kinematische Schliessung der bildsamen Elemente“]. Ich nenne dieses Schliessungsverfahren jetzt einfacher als früher: die Schliessung durch Gegenleitung. Ein Beispiel gewährt der gewöhnliche Riementrieb (S. 711 d. B.), ein anderes das sog. Wassergestänge (S. 939 d. B.). Vermittelt der Schliessung durch Gegenleitung, welche in der Maschinentechnik noch zu weit mehr Aufgaben benutzt werden kann, als bereits geschieht, werden die bildsamen Elemente zu einer Anwendbarkeit erhoben, welche die der starren nicht bloss erreicht, sondern noch weit übersteigt, weil ein durch Gegenleitung geschlossenes bildsames Element Kräfte in ganz beliebigen, auch mannigfach wechselnden Richtungen unter vollem Zwanglauf zu übertragen vermag, was mit starren Elementen nicht angeht (vergl. Kreisseiltrieb, S. 834 d. B., Rohrleitungen für Hochdruckwasser u. s. w.).

29. Endlich gestattet der Kettenschluss noch eine bemerkenswerthe Verwendung der Federn [169, 178]. Diese kann man so bauen, dass sie in mehreren ausgewählten Richtungen widerstandsfähig sind, in anderen aber nicht, z. B. Zug und Druck sowohl, als Biegung in einer Ebene kräftig widerstehen, Biegung in einer zweiten, senkrecht zur ersten stehenden Ebene aber nicht. Dies gelingt, wenn man ihnen Blatt- und Klängenform gibt. Sie können dann als das von mir so benannte Blattgelenk, s. Fig. 508, S. 456, gebraucht werden, welches ein Cylinderpaar vertritt. Beim Blattgelenk fällt, obwohl das Element bildsam ist, der Kraftschluss sowohl als der Gegenleitungsschluss weg und wird durch Kettenschluss ersetzt. Ausgezeichnete Anwendungen in den Emery'schen Waagen s. unten S. 695.

30. Die Paarungen von bildsamen mit starren Elementen erweisen sich als ebenso gut a priori angebbar, als die aus starren mit starren Elementen, wonach dann sämtliche kinematische Elementenpaare sich als theoretisch im Voraus angebbar darstellen [vergl. 549]. Dieses Freimachen der elementaren Bestandtheile von der Empirie, der empirischen Findung, ist ein Zeichen, dass mit der von mir ausgeführten Behandlung der Aufgaben der wirklich wissenschaftliche Weg betreten worden war.

31. Wenn die Grundsätze der Untersuchung, wie sich soeben zeigte, richtig waren, müssen sie auch die Uranfänge der Maschine und deren ganzen Entwicklungsgang aufklären, von den ersten unklaren Regungen des erfinderischen Menschengistes an bis herauf zur höchst vollendeten Leistung auf dem Maschinengebiete. Den Nachweis hierzu lieferte ich in einem „Blick auf die Entwicklungsgeschichte der Maschine“ [195 bis 242], in welchem sich die ganz allmähliche Ablösung des Kraftschlusses durch Paarschluss als ein höchst bemerkenswerther Vorgang erweist.

32. Das, was bis hierher vorgetragen, war immer noch Voruntersuchung und gestattete noch nicht, die Maschine selbst mit der erwünschten Klarheit zu beleuchten. Es erwies sich, dass hierfür eine beträchtliche Abkürzung des Ausdruckes unentbehrlich war, dass es nothwendig war, eine „kinematische Zeichensprache“ zu bilden. Dies geschah in Kap. VII [243 bis 271]. Ich benannte die Elemente mit Grossbuchstaben, es bedarf deren nur zwölf, und drückte die Arten und Beziehungen derselben durch Hilfszeichen aus, die grösstentheils der üblichen geometrischen und mathematischen Zeichensprache entnommen oder doch nachgebildet sind. Für

die Zeichensprachliche Behandlung der kinematischen Kette verwerthete ich den Begriff der Ordnung [268, 272], indem ich in jeder kinematischen Kette die Paare mit Nummern von 1 an und die Glieder mit Kleinschreibstaben von a an zu bezeichnen vorschlug. Durch Uebereinkunft wird festgesetzt, welches Paar und Glied die 1 und das a als Zeichen erhalten soll und in welchem Sinne weiter zu zählen sei. Das Glied zwischen den Paaren 1 und 2 heisst dann a, das zwischen 2 und 3 heisst b u. s. w. Auf diese Weise gelingt es z. B., ein Schubkurbelgetriebe, wie das in Fig. 1022 schematisch gezeichnete, durch die Formel $(C_3'' P \perp)^{\frac{4}{2}}$ unzweideutig auszudrücken. Jeder Kenner der leicht zu erlernenden Sprache weiss genau, um was es sich handelt, nämlich: dass die dem Mechanismus zu Grunde liegende kinematische Kette aus drei parallelen, geschlossenen Cylinderpaaren und einem zu denselben rechtwinklig stehenden, geschlossenen Prismenpaar besteht, dass sie vier Glieder hat, welche gemäss meiner Vorschläge Kurbel, Koppel, Schieber und Lenkstab heissen und mit a, b, c und d benannt sind, dass diese Kette durch Feststellen des Lenkstabes d zu einem Getriebe oder Mechanismus gemacht ist, dass die gerade Richtungslinie des Lagermittels 3 am Ende der Koppel b (Pleuelstange) durch die geometrische Achse 1 der Kurbelwelle geht, dass die Kurbel a unter Vermittlung der Koppel b durch den Schieber c (das Querhaupt) getrieben wird. Gewiss ein reicher Inhalt der kleinen Zeichengruppe; diese erspart somit lange und weiterschweifige Definitionen. Die dem Getriebe zu Grunde liegende kinematische Kette kann gemäss Satz 12 noch auf drei andere Arten zu Getrieben gemacht werden; letztere heissen in der Zeichensprache: $(C_3'' P \perp)^a$, $(C_3'' P \perp)^b$ und $(C_3'' P \perp)^c$, u. s. w.

Unsere deutschen Techniker haben von der Zeichensprache noch wenig Gebrauch gemacht; diejenigen indessen, welche damit vertraut sind, erzielen in Beschreibungen und Besprechungen eine Kürze und zugleich Schärfe des Ausdruckes, welche oft nicht durch seitenlange Erklärungen erreicht werden können.

33. Unter Anwendung der kinematischen Zeichensprache lässt sich nun die Analysirung kinematischer Gebilde aller Art, oder wie ich es nannte, die „kinematische Analyse“ ausführen. Ihre Anwendung auf die sog. einfachen Maschinen [273 bis 281] gibt bemerkenswerthe Aufschlüsse. Sodann untersuchte ich mittelst ihrer die „Kurbelgetriebe“ [282 bis 342], wobei unter Zuziehung der Voruntersuchungen in Kap. V [180 bis 194] eine reiche Fülle von Ergebnissen erhalten wurde.

34. Hieran schloss ich eine Analysirung der „Kurbelkapselwerke“, wie ich die mittelst der Kurbelgetriebe gebildeten Druckorganwerke nannte [343 bis 389]. Dabei wurden gegen hundert Druckorganmaschinen, die bis dahin fast alle vereinzelt als gesonderte Erfindungen dagestanden hatten, streng systematisch dargestellt, auch ihre Entwicklung vermittelst Kettenumkehrung nachgewiesen, wodurch eine Menge Unklarheiten beseitigt werden konnten.

35. In Kap. X [390 bis 418] besprach ich analysirend die von mir so genannten Kapselräderwerke, deren grundsätzliche Zusammengehörigkeit ich 1868 zuerst nachgewiesen hatte.

36. In Kap. XI endlich [419 bis 471] führte ich die Analysirung der baulichen Maschinenelemente aus; bei welcher Gelegenheit ich die aus Gesperren gebildeten Mechanismen kurz darstellte. Meine Untersuchung dieser Mechanismenklasse war damals noch nicht weit genug gediehen. Erst in der gegenwärtigen Auflage dieses Buches habe ich die ausserordentliche Mannigfaltigkeit und Bedeutung, welche den Gespermechanismen innewohnt, vorführen können.

37. An diese Analysirung der Theile der Maschine schloss ich eine allgemeine Analysirung der vollständigen Maschine [472 bis 530] als einen Versuch an, mit welchem ich mehrfach die Grenzen der theoretischen Kinematik überschritt und das der angewandten betrat oder doch stark streifte. Der Zweck dieser Untersuchung ging indessen wesentlich nur dahin, die Anwendbarkeit der gefundenen Sätze zu zeigen und ausserdem darzulegen, dass gewisse ältere Begriffe — die vom „Rezeptor“, der „Transmission“ und dem „Werkzeug“ — sich vor der kinematischen Analyse nicht durchweg aufrecht halten lassen.

War dieses Ergebniss ein negatives, so erwies sich ein anderes als positiv, dasjenige nämlich, dass die vollständigen Maschinen zweien deutlich unterscheidbaren Zwecken dienen: „Ortsänderung und Formänderung“. Auf diese Kategorie hatte übrigens schon früher, von ganz anderen Gesichtspunkten ausgehend, der verstorbene Hülsse hingewiesen, war auch von Einigen befolgt worden. In ihrer Allgemeinheit hat diese Unterscheidung einen gewissen Werth; unten werde ich auf dieselbe nochmals zurückkommen (42 bis 49).

38. Der kinematischen Analyse stellt sich begrifflich als nothwendiges Gegenstück eine kinematische Synthese gegenüber. Sie hat offenbar die Aufgabe, die oben (Satz 19, 21, 30) besprochene Vorausbestimmung der Paare, Ketten und Mechanismen für gegebene machinale Zwecke auszuführen. Man könnte also die kinematische Synthese als eine Theorie des Maschinenerfindens ansehen. Das kann sie sein, aber nur in einem eingeschränkten Sinne. Sich gänzlich fernhaltend von der Anmaassung, des erfinderischen Genius Wesen und Bedeutung zu schmälern, kann man mit dieser Theorie immerhin manches erreichen. Man kann zunächst gewisse erfinderische Aufgaben, die schon gelöst sind, als auf synthetischem Wege lösbar nachweisen, und kann danach zu anderen, noch ungelösten Aufgaben mindestens Wege der Lösung andeuten.

Ich zeigte in der Abhandlung über die Synthese zunächst, dass sich die kinematischen Elementenpaare in 21 Klassen vorausbestimmbar ordnen lassen [531 bis 586], sodann, dass in einem weitgehenden Maasse auch die kinematischen Ketten, und demzufolge auch die Mechanismen, der Vorausbestimmung zugänglich sind; ich kam auf acht Klassen einfacher Ketten [586]. Das synthetische Verfahren wies ich als in zwei Formen, der direkten und der indirekten Form, durchführbar nach, jede wieder zerfallend in eine allgemeine und eine spezielle Synthese. Als weitaus am brauchbarsten konnte die indirekte Synthese bezeichnet und bis zu einem gewissen Umfang auch ausgeführt werden [536 ff.]. Ueber mein Erwarten hinaus hat diese meine theoretische Darlegung, mit welcher ich nicht viel mehr glaubte erreichen zu können, als mein eigenes Verfahren bei Angabe zahlreicher neuer Mechanismen darzulegen, bei Anderen mehrere sehr glückliche Anwendungen gefunden.

b) *Angewandte Zwanglauflehre oder Kinematik.*

39. *Der theoretischen stellt sich eine angewandte Zwanglauflehre nicht sowohl gegenüber, als sie vielmehr sich ihr anzuschliessen hat. Sie kann aber auch für sich allein bestehen. In der That ist denn auch angewandte Kinematik schon lange gelehrt worden, man kann sagen von Monge an (s. oben), ohne einen theoretischen Unterbau zu besitzen. Ja, eine solche Behandlung der Zwanglauflehre kann für eine Zeit ganz nützlich sein, hat sich auch so erwiesen. Dass ihr die theoretisch zurückspaltende Erläuterung fehlte, dass alles vom Erfinder übernommen, ex post erklärt werden musste, konnte dem Praktiker ziemlich gleichgültig sein. Dieses Ausreichen des älteren Verfahrens führte meinen hochgeschätzten Lehrer Redtenbacher sogar dazu, eine wirklich theoretische Behandlung der Bewegungsmechanismen für unmöglich zu halten.*

Aus diesen Umständen folgte für mich, dass ich nicht genöthigt war, der „theoretischen“ Kinematik die „angewandte“ im Druck rasch folgen zu lassen. Und dies war sehr wichtig, da die Einreichung aller Maschinen-gattungen in die neue Lehrform nicht rasch erledigt werden konnte und nicht flüchtig gemacht werden durfte. Bei all der Einfachheit der obigen Sätze bot ihre Ausarbeitung ins Einzelne oft maasslose Schwierigkeiten und forderte meist eine Summe von Untersuchungen, von der sich selbst meine Zuhörer keine richtige Vorstellung machen konnten. Ihre nicht unblöbliche Ungeduld riss sie aber hin, meine Vorträge über angewandte Kinematik für ihren engen Kreis vervielfältigen zu wollen, obwohl ich den Vortrag als nicht fertig bezeichnete. Ich sagte die erbetene Erlaubniss mit schwerem Herzen zu unter der Bedingung, dass nur Druck „als Manuskript“ in engbegrenzter Zahl von Abzügen stattfinde. So sind denn vier Ausgaben der genannten Vorträge entstanden, die letzte sich wesentlich auf Zeichnungen von Unterrichtsmodellen beschränkend. Studierende in ihrem Wissensdrange ahnen meist nicht, in welche Gefahren sie das schriftstellerische Eigenthum ihrer Lehrer durch solche Vervielfältigungen stürzen, einestheils wegen sich daran knüpfender Missdeutungen, anderentheils wegen unberechtigter Ausnutzung durch Andere. Ich hatte unter diesen Gefahren nur zu sehr zu leiden.

Inzwischen ging ich (von 1882 an) dazu über, die kinematischen Grundsätze in diesem Handbuch unmittelbar anzuwenden, ohne dabei den Leser mit Berufungen auf theoretische Sätze aufzuhalten. Dies wäre ja auch eine Verletzung des Charakters des Handbuches gewesen. Die wichtigsten Sätze, in welche ich die angewandte Kinematik glaube fassen zu können, seien nun hier in aller Kürze aufgeführt.

40. *Bei der grossen Ausdehnung des heutigen Maschinenwesens finden die Mechanismen, deren Anzahl, wie wir gesehen haben, nicht sehr gross ist, die verschiedenartigsten Anwendungen bei demselben Theilbestand. Auf deutliche Unterscheidung der Benutzungsweisen kommt es aber bei der „angewandten“ Zwanglauflehre an. Es zeigt sich, dass unsere obige Analyse hier nicht ausreicht, indem sie uns nicht den Zweck des erzeugten Zwanglaufs, sondern nur die elementare Zusammensetzung der denselben*

bedingenden Körperverbindung kennen lehrt. Wir können sie deshalb, wie ich vorschlage, die kinematische

Elementar-Analyse

nennen. Ihr gegenüber stelle ich für die angewandte Zwanglauflehre eine andere Analyse, welche die Bewegungszwecke der benutzten Getriebe ins Auge fasst und die ich

Getriebs-Analyse oder getriebliche Analyse zu nennen vorschlage. Diese soll nicht die Getriebe wieder auflösen, sondern nach Zweck und Wirkung nur richtig deuten; für sie sind die Getriebe geschlossene Elementengruppen, welche als höhere Einheiten zu dem Gebilde „Maschine“ zusammentreten, ähnlich den aus Atomen zusammengesetzten Molekülen, die den Körper bilden.

41. Die getriebliche Analyse liefert nicht, wie man erwarten könnte, ein logisch ähnliches Ergebniss, wie die Elementar-Analyse, sondern ein von jenem verschiedenes, neues. Während diese darauf führte, dass die Getriebebildner nur paarweise vorkommen, was so besonders charakteristisch ist, lehrt die Getriebs-Analyse, dass die zur Maschine vereinigten Getriebe einzeln zusammentreten. In der Vossc'schen Pumpe z. B., Fig. 979a, sehen wir zwei Schaltwerke zur Maschine vereinigt, in der Downton'schen, Fig. 979c, dagegen deren drei. Das Grundwort „Werk“ scheint mir sehr gut zur Bezeichnung der in Rede stehenden Elementengruppen zu passen; ich habe es daher oft zu Benennungen abgeschlossener Getriebe verwendet und nenne allgemein einen, auf die gedachte Weise als Elementengruppe aufgefassten Mechanismus ein

Treibwerk, abkürzend auch wohl einen *Trieb*,

(vergl. namentlich §. 260). Die getriebliche Analyse hat hiernach die Aufgabe, die Zusammensetzung der Maschine aus Treibwerken oder Trieben nachzuweisen. Die Treibwerke können sowohl einfache, als auch zusammengesetzte Mechanismen sein. Zahlreiche Beispiele geben die Kap. XVIII, XIX, XXIII. Ich glaube, dass mit einer absichtlichen und klaren getrieblichen Analysirung ein Weg betreten wird, welcher zur Lösung der gestellten Aufgabe zu führen verspricht, auch frei ist von der, dem Praktiker unbehaglichen Zurückspaltung auf die Uranfänge, mit welcher er nicht gern aufgehalten sein möchte. Diese Zurückspaltung kann ihm immerhin lehrreich sein; sie ist aber Sache der „theoretischen“ und nicht der „angewandten“ Zwanglauflehre.

42. Die zahlreichen Bewegungszwecke der Treibwerke lassen sich mit mehr oder weniger Bestimmtheit auf vier Hauptaufgaben des Zwanglaufs zurückführen, für welche ich die Namen:

Leitung, Haltung, Treibung, Gestaltung

vorschlage (S. 866, 971). Die drei ersteren fallen unter die Ausführungsarten der „Ortsveränderung“, die letzte unter diejenige der „Formveränderung“ (Satz 33 und 36).

43. *Leitung* wird bewirkt durch *Leitwerke*: die „Kurvenführungen“ mit den Unterabtheilungen „Kreisführung“ und „Geradführung“, dann die „Parallelführungen“ und die von mir „Lagenführungen“ genannten Getriebe (zur *Leitung* von Punktsystemen in anderen als parallelen Lagen). Das grossartigste Beispiel eines *Leitwerkes* bieten die Eisenbahnschienen nebst Laufträgern und Wagengestellen. Die *Leitwerke* können aus kine-

matischen Ketten aller Art gebildet sein. Aufgabe der „theoretischen“ Zwanglauflehre war es, von den aus diesen Ketten herstellbaren Getrieben die allgemeinen Bewegungseigenschaften anzugeben; diejenigen besonderen Eigenschaften, welche die Leitung betreffen, hat die angewandte Kinematik unter dem letzteren Titel zu behandeln.

44. Haltung habe ich denjenigen Zwanglauf genannt, vermöge dessen Maschinenorgane besonders geeignet sind, mechanische Arbeit aufzuspeichern, die sie dann später wieder abgeben können. Bisher hat man die Haltung als besonderen machinalen Begriff nicht ausgesondert, obwohl man sie tausendfältig benutzte. Die Haltungen nehmen bei den drei Elementenhaltungen ganz verschiedene Formen an.

a) Haltungen für starre Elemente. Sie sind statische oder dynamische. Als statische Haltungen dienen gehobene Gewichte, gespannte Federn, als dynamische die Schwungmassen, pendelartig oder radartig benutzt (vergl. S. 944). Eine der ältesten dynamischen Haltungen ist die Spindel mit Schwungwirtel [212].

b) Haltung für Zugorgane wird durch Wicklung der letzteren auf Trommeln und Rollen erzielt (S. 691, 694) und nicht selten angewandt, so in Wanduhren, Laufwerken für Telegraphen u. s. w.

c) Haltung für Druckorgane findet am meisten Anwendung (S. 866, 874, 878 und das ganze Kap. XXV). Behälter für Wasser, Oel, Soole, Gas, Luft, Dampf, Hochdruckwasser (Akkumulatoren) sind Beispiele.

45. Treibung. Unter dieser verstehe ich die Bewegungsübertragung innerhalb des einzelnen Getriebes und diejenige von Treiberwerk zu Treiberwerk. Während die „Leitung“ die Abhängigkeit der Bahnen der Punkte betrachtet, hat die Treibung die Abhängigkeit der Geschwindigkeiten der verschiedenen Punkte auf ihren Bahnen zum Gegenstand. Aufgabe der angewandten Zwanglauflehre ist hier, diejenigen besonderen Eigenschaften der Mechanismen, welche deren Geschwindigkeiten betreffen, zu behandeln (vergl. Schluss von Satz 38). Beispiel S. 942, Anmerkung.

46. Gestaltung soll hier die Umformung von Körpern mittelst der Maschine bedeuten. Diese vierte Wirkungsweise ist die formenreichste unter allen, zugleich diejenige, welche dem Erfindungsgeiste noch immer einen weiten Spielraum darbietet. Sie geschieht unter unmittelbarer Einwirkung des Werkzeugs auf den zu bearbeitenden Körper, oder, wie ich [182] diesen benannte: das Werkstück (ein Ausdruck, welcher rasch allgemeine Annahme bei uns gefunden hat). Das Werkstück tritt als ein Theil eines Kettengliedes oder als ganzes Glied der kinematischen Kette in die Maschine und geht mit dem Werkzeug eine Paarung oder Verkettung ein, bei welcher es vermöge der stofflichen Beschaffenheit des Werkzeugs seine ursprüngliche Form mit derjenigen Umhüllungsform vertauscht, welche seiner Paarung oder Verkettung mit dem Werkzeug zukommt [382].

Man kann drei Formen unterscheiden, in welchen die nach diesem Satz vor sich gehende Einwirkungsweise herbeigeführt wird.

a) Das Werkzeug ist hart und zugleich schneidig; es trennt demzufolge von dem Werkstück diejenigen Stofftheile los und ab, welche ausserhalb der Umhüllungsform liegen, die der vorhin genannten Paarung oder Verkettung zukommt; Drehbank, Hobelmaschine, Fräsbank u. s. w.

XXVIII Vorrede zur vierten Auflage und vierten Lieferung.

b) Das Werkzeug ist ausreichend widerstandsfähig, um seine Form behaupten zu können, aber nicht schneidig, das Werkstück dagegen ist bildsam nachgiebig gemacht oder von Natur so beschaffen. Demzufolge werden diejenigen seiner Stofftheile, welche ausserhalb der genannten Umhüllungsform liegen, verdrängt, an andere Stellen des Werkstückes versetzt, ohne ihres Zusammenhangs mit letzterem beraubt zu werden; Prägepressen, Drahtzug, Walzwerk, Vorspinnerei u. s. w.

c) Werkzeug und Werkstück sind beide bildsam und wirken deshalb gegenseitig umformend aufeinander, sodass jedes gegen das andere sowohl die Rolle des Werkstückes, als die des Werkzeuges spielt; Spinnerei, Zwirnerei, Wirkerei, Weberei u. s. w.

Zu allen drei Arbeitsformen sind in diesem Buche Beispiele angeführt; weitaus am mannigfaltigsten zeigen sich die Gestaltungsweisen bei den Druckorganen (s. S. 970 bis 977).

47. Es könnte den Anschein haben, als durchbreche die vorstehende Werkzeugtheorie die logische Ordnung, welche in der „theoretischen“ Kinematik aufgestellt wurde, indem hier unter (a) das eine der Elemente, das Werkzeug, Stofftheile seines Partners ablöst und wegschafft, weil es härter und weil es schneidig ist. Als müsste man demnach zwischen Elementen von nachgiebigem und solchen aus unnachgiebigem Stoff unterscheiden. Das würde ein Rückfall in die Empirie sein. Die Durchbrechung der Logik ist aber nur scheinbar. Alle Elementenpaare ohne Ausnahme besitzen die Eigenschaft, dass die Partner vermöge der latenten Kräfte aufeinander formändernd einwirken; denn ihre gegenseitigen Bewegungen gehen unter Reibung vor sich und bewirken deshalb Abnutzungen. Die angewandte Mechanik lehrt die Reibungen in den Elementenpaaren und die daraus folgenden Abnutzungen kennen und ermitteln. Es wurde deshalb oben ausdrücklich gesagt (S. XVI), dass die Bewegungsprobleme der Maschine der Mechanik angehörten. Die formändernde Aufeinanderwirkung der kinematischen Elemente sucht der Maschinenbauer, wo er sie nicht wünscht, mit allerlei Mitteln einzuschränken und durch „Nachstellung“ auszugleichen; wo er sie aber wünscht und beabsichtigt, sucht er sie im Gegentheile zu verstärken. Es besteht somit zwischen den Elementenpaaren in dem einen und anderen Falle nicht ein Unterschied der Quantität, sondern nur ein solcher der Quantität [492].

48. Ein dem erwähnten ähnliches Bedenken könnte wegen der Werkzeugwirkung unter (b), Formänderung ohne Beseitigung von Stofftheilen, entstehen. Aber auch in diesem Falle ist die Zugehörigkeit der Zwanglauflehre zur Mechanik entscheidend. In Satz 8 oben wurde ausdrücklich darauf hingewiesen, dass Formänderungen, welche in der Nichtstarrheit beruhen, immer eintreten, weshalb wir nur annähernde Lösungen erzielen. Auch hier also handelt es sich um Unterschiede der Quantität, keineswegs aber um solche der Quantität [491].

Dieser Umstände ist sich namentlich der Präzisionsmechaniker bewusst. Nicht ein einfaches Cylinderelement (Satz 19), ein Zapfenlager für einen Theodolithen oder gar ein astronomisches Durchgangsfernrohr behauptete er, fehlerlos ausführen zu können, bedient sich aber einer Reihe durchdachter Mittel, die Fehler klein zu halten; wieder anderer, fast immer kinematischer Mittel, bedient sich der Astronom, um die gebliebenen Fehler zu messen.

49. In anderen Fällen macht der Maschinenbauer sogar eine nützliche Anwendung von den elastischen Formänderungen der kinematischen Ketten-glieder, wie z. B. Adolf Hirn, der die Biegungen des Balanciers der Dampfmaschine zur Aufzeichnung von Dampfdruck-Diagrammen, oder die feinen Verdrehungen einer dicken Triebwelle zur Kraftmessung benutzte*). Man vergl. auch den Giddings'schen Schieberkraftmesser S. 1145 und dann namentlich die Emery'schen Waagen, in welchen unter Lasten von vielen Tonnen Membranbiegungen von wenigen Hundert Theilen eines Millimeters sehr genau gemessen werden**). Wenn wir derartige Formänderungen unter manchen Umständen auch vernachlässigen, so dürfen wir doch nie vergessen, dass wir vernachlässigt haben. Anderenfalls würden uns sowohl hochwichtige Züge ganz entgehen, als auch in der Werkzeugtheorie ganz falsche Schlussfolgerungen sich aufdrängen. Im Maschinenbau wird der Nachgiebigkeit der Theile neuerdings grosse Aufmerksamkeit gewidmet.

50. Ordnung der Treibwerke. Bei Prüfung der gegenseitigen Wirkung der in einer Maschine vereinigten Treibwerke zeigt sich, dass wir mehrere Arten der kinematischen Verbindung derselben unterscheiden können. Ich nenne die Verbindungsweise die Ordnung der Treibwerke und schlage die Unterscheidung dreier Arten derselben vor.

a) Unterordnung. Diese findet statt, wenn von einander ge-reihten Treibwerken jedes auf das nächstfolgende wirkt. Je nachdem zwei, drei, vier oder n Treibwerke in einer Maschine untereinander, oder wenn man will, übereinander geordnet sind, nenne ich das Ganze ein Treib-werk zweiter, dritter, vierter, nter Ordnung. Beispiele S. 664, 665, 673, 680, 684 u. s. w.

Eine Treibwerkfolge kann in sich selbst zurücklaufen. Ich nenne dann die Uebertragung „Kreistrieb“ (vergl. S. 834, 934, auch 1039). Dieses Zurücklaufen in den Anfang muss bei der kinematischen Kette irgend eines Mechanismus immer stattfinden, weil deren Elemente nur paarweise be- stehen (Satz 5). Hier aber, wo die Elementengruppen einzeln aufeinander folgen (Satz 41), können dieselben auch eine, nicht in sich zurückkehrende Folge bilden, in Linie stehen, wie man es nennen darf, weshalb ich die Uebertragung dann eine solche in „Linientrieb“ nenne (S. 1041). Kreis- trieb kann auch an Linientrieb anschliessen, Linientrieb sich in zwei oder mehr Triebe theilen u. s. w. Ein Beispiel zu dem ersteren Falle ist das auf S. 926 ff., wo das Pumpwerk sich als Linientrieb an die im Kreistrieb arbeitende Dampfmaschine anschliesst. Auch auf eine Zwischenstufe zwischen Kreis- und Linientrieb habe ich S. 1041 hingewiesen.

b) Beiordnung. Hierunter möchte ich eine Verbindung von Treib- werken verstehen, bei welcher der einzelne Trieb den anderen beeinflusst, aber nicht nothwendig zur Erhaltung des Ganges ist. Ein Beispiel liefert der Kreisseiltrieb S. 834 ff. Von den einzelnen Treibrollen T_1 T_2 T_3 ... T_n können unter Umständen mehrere leer laufen, wobei sie in blosse Leitrollen (Satz 43) übergehen; werden sie aber mit Widerstand beladen, so beein- flussen sie den ganzen Trieb durch Aenderung der Anspannung des Treib-

*) S. Berliner Verhandlungen.

***) S. ebenda meinen Vortrag im Sitzungsbericht vom 3. März 1884. In meinen Vor- lesungen behandelte ich die Emery'sche Waage als ausgezeichnetes Beispiel bei den Parallelführungen.

seiles. Sie wirken also zu Zeiten, und wirken zu anderen Zeiten nicht in der Treibwerkfolge; sie nehmen Theil an der Ordnung, können aber auch ausgeschaltet werden, ohne den Betrieb zu stören. Man kann diese Ordnungsweise wohl als Beiordnung bezeichnen.

Beiordnung ist auch die Ordnung, welche in der Verbunddampfmaschine besteht, vergl. S. 1042. Hier fasse ich, entsprechend der obigen Angabe in Satz 42: dass ein Treibwerk auch eine zusammengesetzte Kette zur Grundlage haben könne, die ganze einzelne Dampfmaschine aus der Reihe als ein Treibwerk auf, wodurch die Uebersicht sehr erleichtert wird. Jedes der Treibwerke $T_1, T_2, T_3 \dots T_n$ beeinflusst zwar hier die Wirkung der übrigen, wie vorhin beim Kreisseiltrieb, bedingt aber nicht die Gangbarkeit des Ganzen, wie bei der Unterordnung der Fall sein würde. Die Zwei-, Drei-, Viererbandmaschine kann man als Treibwerk zweiter, dritter, vierter Ordnung bezeichnen, hat aber dabei ergänzend hinzuzudenken: Beiordnung.

c) Nebenordnung. Diese Ordnungsweise ist am meisten angewandt und am ältesten. Sie findet statt, wo Arbeitsmaschinen von einem und demselben Triebwerk aus betrieben werden, wie in Fabriken aller Art tausendfältig geschieht. Man kann die einzelnen dieser nebeneinander geordneten Arbeitsmaschinen aus- und einrücken, ohne den Gang der anderen zu stören oder zu beeinflussen, Gangregelung vorausgesetzt. Auch Kraftmaschinen, welche auf dasselbe Triebwerk wirken, können in Nebenordnung arbeiten, wie ja häufig geschieht, gelegentlich unter Einschaltung geeigneter Kupplungen, S. 402, welche insofern deutlich die Nebenordnung erkennen lassen, als sie geradezu das unabhängige Beitreten zur Betreibung und das ebensolche Ausscheiden aus derselben statthaft machen sollen. Nebenordnung von Trieben liegt auch vor bei dem Hanfseiltrieb mit mehrspurigen Rollen, S. 786, auch im Eisenbahnbetrieb, wenn eine zweite Lokomotive im Vorspann arbeitet.

Unterordnung, Beiordnung und Nebenordnung sind nicht in aller Schärfe voneinander verschieden, drücken aber mit einer, wie mir scheint, ausreichenden Genauigkeit das Wesen der Treibwerkordnung aus. Als auf ein Beispiel, in welchem alle drei Arten vorkommen, sei noch auf eine Kurbeldampfmaschine gewöhnlicher Bauart hingewiesen, welcher das Getriebe Fig. 1023 zu Grunde liegen möge. Hier bilden Cylinder, Kolben, Schieber und Dampf ein Hemmwerk: dasselbe treibt das Schubkurbelgetriebe $c l r \dots$, dieses ein zweites $r_1, l_1, b \dots$ und damit den Schieber. Die genannten drei Treibwerke sind also einander untergeordnet und wirken, da das Ende an den Anfang zurückkehrt, im Kreistrieb und zwar in dritter Ordnung. Das hinzuzudenkende Schwengrad mit seiner Lagerung bildet eine dynamische Krafthaltung, welche abwechselnd die Kraftüberschüsse aufnimmt und wieder ab- und zwar weitergibt; diese Haltung ist beigeordnet. Gewöhnlich sind solch einer Dampfmaschine noch andere Treibwerke beigeordnet, z. B. eine Expansionssteuerung, ein Regulator; untergeordnet ist ihr häufig eine Speisepumpe, untergeordnet ein, vielleicht sehr ausgedehntes Triebwerk, welches beigeordnete Arbeitsmaschinen in grösserer Anzahl in Bewegung setzt.

Wie der Maschinenbau sehr häufig auch physikalische und chemische Treibwerke in die Treibwerkreihe aufnimmt, um Wärme-, Gasspannungs-

und elektrische Wirkungen in den Dienst der Maschine zu ziehen, ist in §. 260 allgemein erörtert und kommt vor allen Dingen in der Dampfmaschine zur Geltung.

51. Die Höhe des Exponenten der Treiberkordnung ist von bedeutendem Einfluss auf die schädlichen Widerstände der Maschine, namentlich wo es sich um Unterordnung von höherem Grade handelt, vergl. S. 688. Denn in diesem Falle steigen die schädlichen Widerstände manchmal geradlinig, wenn nicht noch weit stärker mit dem Ordnungsexponenten. Diese Beobachtung drängt sich bald auf. Man findet deshalb bei den Maschinen-erfindern das lebhafteste Bestreben, die Ordnungszahl herabzusetzen. Wie auf S. 688 angegeben, arbeitete das höchst sinnreiche Luftdruckwerk für Uhrenbetrieb, welches der Ingenieur Mayrhofer erfunden, vor einigen Jahren mit Treiberwerken bis zu 17ter Ordnung; inzwischen hat Herr Mayrhofer aber die Ordnungszahl bis auf 8 herabgesetzt. Man kann mit Fug und Recht sagen, dass das „Vereinfachen“ einer Maschine darin besteht, die Ordnungszahl oder den Ordnungsexponenten ihrer Treiberwerke der Eins zu nähern. Dass dies gelingen kann, zeigt u. a. der Giffard'sche Einspritzer, Fig. 971a, bei welchem Leitwerk und Treiberwerk zusammenfallen und die Ordnungszahl = 1 ist; dasselbe gilt von der Siemens'schen Geiserpumpe, Fig. 973; bis auf 2 ist die Ordnungszahl herabgezogen bei der, auf S. 1159 abgebildeten Abfallpumpe von Morrison und Ingram, bei welcher, ebenfalls vermöge Zusammenlegung von Leitung und Treibung, sogar eine absetzende Förderung einer Flüssigkeit bei 2ter Ordnung erzielt ist.

52. Ich glaube durch das Vorgetragene gezeigt zu haben, dass die angewandte Zwanglauflehre, wie ich sie vorschlage, indem sie die Maschine als aus „Treiberwerken“ gebildet ansieht, sodann die Zwanglaufwirkung nach „Leitung“, „Haltung“, „Treibung“ und „Gestaltung“ unterscheidet und die „Ordnung“ der Treiberwerke feststellt, das Maschinenproblem wissenschaftlich lückenlos darzustellen geeignet ist. Die theoretische Zwanglauflehre mit ihren Sätzen diene hierzu als wissenschaftliche, die Probleme in ihrer Reinheit auffassende Voraussetzung. Ohne dieselbe ist eine wirklich wissenschaftliche angewandte Zwanglauflehre nicht möglich. Dennoch aber können ihre Lehren, welche mitunter spitzfindig ausfallen müssen, dem Maschinenpraktiker erspart bleiben, wenigstens für den Alltagsgebrauch. Eine klare Gliederung der angewandten Lehre wird ihm indessen nützen können und, wie ich annehme, auch willkommen sein.

Im Grunde ist ja das Verfahren des Maschinenbildens, wie ich es oben zu zergliedern versucht habe, in vielen Punkten übereinstimmend mit dem, was der Praktiker thut. Er kennt die Kurbelgetriebe, die Rädertriebe, die Kurrensehwerke, die Kegelwerke, und wo er sie nicht kennt, nimmt er ja gern Belehrung an; dann aber verbindet er sie, setzt sie in Beziehung zu einander, lässt eines auf das andere wirken, wie es ihm der gestellten Aufgabe angemessen scheint. Für die Steuerungen der Dampfmaschine z. B. (vergl. S. 945 bis 952) baut er nicht sowohl kinematische Ketten von vielfacher Zusammensetzung auf, wie man hat heraus-analysiren wollen, als er bekannte Schubkurbelgetriebe verbindet, einmal das eine, einmal das andere voll wirken lässt, dazwischen auch beide zusammen, wobei sich ihre Wirkungen theilweise aufheben. Die Theorie kommt nachher und ermittelt

die besten Verhältnisse. So hat er von je geschaffen und wird es auch noch ferner thun. Klarer nur und rascher wird er schaffen und weiterbilden können, wenn ihm der Grundstoff ausgearbeitet zugeführt und sein eigenes Verfahren ihm durchsichtiger dargestellt wird, als es ihm selbst vorschwebt. In dieser Voraussetzung war es, dass ich den Versuch gewagt habe, die von mir entwickelten kinematischen Grundsätze im Handbuch zur Anwendung zu bringen; es geschah nicht, um die Erfindungskunst zu meistern, sondern um ihr wissenschaftlich zu dienen.

Ich nehme auch an, dass von dem hier gewonnenen Gesichtspunkte aus unsere Praktiker die theoretische Kinematik, gegen welche sich Viele, man kann sagen, ablehnend verhalten haben, näher prüfen werden. Sie haben dieselbe, aus vielen Aeußerungen zu schliessen, für ein wohl zu weit getriebenes Theorisiren gehalten, während es sich um eine nothwendige Vorarbeit handelte, die ich selbst übrigens nirgends für die unmittelbare praktische Verwendung bestimmt oder empfohlen habe. Meinen Lesern muss ich überlassen, zu prüfen, wie weit mir meine Absicht, durch Anwendung der Kinematik dem Fache zu nützen, gelungen ist.

* * *

An dieser Stelle sehe ich mich genöthigt, auf ein neueres Buch zurückzukommen, welches sich höchst eigenthümlich zu meinen kinematischen Veröffentlichungen stellt und mich durch vielerlei Angriffe zu einer Abwehr veranlasst; es ist das „Lehrbuch der Kinematik, I. Band, die ebene Bewegung“ von Prof. Dr. L. Burmester (jetzt in München, früher in Dresden), Leipzig 1886/88. Ich fühle zwar nicht den Beruf, das Buch hier zu kritisiren, habe mich selbst auch durch fremde Kritik stets gern belehren lassen, wie die neuen Auflagen meiner Bücher jedesmal beweisen. Hier indessen muss ich, da in dem Buche nicht sowohl mir Verbesserungen vorgeschlagen, als starke Anschuldigungen gegen meine Arbeiten erhoben werden, auf dessen ganzen Inhalt etwas eingehen.

Das Buch behandelt geometrische, kinematische und mechanische Stoffe und ist nicht leicht ernstlich zu prüfen, weil seine Ausdrucksweise vielfach unklar ist. Doch lässt sich aus den einleitenden Bemerkungen so viel verstehen, dass Herr Burmester Kinematik und Bewegungsgeometrie für identisch ansieht. So heisst es in der Ankündigung (1886): „Die Kinematik, welche die geometrische Bewegungslehre und ihre Anwendungen auf Maschinen umfasst, ist aus der Verbindung des Begriffes der Bewegung mit der Geometrie hervorgegangen.“ Fasst man hier „Kinematik“ so auf, wie das Wort bei seiner Schaffung gemeint war (s. oben S. XVI), so muss man staunen über die neue geschichtliche Mittheilung; legt man aber den Ton auf „Die“, so hat man eine Art von Erklärung vor sich, was sich Herr Burmester unter Kinematik vorstellt. Das Vorwort (1887) sagt einfach: „Die Kinematik ist aus der Verbindung des Begriffes der Bewegung mit der Geometrie hervorgegangen u. s. w.“ Aus beiden Stellen kann man zwar nicht entnehmen, was nach Herrn Burmester Kinematik wirklich ist, muss aber doch zu dem obigen Schlusse gelangen, wie auch in mehreren,

mir bekannt gewordenen lobenden Kritiken des Buches geschehen ist. Die Identität von „Kinematik“ und „geometrischer Bewegungslehre“ besteht aber nicht.

Die geometrische Bewegungslehre, auch Phoronomie genannt, beschäftigt sich mit allen Bewegungen ohne Ausnahme; sie beschränkt sich keineswegs auf die machinalen Bewegungen; auch in ihrer neueren Behandlungsweise ist man weit entfernt, das beschränkte Maschinengebiet als das eigentliche der Phoronomie zu betrachten. Das thut z. B. mit keinem Wort Poinsot, dem wir eine so bedeutende Entwicklung der Phoronomie verdanken. Letztere leistet für einen wichtigen Theil der Maschinenbewegungen sehr gute Dienste (s. oben), aber ebenso grosse, oder noch weit grössere für die Erörterung der Planetenbewegungen und anderer kosmischer Vorgänge, grossartige, wie verschwindend kleine. Indem nun Herr Burmester wohl anfänglich annahm — er nöthigt uns zum Rathen — dass sie auf alle Bewegungen in der Maschine wichtige Anwendung finde, zog er den folgenden Schluss: Alle Maschinenbewegungen sind Bewegungen; alle Bewegungen können durch die geometrische Bewegungslehre dargestellt werden; folglich ist die Lehre von den Maschinenbewegungen = der geometrischen Bewegungslehre, oder, indem er den Namen Kinematik einsetzte: Kinematik = Phoronomie. Dieser Schluss ist ein Fehlschluss.

Ampère dagegen schloss folgendermassen: Alle Maschinenbewegungen werden durch die Bewegungslehre erklärt; die Maschinenbewegungen unterscheiden sich von den übrigen Bewegungen dadurch, dass sie unfreie, gezwungene sind; folglich muss der Eintheiler der Wissenschaften für die Maschinenbewegungen eine besondere Abtheilung der Bewegungslehre setzen, die Kinematik.

Wo er die Beziehungen der Kinematik zu den anderen Wissenschaften schematisch angibt, erwähnt er der Geometrie gar nicht. Es heisst da:

Kinematik und Statik sind Theile der Elementarmechanik;

diese und die transzendente Mechanik bilden die:

Mechanik.

Wegen der sich hier zeigenden Dreistufigkeit nannte Ampère die Kinematik eine Wissenschaft dritter Ordnung. Der Fehlschluss des Herrn Burmester ist der, dass er die wichtige Eigenschaft der Maschinenbewegungen, häufig durch die geometrische Bewegungslehre oder die Phoronomie mit grossem Nutzen dargestellt werden zu können, mit dem Wesen der Maschinenbewegungen verwechselt oder „konfundirt“. Sein Fehlschluss gehört deshalb zu denjenigen, welche die Wissenschaft der Logik einen Fehlschluss der Konfusion nennt. Ich gebrauche diesen Ausdruck hier keineswegs, um herabzusetzen, sondern bloss im rein wissenschaftlichen Sinne. In diesem Sinne ist aber Herrn Burmesters Fehlschluss ein ungeheurer. Er geht durch das ganze Buch, nicht, nach dem abgenutzten Vergleich, wie ein rother Faden — das gäbe keine richtige Vorstellung — sondern wie ein Nebel, der alle Umsicht verhindert.

Im weiteren Verlauf stösst Herr Burmester bald auf Schwierigkeiten mit der Gleichsetzung von Kinematik und Phoronomie, da letztere zur Lösung aller Aufgaben des Zwanglaufes nicht ausreicht, und greift dann zu einem heroischen Auskunftsmitel. Zu demjenigen nämlich, aus der Zwanglauflehre alle solche Probleme auszuscheiden, zu deren Behandlung die geometrische Bewegungslehre nicht ausreicht. Er stutzt ab, was nicht ins Schema passt. Ich will das antike Gleichniss vom Prokrustesbett nicht auf den Fall anwenden; es ist zu tiefsinnig für denselben. Herr Burmester probirt einfach bei jedem Problem; passt es hinein in das Schema, so behandelt er es, passt es nicht, so schiebt er es bei Seite, oder nimmt so viel davon, als sich eben unterbringen lässt, und glaubt dann, er habe ein neues System. „Jedes wissenschaftliche System“, so sagt er in einem Flugblatt vom 26. März 1888, „formt sich die Begriffe in seiner Weise und bestimmt seine Umgrenzungen nach den Folgerungen(?). In der geometrischen Gestaltung der Kinematik erstreckt sich der Begriff des Mechanismus nur so weit“ — hier wird abgestutzt — „als der Mechanismus geometrisch bestimmbar ist, weil“ — jetzt werden wir den Grund hören! — „weil nur solche Mechanismen der geometrischen Behandlung zugänglich sind;“ — aufgelöst heisst das: geometrische Behandlung geht so weit, als geometrische Behandlung angeht, eine *petitio principii*, wie man sie nur erfinden könnte, — „und alle in weiterem Sinne gefassten Mechanismen, bei welchen physikalische, geometrisch nicht fassbare Beziehungen auftreten, werden von der geometrisch behandelten(?) Kinematik ausgeschlossen.“ Wahrscheinlich sollte es im letzten Absatz heissen „von der geometrisch behandelnden“ oder „geometrisch verfahrenen Kinematik ausgeschlossen“, weil sonst nur künstlich ein Sinn herauskommt. Lassen wir hier einen Augenblick die Eigenschaft „physikalisch“ auf sich beruhen, so besagt der letzte Theil der Beweisführung, dass geometrisch nicht fassbare Beziehungen nicht geometrisch gefasst werden könnten, was soviel heisst, wie $3 = 3$. Das „physikalisch“ betreffend, wissen wir aus den obigen Sätzen 23 bis 26, 29, 46 bis 48, wie vielfach und wie sehr es sich nicht sowohl um physikalische, als um mechanische Fragen handelt, welche in der Zwanglauflehre entscheidend, aber nicht zugleich „geometrisch fassbar“ sind. Wie weit physikalische Fragen in Betracht kommen, habe ich oben, Satz 25 u. 50 c, erwähnt. Von den hiermit behafteten Mechanismen behält sich Herr Burmester offenbar noch einige vor, indem er nur solche ausschliesst, bei welchen physikalische und zugleich nicht geometrisch fassbare Beziehungen auftreten. Alles in Allem genau so, wie ich oben erschlossen: was hinein passt, wird als zum „System“ gehörig erklärt, was nicht hineinpassen will, abgeschoben. „So wird von mir“, sagt er in dem erwähnten Flugblatt, „mit fester Konsequenz die Läuterung des Lehrstoffes durchgeführt.“

Es ist Herrn Burmester offenbar entgangen, dass dieses grosse „Läuterungs“-Verfahren gänzlich unwissenschaftlich, durchaus roh empirisch ist und einem Lehrgebäude nicht zu Grunde gelegt werden kann. Dasselbe ist aber ein Ausfluss des oben aufgezeigten Fehlschlusses der Konfusion. Der Pfefferkuchen, von dem Jean Pauls Magister Siebenkäs den Rand abgenagt hat, ist noch immer Pfefferkuchen, kein Konfekt; Herrn von Münchhausens Hühnerhund, der sich die Beine abgelaufen, und dem man darauf auch Ohren und Schwanz gestutzt, war dadurch kein Dachshund geworden, wie

glaubhaft uns der lustige alte Herr das auch vorstellt. So ist denn auch die Kinematik, wenn man aus ihr alle die Probleme „herausgereinigt“ hat, welche sich der rein phoronomischen Behandlung widersetzen, noch immer nicht = Phoronomie, sondern bleibt Kinematik, mag Herr Burmester noch so schön bittende Klauseln danebensetzen. Wie klein der Rest ist, welchen Herrn Burmesters „Läuterung“ von der Kinematik übrig gelassen hat, werde ich noch zeigen.

Vielleicht ist es wichtig, zu untersuchen, woher die Missdeutung des Wortes Kinematik bei uns stammt. Denn Herr Burmester ist, wie sehr oft in seinem Buche, darin nicht original. Den Keim hat bei uns, wie ich glaube, der treffliche verstorbene Aronhold gelegt, indem er die auf kinematische Aufgaben angewandte Phoronomie „kinematische Geometrie“ nannte. Ich schalte hier ein, dass er diesen, für die Kinematik so wichtigen Lehrstoff rein auf meine Veranlassung damals aufnahm. Er wollte sich aber durch mich nicht erbitten lassen, die Benennung seines Kollegs anders zu wählen, obwohl ich ihm vorstellte, welche Irrthümer sich daran anschliessen könnten. Ich habe mich ja darin auch nicht getäuscht. Die Bezeichnung „kinematische Geometrie“ verbreitete sich darauf bald und bürgerte sich ein. So brauchte sie auch Dr. Schadwill in einer trefflichen grösseren Arbeit: „Das Gliederviertel als Grundlage der Kinematik.“ Von dieser Arbeit hat inzwischen die Kritik gezeigt, dass sie die wesentliche Grundlage des ersten Abschnittes des Burmesterschen Buches bilde. In derselben nun machte der sonst so scharfsinnige Schadwill den Vorschlag, für kinematische Geometrie kurzweg Kinematik zu sagen. Dieser Vorschlag scheint es zu sein, den Herr Burmester aufgenommen und noch weit ausgedehnt hat. Hierneben dürfte man doch bedenken, dass die von Kants hoher Stelle empfohlene Bezeichnung Phoronomie alle Forderungen erfüllt. Man thäte gewiss gut, wie ich auch in meiner Theor. Kinematik [59, 60] schon anzurathen mir erlaubte, sie wieder in ihr volles Recht einzusetzen.

Das Vorausgehende hat nun jedenfalls gezeigt, dass der von Herrn Burmester seinem Buche gegebene Titel dessen Inhalt ganz unrichtig angibt, da letzterer nur einen Theil, und zwar keineswegs einen grossen, der Zwanglauflehre umfasst.

In der Einleitung seines Buches beschäftigt sich Herr Burmester mit mir in folgender Stelle: „Anregend und vorbildgebend hat Reuleaux in seinem originellen Werke die Verwirklichung gedachter geometrischer Bewegungen durch die Formung materieller Körper nach ihrem(!) Gesetze der Undurchdringlichkeit behandelt; und ihm gebührt das Verdienst, dem folgenreichen Begriff des Mechanismus(!) die erste praktische Prägung(!) verliehen zu haben. Durch diesen Begriff hat Reuleaux das Unhaltbare in den Einteilungsprinzipien der Mechanismen(!) in den Werken seiner Vorgänger aufgedeckt und seinen Nachfolgern eine Richtschnur gespannt, nach welcher das Praktische in der Kinematik sich systematisch entwickeln muss. Aber das von Ampère gelegte feste mathematische Fundament(!) der Kinematik nicht beachtend, setzt Reuleaux sich selbst enge Schranken(!), indem er die segensreiche Hülfe der thatkräftigen geometrischen Forschung verschmäht(!!) und in die Mechanik verweist(!!!). Erst durch diese schöpferische Hülfe etc.“

Die Stelle enthält beinahe soviel Unrichtigkeiten als Zeilen. Mir wird zunächst lobreich zuerkannt, was ich in den Sätzen 2 und 3 zusammen-

gefasst habe; „geometrische“ Bewegungen habe ich dabei allerdings nicht gesagt, und statt Verwirklichung war zu setzen Erzwingung. Sodann hätte ich die Körper nach „ihrem“ Gesetze — nach Herrn Burmester sind die Körper zusammengekommen und haben sich ein Gesetz gegeben — der Undurchdringlichkeit behandelt. Weder dieses Wort noch den Begriff habe ich in meinem ganzen Buche gebraucht. Was Formung nach dem Gesetze der Undurchdringlichkeit ist, weiss ich nicht und wissen wohl Wenige. Sodann hätte ich dem „Begriff“ des Mechanismus die erste praktische Prägung verliehen“. Viel Falsches auf einmal. Die Sache stand so. Mechanismen waren vorhanden, die Praxis, die reine Praxis hatte sie geschaffen. Man hatte auch gesucht, sie theoretisch zu ordnen, hatte aber einen theoretischen Begriff des Mechanismus nicht gebildet. Ich wies nun diesen Begriff nach (Satz 11). Solches ist aber ein theoretisches Thun, nicht ein „praktisches“ bei der vorliegenden Gegenstellung der Begriffe. Eine Prägung wäre eine Umgestaltung von Vorhandenem gewesen; diese fand nicht statt, sondern Schaffung, erste Aufstellung des Begriffes. Ich habe mich der zahlreichen begrifflichen Neuheiten, welche ich in meinem Buch vorgelegt habe, nie gerühmt; indessen lasse ich mir sie auch mit blossen Redensarten nicht absprechen, auch unter einer Wolke duftenden Weibrauchs nicht. Das Wort „Mechanismus“ braucht sodann Herr Burmester in seinem Buch in einem anderen Sinne als ich und andere Menschen (s. unten); ob es hier in dem gewöhnlichen, oder in dem von Herrn Burmester „geprägten“ Sinne gebraucht ist, bleibt völlig unklar. Ferner erzählt uns hier Herr Burmester von dem festen mathematischen Fundament der Kinematik, welches Ampère gelegt haben soll; wie eigenthümlich, dass er uns dasselbe nicht darlegt! Endlich folgt dann der Hauptstoss: ich hätte die Hülfe der geometrischen Forschung verschmäht und in die Mechanik verwiesen!

Nach dem Sinne der Schlussworte habe ich vergeblich gesucht; was das heissen soll, ich hätte die gute brave Hülfe in die Mechanik verwiesen, wie etwa an den Verein gegen Verarmung, ist mir räthschhaft geblieben bis zur Stunde. Bleiben wir indessen bei dem einfachen Satze von der Vereschmähung stehen.

Nun habe ich oben gezeigt, dass ich die Geometrie, insbesondere die Geometrie der Bewegung, in ganz ausgedehntem Masse angewandt (Satz 2, 5, 8, 18, Kap. II, Kap. III, S. 100 bis 154). Ferner habe ich, wie oben erwähnt, unmittelbar die Anregung zu dem Aronhold'schen Kolleg gegeben, eben wegen des Werthes, den ich auf die geometrische Forschung legte; endlich habe ich heranreifende Geometer auf das Fach als ein besonders wichtiges verwiesen — und ich hätte die Hülfe der geometrischen Forschung verschmäht! Eine Erklärung dieses schreienden Widerspruches mit den Thatsachen vermochte ich nicht zu finden. Da trat Herr Burmester selbst in dieser Verlegenheit als Helfer ein, und zwar in dem oben erwähnten Flugblatte, indem er daselbst seine Behauptung zu begründen versucht. Da sagt er denn: „Reuleaux sagt in seiner Kinematik (von den früheren Behandlungsweisen unserer Wissenschaft), S. 4: „Die Wissenschaftlichkeit der Behandlungsweise gehört der Mathematik und Mechanik, nicht aber der Kinematik an“; damit hat Reuleaux die Hülfe der geometrischen Forschung für sein System abgelehnt, welches die Mechanismen einerseits nur gestaltlich beschreibend, andererseits kombinatorisch umformend behandelt.“

Das soll der Beweis sein für eine so starke Anklage wie die obige. Nicht ein Nachweis, dass in meinem Buche die geometrische Behandlung fehle, sondern nur ein kleiner Satz von mir. Aber, wo steht der? und was behandelt der? — Die angezogene Stelle steht bei mir auf der zweiten Seite der Einleitung und betrifft nicht mein Verfahren (welches erst 23 Seiten später zu besprechen begonnen wird), sondern die der meinigen vorausgehenden Methoden. Sie lautet vollständig so: „Zwar ist auch bisher an derselben (der Kinematik) in einem gewissen Sinne wissenschaftlich gearbeitet worden, nämlich in soweit, als einzelne ihrer Theile sich der mathematischen Behandlungsweise darboten. Allein dies betraf, wie gesagt, nur Theile, nicht das Ganze, und auch nicht das eigentliche Wesen der Disziplin; und die Wissenschaftlichkeit der Behandlungsweise gehört der Mathematik und der Mechanik, nicht aber der Kinematik an.“

Es kam bei Betrachtung der Stelle gar kein Zweifel aufkommen, von welcher Methode, oder welchen Methoden die Rede ist. Dass es die vorgängigen sind, ist somenkklar, würde auch noch völlig verständlich sein, wenn selbst das Bindewörtchen „und“ fehlte, wie bei Herrn Burmesters Anführung. Herr Burmester hat also mit der Anführung des halben Satzes aus meiner Einleitung den angetretenen Beweis nicht geführt. Gegen solch ein Verfahren hat er übrigens selbst in seinem Flugblatt ein Rezept gegeben, es lautet: „Es ist nicht wohlgethan, wenn der Rezensent . . . diesen Satz für den Leser aus dem Zusammenhang herausreisst.“ *Fiat applicatio!*

Peinlich ist mir, hervorheben zu müssen, dass die bei Herrn Burmester eingeklammerten Worte „(con den früheren Behandlungsweisen unserer Wissenschaft)“ von ihm selbst herrühren; dies ist mir peinlich, weil dieser Umstand darauf führen könnte, anzunehmen, dass er genau gewusst hätte, dass sich die Worte „und die Wissenschaftlichkeit der Behandlungsweise etc.“ nicht auf mein Verfahren, wie er behauptet, bezogen. Doch nehme ich für mein Theil dies nicht an, sondern glaube, dass nur ganz unwissenschaftliches, völlig oberflächliches Lesen Veranlassung zu seinem unbeschreiblich groben Irrthum und seiner falschen Beschuldigung gegeben hat.

Noch eine kurze Bemerkung möchte ich an die Stelle aus dem Flugblatt knüpfen: der Wehrauch ist weg! wie weggeblasen! klare Luft!! und in dieser habe ich nach Herrn Burmesters Ansicht „die Mechanismen einerseits nur gestaltlich beschreibend, andernteils kombinatorisch umformend behandelt“. Ich brauche bloss auf die obigen 38 Sätze zu verweisen, um zu erhärten, dass die beiden Behauptungen wieder gänzlich falsch sind. Gestaltliche Beschreibung kommt in meinem ganzen Buche nur bei der Entwicklungsgeschichte der Maschine, aber auch da nur ganz knapp vor, wo es sich nämlich darum handelt, urthümliche Formen von Maschinen analytisch zu erklären. „Kombinatorisch umformend“ bin ich nirgend verfahren. In den zahlreichen Nachweisen der Umkehrungen von Mechanismen will Herr Burmester vielleicht dergleichen erblicken. Damit ist es aber nichts. Sie sind keine „kombinatorischen Umformungen“, sondern Anwendungen des so folgenreichen Umkehrungsgesetzes (Satz 12), welchem er selbst ja „fundamentale Bedeutung“ zuzuschreiben so gütig ist (s. f. S.), wo er versucht, seine Aufstellung mir abzusprechen.

In dem ersten Abschnitt, Grundlegende Beziehungen der Bewegungen, befindet Herr Burmester sich auf seinem eigenen, dem geometrischen Gebiete

und hat daselbst, nach gewissen Besprechungen in Fachschriften zu urtheilen, viel Lehrreiches und Schönes geboten. Es fehlt indessen nicht an Werkmuthstropfen in dem schäumenden Becher, indem u. a. in der *Z. f. math. u. naturw. Unterricht* gezeigt worden ist, dass nicht weniger als sieben der wichtigsten Sätze des Abschnittes unerwähnter Weise mit solchen aus der erwähnten Schadwillischen Arbeit übereinstimmen, ebenso dass diese Arbeit die Grundlage des ganzen Abschnittes bilde, wie schon oben erwähnt wurde. Indessen glaube ich, dass man im Punkte dieser Zusammentreffungen Rücksichten zu nehmen hat, da Herr Burmester nach eigenem Geständniss nicht frei, sondern unter zwingender, so zu sagen sybillinischer Gewalt gearbeitet hat. „So musste“, erzählt er uns in der Einleitung, „aus der Resultatenfülle der Forschungen dieses Lehrbuch der Kinematik hervorgehen, welches auf geometrischem Grunde durch die harmonische Vereinigung der Theorie und der Praxis den Reichtum fruchtbarer Ergebnisse entfaltet und die praktische Verwerthung derselben in voller Klarheit offenbart.“ Wie klingt das tief und voll, und schliesst so erhaben mit Offenbarung. Darum auch die gesperrte Schrift, durch die Herr Burmester die Stelle ausgezeichnet hat. Man muss dem kumänischen Gedankenschwerm gewiss seine Berechtigung lassen, namentlich wenn man, wie ich, nichts davon versteht. Herrn Burmesters Sybille aber scheint es öfter so gemacht zu haben, wie man es ihren Vorgängerinnen im Alterthume nachraunt, nicht immer Neues, sondern manchmal auch etwas Altes eingehaucht zu haben, was dann für neu genommen wurde. Das hätte der Rezensent, der Herrn Burmester so prosaisch vorrückt, er hätte die erwähnten Uebereinstimmungen ersichtlich machen müssen, bedenken sollen.

Ich habe das bezüglich der Uebereinstimmung mit meinen Sätzen doch so vielfach zu bedenken, auch selbst in diesem geometrischen Kapitel. So S. 39, wo mein Satz von der Umkehrung der Bewegung (vergl. Satz 7, 12, 19, 21) gebracht wird, ohne mich nur zu erwähnen. Wort und Sache in wissenschaftlicher Erkenntniss sind meines Wissens von mir eingeführt. Die Umkehrung der Bewegung lieferte mir eine Fülle von Ergebnissen. Herr Burmester behauptet S. 32, dass schon Chasles auf sie und ihre fundamentale Bedeutung hingewiesen, wiederholt das auch ohne neue Gründe in seinem Flugblatt. Mancher könnte hier vermuthen, dass Herr Burmester wegen der Umkehrungsfrage tief in und nach Quellen geforscht und dabei die einsame Stelle bei Chasles gefunden hätte. Indessen hat er auch hier wieder das Missgeschick, nicht original zu sein; die Stelle hatte ich aufgefunden und sie steht bei mir [595] gewissenhaft angeführt. Umkehrungen kinematische Elementenpaare und Ketten haben vor Jahrtausenden schon stattgefunden und wurden nicht bemerkt. Diejenige beim Leonardosen Ovalwerk hat Chasles bemerkt, aber nicht verstanden. Hätte er ihre „fundamentale Bedeutung“ erkannt, so hätte er, da die ihm vorliegende kinematische Kette drei Glieder hat, die dritte Aufstellung der Kette alsbald finden und angeben müssen. Der wahre geometrische Sachverhalt entging ihm, weil er, im Sinne der Philosophie der dreissiger Jahre, den Ausfluss eines grossen Gesetzes der Dualität in der Sache vermuthete und gefunden zu haben glaubte, während es sich um eine eigenthümliche Pluralität handelt. Indem uns Chasles getreulich und klar angibt, was er

sich beim Bemerken der Sache dachte, und zwar philosophisch, mit seinen tiefsten Ideenverbindungen dachte, hat er uns genau hinterlassen, dass er die „fundamentale Bedeutung“ der Sache nicht erkannt hat; er hat denn auch nicht auf dieselbe hingewiesen.

Diese Erkennung hat lange auf sich warten lassen. Selbst der lichtvolle Poinsot bemerkte die volle Gegenseitigkeit der beiden aufeinanderrollenden Gebilde noch nicht, welche er einfuhrte, weshalb er sie noch verschieden benannte (s. oben S. XX). Ein Neuerer, Weissenborn 1856, hat vor dem Erscheinen meines Buches eine gewisse Anwendung von der Umkehrung der Bewegung zu machen gesucht, die ihm aber misslang, vergl. [597], indem er, wie Andere, vermuthete, die umgekehrte Bewegung sei gleich der nicht umgekehrten. Diese Meinung ist sogar zur Stunde noch vortheilsweise verbreitet und mir bei trefflichen Gelehrten begegnet, welche annehmen, die Relativbewegung der Sonne zur Erde sei eine solche, dass der Mittelpunkt des Sonnensystems eine Ellipse um die Erde beschreibe; es finde nur Wechsel der Vorzeichen in der Gleichung statt.

Aber noch mehr als das: auch bei Herrn Burmester selbst ist, seinem Buche nach, das volle Verständniss für die Umkehrung der Bewegung noch nicht eingetreten. Das muss man aus mehreren Stellen schliessen, zunächst aber daraus, dass er von den beiden Polbahnen einer ebenen Relativbewegung die eine „Polbahn“, die andere „Polkurve“ nennt. Ich habe über diese, wissenschaftlich gewiss wichtige Frage auch mit dem unvergesslichen Aronhold in Meinungsverschiedenheit gestanden. Er hatte in Anlehnung an Poinsot ebenfalls Polbahn und Polkurve gesagt (vergl. Satz 18), gab aber zu, dass das unlogisch sei, vergl. [596]. Meine Vorstellungen blieben indessen vergeblich und so ist denn der logische Verstoß in die Saat geschossen. Einige kurze Bemerkungen zu der Frage seien mir hier gestattet.

Das Wort „Polbahn“, welches ich vorgeschlagen, was Herr Burmester ja allerdings nicht sagt, hat den Vortheil, gleichzeitig ein guter Name und eine Definition zu sein. Die beiden in ebenen Systemen aufeinanderrollenden Kurven z. B. sind Bahnen der augenblicklichen Drehpunkte oder Pole, sie unterscheiden sich in keiner allgemeinen Beziehung voneinander. Da nun der Name hier zugleich Definition ist, darf man ihm nicht einen anderen für dieselbe Sache, wie also z. B. „Polkurve“, entgegenstellen; sonst lautet ja die Definirung: die „Polbahn“ ist die Bahn des Poles, die „Polkurve“ ist die Bahn des(selben) Poles, woraus folgt, dass Polkurve = Polbahn.

Sollen die Polbahnen zweier relativ beweglichen Gebilde unterschieden werden, so wird man nach zwei neuen Namen suchen müssen, von welchen keiner die Eigenschaft, zugleich Name und Definition zu sein, besitzen darf. Wir kennen ja ein ähnliches Verhältniss bei den beiden Gliedern eines Produktes. Der Mathematiker nennt sie Faktoren und beweist mit grösster Sorgfalt, dass sie logisch völlig gleichartig sind. Indessen gibt es Fälle, wo man sie zu unterscheiden wünscht; da aber nennt man nicht etwa den einen der Werthe „Faktor“ und den anderen vielleicht „Konfaktor“, sondern den einen Multiplikand, den anderen Multiplikator, wählt also logisch richtig zwei neue Ausdrücke, welche eine andere Eigenthümlichkeit, als das facere zum Ausgang nehmen. Was nun ist die Unterscheidung, welche man bei den obigen zwei Polbahnen hervorheben möchte? Es ist,

dass die eine stillstehend, die andere beweglich gedacht wird. Will man sich nicht damit begnügen, ruhende und bewegliche Polbahn zu sagen, so wähle man denn zwei neue Namen, von denen aber nicht ein einzelner das Grundwort Pol bei sich führen darf. Ich bin der Meinung, dass man ohne solche neue Namen ausreichen könnte und kenne schöne Arbeiten, bei denen dies der Fall ist. Gern füge ich mich aber, wenn die Phoronomie die Sondernamen für nöthig halten. Sie sollten nicht vergessen, dass in kinematischen Ketten stets mehr als zwei Polbahnen zugleich vorkommen, so in der Kette (C'') nicht weniger als zwölf ausgebildete, recht verwickelte. Von diesen kann man jedesmal nur eine einzige als ruhend annehmen. Was sind dann die übrigen eif? Nichts ist doch in diesem Falle wichtiger, als klar zu halten, dass alle zwölf zunächst die gemeinsame Eigenthümlichkeit haben, Polbahnen zu sein. Wie will man die Neutlinge vor Verwirrung bewahren, wenn man ihnen mit Aronhold sagt: diese Bezeichnungen Polbahn und Polkurve sind logisch nicht gut; Sie müssen sich denken, dass die beiden Kurven, trotzdem ich sie verschieden benenne, ganz gleicher Art sind. Also der Lernende soll sich die Logik hineindenken, wo der Lehrende, noch dazu in einer jungen Wissenschaft, sie verletzt! — Nicht um einen bestimmten Vorschlag zu machen, sondern nur um deutlich zu machen, was ich meine, bemerke ich, dass man sagen könnte: Von den n Polbahnen, die hier gleichzeitig vorkommen, werde eine zur Ruhe gebracht; dann ist es zu allernächst wichtig, ihr Verhältniss zu ihrem Partner klar zu machen; man kann aber dann von diesen beiden Polbahnen die eine die ruhende, die rastende, und davon die Rastpolbahn nennen, weil auf ihr ein Pol in Augenblicken rastet; die zugehörige Polbahn wäre dann die bewegliche, gangbare des Paires, die Gangpolbahn. Durch Zusammenziehung käme man dann auf Rastbahn und Gangbahn oder etwas Aehnliches. Wie gesagt, soll dies bloss meine Ansicht zu der hier schwebenden Benennungsfrage darthun, den Wahlkreis umziehen; Andere werden die Wahl selbst vielleicht weit besser treffen können, als ich, wofern es mir gelungen ist, mich verständlich zu machen.

Was nun Herr Burmester in der Zweifelstape thut, in welcher er in früheren Veröffentlichungen pure Aronhold gefolgt war, ist gänzlich verfehlt. Er gibt nunmehr „Polbahn“ und „Polkurve“ einen gemeinsamen dritten Namen, aber wählt diesen ganz unglücklich, indem er beide zusammen „Rollkurven“ nennt. Das Rollen der beiden Kurven ist zwar eine ihnen häufig, aber nicht immer zukommende Eigenschaft, keineswegs ihr Wesen. Die Breitenkreise der Hyperboloide, Fig. 600 und 601 d. B., sind Polbahnen, aber sie rollen nicht, sondern schroten aufeinander (Satz 18); der Umfangskreis des Planimeterrädchens ist Polbahn, gleitet aber mehr, als er rollt. Auch selbst bei ebenen Relativbewegungen, wie den in Fig. 687 bis 689 d. B. erläuterten, rollen die Polbahnen nicht; wenn die Pole nicht unendlich nahe bei einander liegen, bilden sie keine Kurven, stellen aber immer die Bahnen des Pols in der Form von Punktreihen dar (Polcicdecke, vergl. die Kettentrommeln, Fig. 835 bis 838 dieses Buches); beim Cylinderpaar fallen alle Pole jedes der beiden Gebilde in je einen Punkt zusammen, Punkte kann man aber nicht Rollkurven nennen. Umgekehrt kommen in kinematischen Gebilden auch Rollkurven vor, welche nicht Polbahnen sind (ein Beispiel unten).

Die Fortsetzung des ersten Abschnittes überlasse ich der Beurtheilung Anderer und wende mich zum zweiten Abschnitte, der die cyklischen Kurven behandelt. Auf diese muss ich etwas näher eingehen, weil Herrn Burmesters Darstellung weit von dem Ueblichen abweicht, auch von dem, was ich in diesem Buche (S. 525 ff.), wenn auch nur ganz kurz, darüber gegeben habe.

Da erfahren wir denn zuerst, dass die cyklischen Kurven durch Olaf Römer 1674 erfunden und von ihm auf die Verzahnung der Räder angewandt worden sein sollen. Letzteres war ja bekannt, ersteres freilich nicht. Denn man nahm bisher an, dass die Alten die Cykloiden schon gekannt und im ägyptischen Planetensystem angewandt, auch uns mehrere der Benennungen dieser Kurven überliefert hätten. Ob wir diese Ansicht nun ablegen müssen, ist mir noch recht zweifelhaft. Die Theilnahme der sieben Mathematiker Bernoulli an den Cykloidentheorien besteht nach Herrn Burmester darin, dass „Bernoulli“ einen Brief von Leibnitz über Römers Erfindung erhalten; der Briefempfänger war Johann, neben dem sich sein Bruder Jakob mit dem betreffenden Problem ebenfalls beschäftigt hat. Sehen wir ab von diesen interessanten Lesefrüchten des Herrn Burmester*), so muss unsere Aufmerksamkeit doch

*) Ich sehe mich indessen während der Drucklegung dieser Vorrede doch noch veranlasst, auf die Sache etwas crustlicher zurückzukommen; die obige leichte Streifung derselben, mit der ich mich begnügen wollte, reicht nicht aus. Denn in einer mir inzwischen bekannt gewordenen Rezension aus der Feder des Professors Dr. Mohrke (bei Schönwäldch erschienen?) findet sich über Herrn Burmesters Literaturanführungen folgende auffällige Bemerkung: „Besonders rühmend hervorzuheben ist die peinliche Gewissenhaftigkeit, welche in den geschichtlichen Anmerkungen zu Tage tritt und zur Berichtigung mancher allge mein verbreiteter Irrthümer geführt hat.“

Herr Burmester vertagt, wie wir sehen, die Erfindung der cyklischen Kurven in das Jahr 1674. Nun hat — ganz abgesehen von den oben berührten Vorgängen bei den Alten — Huygens, der ältere Zeitgenosse Römers, schon 1673 die Tautochrone des euklydischen Pendels nachgewiesen, Johann Bernoulli (den Voltaire *honneur de la Suisse et de l'humanité* nannte) wenig später die Brachistochrone desselben Pendels. Von beiden findet sich bei Herrn Burmester nichts, gar nichts, obwohl sich's beidemal um Cykloiden, und beidemal nicht nur um geometrisch, sondern auch kinematisch wichtige Probleme dreht, da jenes Pendel durch kraftschlüssige Wicklung eines Zagorgons entsteht (Satz 25). Wir finden bei ihm die beiden merkwürdigen Probleme weder geschichtlich, noch auch geometrisch erwähnt. Nun wird man sagen können, dass sie vorwiegend der Mechanik angehörten, die Herr Burmester ja streng seines Buches verwies. Das hat er allerdings vorn gethan, auch ein zweitesmal recht geräuschvoll in seinem Flugblatt; aber hinten im Buch, im elften Abschnitt, gleichsam zur elften Stunde, führt er sie still wieder herein, mit Folgesatz, Wurfpurabel, Planetenbewegungen und allerlei Auhang — *Naturam expellat furca, tamen usque recurret!* — aber auch hier werden die beiden zweifach wichtigen Probleme nicht angeführt. Indessen noch mehr. Pascals Betheiligung am Cykloidestudium erwähnt Herr Burmester wirklich, d. h. in sofern, als er die ungeweihten Formen der Kardoiden Pascalsche Kurven nennt, was, beiläufig bemerkt, sehr unglücklich ist. Pascal aber blühte weit vor Römer; er war schon 1662 gestorben. Dass aber auch schon Galilei gegen 1630, vierzehn Jahre vor Römers Geburt, obendrein rein geometrisch, cyklische Kurven behandelt, dass sein Schüler Toricelli den Inhalt der Orthocykloide bestimmt, und was sein anderer Schüler Viviani für die Cykloidenprobleme gethan, ist nicht mit einem Worte erwähnt — natürlich, weil damals die Cykloiden ja noch gar nicht „erfunden“ waren. Ebenso wenig ist der einschlägigen Arbeiten von Descartes, von Fermat und von John Wallis gedacht; vergessen ist endlich durch Herrn Burmester auf S. 135, dass er selbst auf S. 37 erwähnt hat, was Cardano bezüglich der Hypocykloiden versucht hatte [124, 597]; das aber war fast hundert Jahre vor Galileis Eingreifen geschehen. — So sieht die „peinliche Gewissenhaftigkeit“ aus, welche Professor Mohrke so rühmenswerth findet. Man bedenke nur das hier Mitgetheilte seinem ganzen Gewichte nach. Das mathematische Stiegenesir der Bernoulli, welches über ein Jahrhundert lang am wissenschaftlichen Firmament herrlich leuchtete, und von welchem so viele helle Strahlen gerade auf die Cykloiden fielen, ist mit der oben im Text wiedergegebenen, wahrhaft trübseligen Bemerkung abgethan. Das ganze 17te Jahrhundert mit seinem quellenden Reichthum an mathematischen Entdeckungen, bei welchen die Cykloide eine der ersten Rollen spielt, wie sieht es aus im Lichte der Anmerkungen des Herrn Burmester!! Descartes, dem die analytische Geometrie, man kann sagen ihr Alles verdankt, der ihr soviel

sehr erregt werden durch die von ihm empfohlene Eintheilung der cyklischen Kurven.

Zunächst will er als allgemeinen Namen „Trochoide“ benutzt wissen, wie es ja in England bei Manchen üblich ist. Ich selbst habe mich eine kurze Zeit der Neigung zu „Trochoide“ für „Cykloide“ schuldig gemacht [125], habe mich aber durch Kritik rasch eines Besseren belehren lassen und bin nach 1873 wieder zu der guten alten Form zurückgekehrt. Der vortreffliche Name Cykloide reicht nämlich als allgemeiner Name völlig aus und wir müssen bezw. sollten „Trochoide“ für die Fälle aufsparen, wo andere Kurven als Kreise aufeinander rollen. Die Arten der Cykloide heissen dann (vergl. S. 525 d. B.):

Epicykloide, Kreis rollt auf Kreis,
Hypocykloide, Kreis rollt in Kreis,
Pericykloide, Kreis rollt um Kreis,
Orthocykloide, Kreis rollt auf einer Geraden,
Kreiselvente, Gerade rollt auf Kreis.

gegeben, „dass ihr zu suchen fast nichts übrig bleibt“, und der gerade für die Cykloidentheorie so Vieles gethan, der seine Augen schon Mitte des Jahrhunderts geschlossen, er wird neben dem, zwar recht braven, aber doch mathematisch nicht bedeutenden Römer gar nicht erwähnt; ebenso wenig der so tiefbescheidene wie hochbedeutende Fermat, auch schon 1665 gestorben, von dessen Entdeckungen, auch bezüglich der Cykloiden, uns erst John Wallis so Wichtiges erschliessen musste. Daneben hätte man die selbstgenügsame Behauptung Herrn Burmesters in seiner Vorrede, dass sein Buch „durch sorgfältige Klärung (!) der literarischen Quellen die geschichtliche Entwicklung erhelle“!!!

Der Leser wird aus der vorgeführten Probe, bei welcher ich Herrn Burmester bloss auf seinem eigenen, dem geometrischen Gebiete gefolgt bin, sich selbst seine Ansicht darüber bilden können, was es mit dieser Erhellung und mit der Beseitigung von Irrthümern durch die geschichtlichen Anmerkungen auf sich hat. Wie es damit auf dem mechanischen und dem kinematischen Gebiet bestellt ist, das zu erörtern, würde man mir nach dem Gegebenen wohl schon erlassen. Eine einzige Stichprobe muss ich indessen dennoch geben.

Wie werden die Kepler'schen Gesetze behandelt, die als die grossartigste Leistung der jungen induktiven Wissenschaft an der Schwelle des 17ten Jahrhunderts unverlöschlich strahlen!! Die Welt, die ganze denkende Welt, bewundert Kepler, die Völker beneiden Deutschland um Kepler. Dieser aber hat nach Herrn Burmester jene Gesetze ganz einfach aus den Tycho'nischen Beobachtungen „erkannt“ (ein Lieblingsausdruck des Herrn Burmester) und Newton hat aus zweien (!) derselben — Herr Burmester führt nämlich nur die beiden ersten Gesetze an, verwechselt auch dabei das erste mit dem zweiten — die „Resultate“ abgeleitet, durch welche er“ (buchstäblich) „in seinem berühmten Buche der Welt „das Gravitationsgesetz übergab“. „Durch Resultate“ hat Newton das Gravitationsgesetz „übergeben“!!! Der Leser möge den Satz nur genau ansehen und nicht etwa glauben, dass ich scherze; genau so steht auf S. 765! Dass Kepler die mühevollen, viele Jahre beanspruchende Arbeit ausführte, die Beobachtungen des längst verstorbenen Tycho in den Rudolfinischen Tafeln rechnerisch zusammenzustellen, dass er 1609 bei Benutzung dieser Tafeln zur Berechnung der stark exzentrischen Marsbahn Abweichungen bemerkte, die sich nicht durch Messungsfehler erklären liessen, dass er dann bei verallgemeinerten, höchst mühseligen Berechnungen das erste Gesetz, das von den Flächen, ermittelte, und zwar ohne Differenzberechnung, ja ohne analytische Geometrie, die beide noch nicht da waren, dass er darauf durch Induktion, insbesondere durch aufeinanderfolgende Einsetzungen von nicht weniger als achtzehn Kurven, zuletzet der Ellipse, die Uebereinstimmung zwischen Annahme und Beobachtung erzielte (zweites Gesetz), dass er dann nach weiteren neun arbeitsvollen Jahren den noch fehlenden Zusammenhang zwischen Umlaufzeiten und Abständen nachwies (drittes, und zwar unentbehrliches Gesetz), nämlich, dass Newton erst 1682, d. h. zwei ganze Menschenalter nach Bekanntwerdung von Keplers drittem Gesetz, und zwölf Jahre nach induktiver Aufstellung seiner Theorie der allgemeinen Schwere, weil dazwischen erst die neue Pivardsche Gradmessung das Zusammentreffen seiner Theorie auch mit Keplers drittem Gesetze erwieis, mit ersterer hervortreten konnte: dieses alles ist wohl nicht Geschichte? oder vielmehr diese Vorgänge, welche Kepler so unendlich hoch stellen und ihm die Dankbarkeit aller nachfolgenden Geschlechter denkender Menschen sichern, sie alle sind wohl „Irrthümer“, die Herr Burmester in wenig Zeilen, nämlich fünf Zeilen Text und zwei Zeilen Anmerkung, mit leichter Hand „berichtigt“? Wozu achtzehn Jahre langes Suchen? Kepler

Die Gerade ist hierbei als unendlich grosser Kreis behandelt. Der zweite Fall steht zum dritten und der vierte zum fünften im Verhältniss der Umkehrung der Bewegung; diese liefert im ersten Falle nichts Neues (vergl. Satz 7, 18 und 21), woher die ungerade Zahl der Fälle. Soll die Nomenclatur streng symmetrisch sein, so ist Kreisevolvente noch zu ersetzen (wie ich in einem inzwischen wohl schon veröffentlichten Austausch mit einem amerikanischen Kollegen vorgeschlagen und wie von ihm angenommen worden ist) durch Cyklo-Orthoide. Wie dieser, so ist auch der vierte Name in der Reihe von mir vorgeschlagen. Alle fünf Arten der Kurve haben entweder die gemeine, oder die verlängerte oder die verkürzte Form, je nachdem der beschreibende Punkt auf, ausser oder in dem rollenden Kreise liegt; bei der verlängerten Form wird der beschreibende Punkt durch Verlängerung, bei der verkürzten durch Verkürzung des Halbmessers des rollenden Kreises erreicht, die „verlängerte“ Cykloide ist zugleich eine längere, die „verkürzte“ eine kürzere Kurve als die „gemeine“; bei der Evolvente ist die nach dem Mittelpunkt des ruhenden Kreises gehende Richtung die Verlängerungsrichtung.

kam, sah und „erkannte“!! und zwar „erkannte“ er zwei Gesetze, nicht drei, wie gewöhnliche Leute der Wissenschaft zählen!! — — — Sollte Professor Dr. Mehmke das wirklich für peinlich gewissenhaft halten? Sollte er wirklich annehmen, dass solche Geschichte der exakten Wissenschaften für die Ingenieurpraktikanten gut genug sei?? Traud er den deutschen Ingenieuren, oder allgemeiner den Ingenieuren deutscher Zunge so wenig Achtung vor der Geschichte ihrer Grundwissenschaften, so wenig wissenschaftliche Bildung zu, dass er unternimmt, ihnen die geschilderte Verfahrungsweise als eine peinlich gewissenhafte zu rühmen??? Glaubt er, die deutschen Unterrichtsverwaltungen beabsichtigen, an den technischen Hochschulen derartige Wissenschaftsgeschichte gelehrt zu sehen?? — Vielleicht aber bezog er sein Lob bloss auf solche Stellen wie die, worin Herr Burmester volle fünf Zeilen Anmerkung daran wendet, den Franzosen beizubringen, dass sie den Namen ihres Landsmanns Lagarousse falsch geschrieben, dass nämlich das letzte s eigentlich ein t sein müsse (S. 414)! Auf den blossen Namen eines dunklen Ehrenmannes 20ster Grösse fünf Zeilen, auf den ganzen Kepler, einschliesslich der Keplerschen Gesetze, deren sieben!! Dem Leser kann ich die Fällung eines Urtheils über eine solche Rezenionsweise ganz überlassen, will aber mit meiner eigenen Ansicht darüber nicht zurückhalten.

Wenn Herrn Burmester die Geschichte der Wissenschaften etwas Neues ist, wie er uns in seinen Erstlingsversuchen beweist, so ist das eine Sache für sich und erklärt sich unschwer aus anderen Stellen seines Buches. Die Kritik aber durfte nicht ungerügt hingehen lassen, mit wie unerhörter Oberflächlichkeit er diese Geschichte im Lehrbuch behandelt, mit welcher Missachtung er dadurch der studirenden Jugend entgegentritt, indem er ihr, die das Höchste begehrt, das Angeführte als Geschichte vorsetzt.

Wer die Wissenschaftsgeschichte und ihre geistige Bedeutung für die gebildeten Nationen nicht kennt, der achte wenigstens ihre Würde und rühre sie nicht an mit ungeschickter Hand; er bleibe hübsch bei den Lehrsätzen. Niemals aber ist doch einer deutschen Feder etwas Geringwerthigeres, Kenntnissloseres und zugleich jeder Ehrfurcht vor der Geistesentwicklung Bareres entfloßen, als die fraglichen Anmerkungen, wie sich vorhin gezeigt hat. Ihrem Verfasser persönlich kann vielleicht seine Unkenntniss nachgesehen werden; hat er doch zweifellos sein Bestes zu geben versucht, und: *ultra posse nemo tenetur*. Wenn aber dann sein Verfahren in einer hochstehenden kritischen Zeitschrift noch mit Lob überschüttet wird, wie durch Professor Dr. Mehmke geschehen, so heisst das doch alle Grenzen der Nachsicht weit hinter sich lassen, so heisst das sich betheiligen an einem Verfahren, welches von der ganzen Wissenschaft nur verurtheilt werden kann. Einspruch gegen solche Rezenionsweise erheben ist wissenschaftliche Pflicht.

Genannter Rezensent lässt, abgesehen von den Irrthümern, in die er verfällt, weil ihm die Kinetik ein neues Gebiet ist, in seiner Besprechung fein erkennen, dass er die kritische Arbeit wohl durchschaut; denn seine anderweitigen Lobsprüche sind für den Sachkenner wenig anderes, als mild verschleierte Tadel. Ich kann mir deshalb seine unverhohlene Anpreisung der „Anmerkungen“ nur aus ungenügender Prüfung derselben erklären. Mit andern Worten, dass er im Verlass auf die Vorrede die „Anmerkungen“ vor mir halb aufgeschnittenem Buch kritisiert hat. Indessen möchte ich ihm nicht Unrecht thun; es kann auch so sein — —, dass er zwar ordentlich aufgeschnitten, nicht aber ebenso gelesen hat.

Als besondere Formen habe ich noch besonders zu benennen empfohlen [129]:

die konzentrierte und die homozentrische Form.

Die konzentrierte Cykloide ist eine verkürzte und zwar die kleinste in jedem der fünf Fälle; sie ist ein Kreis (der „Deferent“ der älteren Astronomie), beschrieben durch den Mittelpunkt, das Zentrum, des rollenden Kreises, weshalb „konzentriert“ in doppeltem Sinne benennend ist. Die homozentrische Cykloide ist diejenige, welche durch einen Punkt einer konzentrierten Cykloide beschrieben wird, wenn deren Träger rollender Kreis ist; sie hat ihrer Entstehung wegen die Eigenschaft, durch das Zentrum des ruhenden Kreises zu gehen, daher ihre Benennung. Rollen statt der Kreise andere Karren aufeinander, so werden die Rollzüge Trochoiden genannt und erhalten angemessene Beinamen. Ist dabei die rollende Kurve geschlossen, so ist der Rollzug ihres Mittelpunktes die kleinste, also die konzentrierte Trochoide [134, 135 u. s. v.].

Das vorstehende schlichte und zugleich weitgehende Benennungsvorfahren will Herr Burmester durch folgendes ersetzt wissen. Er unterscheidet nur vier Formen:

1. Epitrochoide, Kreis rollt auf Kreis, sie heisst:

- a) gespitzte Epitrochoide oder Epicykloide, wenn der beschreibende Punkt auf dem rollenden Kreise liegt,
- b) verschlungene Epitrochoide, wenn der beschreibende Punkt und der feste Kreismittelpunkt beide innerhalb des rollenden Kreises oder beide ausserhalb desselben liegen,
- c) gestreckte Epitrochoide, wenn der beschreibende Punkt innerhalb, der feste Kreismittelpunkt ausserhalb des rollenden Kreises liegt oder umgekehrt,
- d) sternförmige Epitrochoide, wenn der beschreibende Punkt durch den festen Kreismittelpunkt geht;

2. Hypotrochoide, Kreis rollt in Kreis; sie heisst:

- a) gespitzte Hypotrochoide oder Hypocykloide, b) verschlungene, c) gestreckte, d) sternförmige H. T., je nachdem der beschreibende Punkt bezw. wie unter a), b), c) oder d) bei (1) liegt;

3. Allgemeine Cykloide, Kreis rollt auf einer Geraden, sie heisst:

- a) gespitzte Cykloide oder kurz Cykloide, b) verschlungene, c) gestreckte C., je nachdem der beschreibende Punkt auf, ausser oder in dem rollenden Kreise liegt;

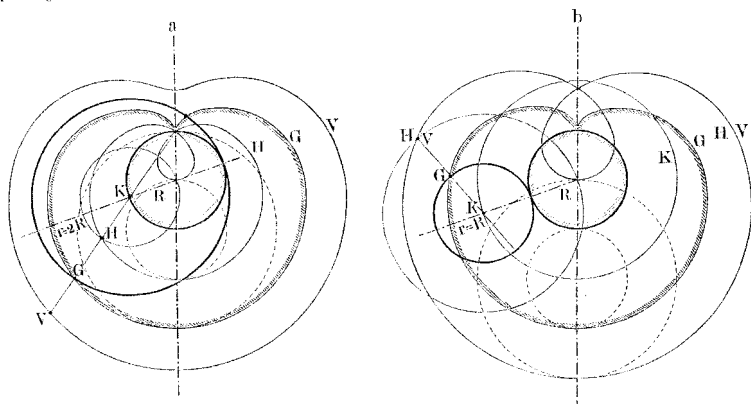
4. Allgemeine Kreisevolvente, Gerade rollt auf Kreis; sie heisst:

- a) gespitzte Kreisevolvente oder kurz Kreisevolvente, b) verschlungene, c) gestreckte K. E., je nachdem der beschreibende Punkt auf der Geraden, auf der Berührungsseite ausserhalb der Geraden, oder auf der anderen Seite ausserhalb derselben liegt.

Es ist keine leichte Sache, diesen schwerfälligen Bestimmungen zu folgen; sie sind aber noch nicht vollständig, denn die Pericykloide fehlt noch. Sie ist weggefallen, oder genauer gesagt, verworfen worden, denn Herr Burmester erklärt diesen „von Weissenborn irrtümlich als notwendig erachteten“ Namen für „verwerflich“, weil nämlich die Pericykloide auch erzeugt würde, „wenn ein Kreis ausschliessend auf einem anderen rollt“.

Warum Herr Burmester nicht gleich in einem hin auch die Kreisevolvente aus dem Verzeichniss herausgeschafft hat, wofür er ja S. 185 ebenfalls eine zweite Erzeugung durch Rollung angibt, sagt er uns nicht. Genug, es wird die bekannte doppelte Erzeugungsweise der cycklischen Kurven gegen die besondere Anführung der Pericykloide eingewandt. Aber nicht mit Recht!

Dem die Pericykloide und die Epicykloide, welche einander decken, sind nicht identisch, sondern nur kongruent. Wenn man eine Kurve auf zwei oder auch noch mehr Arten durch Rollung erzeugen kann, so sind die entstehenden Gebilde nur zusammentreffende Einzelfälle verschiedener Kurven. Dies geht schon aus einem der ersten Sätze über die Polbahnen hervor, nach welchem [bei mir S. 68 „für jede Relativbewegung komplexer Figuren nur ein Polbahnenpaar möglich ist“] bei Herrn Burmester S. 35 „die Rollkurven die beiden einzigen Kurven sind, welche bei der gegenseitigen Bewegung aufeinander rollen“. Jede einzelne der bei pericyklischer Rollung zweier gegebenen Kreise beschriebenen Kurven mag



zwar als Epicykloide erzeugt werden können, bedarf aber jedesmal eines neuen Kreispaares, wie auch aus dem bezüglichen Satz bei Herrn Burmester S. 137 folgt. Zugleich mit der pericyklischen Erzeugung kann die epicyklische in demselben Systempaar niemals vor sich gehen. (Hier haben wir das oben S. XXXVIII versprochene Beispiel von Rollkurven, welche in ein Systempaar zugehörig eingetragen sein können, ohne gleichzeitig Polbahnen zu sein.) Der Vollständigkeit wegen seien hier noch zwei Beispiele durch Zeichnung vorgeführt.

Fig. a zeigt Pericykloiden des Kardanischen Kreispaares (Kardanische Kreise habe ich die beiden Kreise vom Halbmesserverhältniss 1 : 2, welche innere Berührung haben, zu nemen vorgeschlagen); sie sind insbesondere Perikardioiden. Fig. b zeigt Epicykloiden eines Kreispaares vom Halbmesserverhältniss 1 : 1; sie sind insbesondere Epikardioiden. Die gemeine Perikardioiden G stimmt mit der gemeinen Epikardioiden G bei gleicher Grundkreisgrösse überein; die ungemainen Formen in beiden Fällen sind aber stark von einander verschieden. V bezeichnet beidemal eine verlängerte, H die homozentrische, K die konzentrierte Form.

Da die Pericykloidschaar überhaupt nicht epicyklisch durch ein einziges Polbahnenpaar erzeugt werden kann, ist der besondere Fall der Pericykloide unentbehrlich, was Weissenborn in seinem Buche gezeigt hat. Letzteres wäre nach Herrn Burmester „in einzelnen Theilen durch die neueren Fortschritte veraltet“ — Herr Burmester behandelt „veralten“ als *verbum transitivum*, wie etwa „beseitigen“ oder „vernichten“ — in diesem einen Nachweis besitzt es indessen schon ein nicht alterndes, wahres Verdienst.

Herrn Burmesters Behandlung der Pericykloide lässt übrigens wiederum erkennen (s. oben S. XXXIX), dass der eigentliche kinematische Gedanke bei ihm noch nicht fest Wurzel gefasst hat. Die Freude am Geometrischen bei der Doppelerzeugung hat ihn vergessen lassen, dass er ja Kinematik, Zwanglauf, zu demonstrieren sich vorgenommen. Sein Fehlschluss „Kinematik = geometrischer Bewegungslehre“ treibt hier einmal eine Blüthe sogar innerhalb des mit so „fester Konsequenz geläuterten Lehrstoffes“.

Den Schlussstein von Herrn Burmesters Namensgebung bildet der Name „Pascalsche Kurve“ für Kardioide, wie denn auch im Buche durchgeführt ist, schwerlich zur Erbauung der Praktiker, die dasselbe brauchen sollen.

Betrachtet man die ganze Namenreihe, durch welche Herr Burmester die bislang üblichen (von mir ein wenig vervollständigten) Namen ersetzt wissen will, etwas genauer, so entdeckt man, dass der Name Cykloide, die alte *cyclois*, in der Reihe so ziemlich überflüssig geworden ist; er kommt nur noch rein nebensächlich vor, mit einem „oder“ angehängt, ausgenommen Nummer 3, wo eine recht unglückliche Anwendung von dem Beiwort allgemein gemacht ist, weil man es sich übersetzt zu denken hat in „besonders“. Folgerichtig hätte Herr Burmester dort auch „Trochoide“ setzen müssen; dann hätte er das überflüssige „Cykloide“ ganz wegstreichen können. Sodann bemerken wir, dass Herr Burmester — anscheinend abermals nicht völlig original — nur rein äusserliche Eigenschaften der Kurven zum Benennungsausgang genommen hat: „gespitzt“, „verschlungen“, „gestreckt“, „sternförmig“, während die obigen alten Bezeichnungen klar und deutlich den Weg der Entstehung der Kurve angeben. Darauf aber kommt es in erster Linie an, vor allen Dingen für die Praxis, weil diese fast immer nur kurze Stücke der Kurven braucht. Es ist eine untergeordnete Frage, in der Kinematik wenigstens, ob die Kurve eine Schleife hat oder nicht; man will zuerst wissen, will durch den Namen eine Vorstellung wachgerufen erhalten, wie die Kurve entsteht, nicht aber, wie sie aussieht; das kommt später an die Reihe. Und dann, wie ist es denn mit diesem Aussehen bestellt? Ueberall macht Herr Burmester noch Vorbehalte, und zwar ganz empirische. Da sagt er, dass die verschlungen genannten Kurven „meistens eine Schlinge besitzen“, die andere „meistens gestreckt gestaltet sei, die sternförmige „in der Regel“ eine rosettenartige oder sternförmige Gestalt“ habe. Was hat ein „meistens“, ein „in der Regel“ in der Geometrie zu suchen? Eine solche „Mehrstentheils-Geometrie“ ist doch etwas ganz Neues!

Sehen wir indessen wirklich einmal zu, wie es mit diesem „mehrstentheils“ steht. In den Figuren a und b haben wir sogleich in den zwei Kurven H solche vor uns, welche durch den festen Kreismittelpunkt gehen. Sie heissen nach Herrn Burmester sternförmige Trochoiden; beide haben aber nichts von Sternförmigkeit an sich, und so steht es bei sämtlichen

Pericykloiden und Epicykloiden, auch bei der Evolvente, deren homozentrische Form ja die archimedische Spirale ist. Sternförmig ist doch nur eine Figur, die nach aussen in Spitzen ausläuft. Da ist denn das Hülfswort rosettenartig zugezogen; so könnte man allenfalls einzelne homozentrische Epi- und Pericykloiden nennen. Aber eine Rosette kann auch in der Mitte offen sein; dann aber sind wieder beinahe alle Epi-, Peri- und Hypocykloiden rosettenförmig, auch wenn sie nicht durch den festen Mittelpunkt gehen; kurz, die Gleichsetzung von rosettenartig und sternförmig geht nicht an, und es bleibt eigentlich nur übrig, dass die homozentrischen Hypocykloiden von aufgehendem Kreisverhältniss sternförmig sind [130], alle vier anderen Cykloidenarten nicht. So haben auch bisher die Geometer angenommen, auch der schon bei mir angeführte Durge. Somit wäre oben ein: „in einzelnen Fällen“ statt eines „in der Regel“ das Richtige gewesen. In welche Bedrängniss Herr Burmesters Vorschläge erst bei den sphärischen Cykloiden gerathen, wo die ganze Formenreihe noch anders verläuft, als bei den ebenen Cykloiden, will ich gar nicht ausmalen.

So steht es mit dieser Namengebung, die angeblich „die Widersprüche verbannt(!), welche in Folge der erkannten doppelten Erzeugung aufgedeckt“ worden sein sollen; schade nur, dass Herr Burmester sie nicht auch uns aufgedeckt hat. Wie weit er diesesmal sein Original (Wiener) missverstanden hat, kann ich hier nicht untersuchen. Die vorgeschlagene Namengebung hat nicht eine einzige gute Seite, da ist nicht ein Gedanke, der erfrischt; dazu die Lücke von der Pericykloide. Diese Art von Hilfe der „thatkräftigen geometrischen Forschung“ werden recht viele Leute, glaube ich, „thatsächlich ablehnen“.

Zu Abschnitt III und IV, Verzahnungen und Kapselräder betreffend, nur einige Bemerkungen. Ein weitschweifiger Vortrag, durchzogen von dem zähen Strome der unglücklichen Namengebung aus dem vorigen Abschnitt, macht auch hier das Buch schwer lesbar. Vielleicht gestatten mir die Geometer, welche dem Buche ferne stehen, bei dieser Gelegenheit die Anfrage, ob sie nicht zu einer einfacheren Bezeichnungsweise der Figuren greifen könnten. Da verwenden sie lateinische, griechische, gothische Buchstaben, grosse sowohl als kleine, römische und arabische Ziffern, Zeiger oben, Zeiger unten, und das alles dicht beieinander. Man spreche auch nur aus, was man druckt, z. B.: „Winkel gross Phi klein Zeta gross Eta gleich Winkel gross Phi klein deutsch q Zeiger w klein deutsch p Zeiger w “, und erst bei Vierecksbezeichnungen!! Diese Bezeichnungsweisen sind ja begründet, aber sprachlich sind sie Ungeheuerlichkeiten. Habe man doch wenigstens Erbarmen mit den Lesern aus der „Praxis“, auf die man rechnet. Ist es denn nicht wirklich grotesk, wenn Herr Burmester S. 192 von einer alten Mühlenbauerregel spricht, und in dieser die Dicke eines plumpen Holzstabes mit $\Gamma_1 \Gamma_1$ bezeichnet? Selbst für das höhere Studium sind solche, zwar gelahrte, aber doch recht hölzerne Bezeichnungen das Gegentheil von förderlich. Man kann so oft, da Figuren nun doch einmal da sein müssen, mit besonderen statt hochallgemeinen Bezeichnungen meist so viel rascher zum Ziele gelangen, dass die Angelegenheit mir sehr der Ueberlegung werth scheint.

Wir lernen in diesem Abschnitt Herrn Burmester wieder als sonderbaren Leser kennen, wie u. a. S. 195, wo er die von mir angegebenen Schild-

räder einem allen italiänischen Architekten zuschreibt, desgl. S. 196 mir zuspricht, gewisse Zahnräder (die Parallelräder), die ich zuerst angegeben, nur benamt zu haben; er behandelt dann gleich dabei diese Räder auch noch falsch. Die von mir angegebene Polbahnenterne der Parallelräder findet sich ganz ohne Umstände angewandt. Mit den Namen geht Herr Burmester überhaupt kurios um. Ihm scheint bezüglich der wissenschaftlichen Kunstsprache jedes Verständniss zu fehlen; seinen Aeusserungen gemäss weiss er nicht, dass neue wissenschaftliche Kunstwörter meistens mit vorausgehenden Lehrsätzen oder Entwicklungen eng zusammenhängen. Diese Unkenntniss muss man bei ihm voraussetzen, da es doch röllig unzulässig ist, anzunehmen, dass er absichtlich dieses Grundwesens der Nomenclatur übersähe. Dieselbe Unkenntniss zeigt sich weiterhin bei den Kapselräderwerken in geradezu abentheuerlicher Weise. Die Erfinder Repsold, Fabry, Evc, Root, Eerard, Dart, Behrens, Payton, der Mehrzahl nach hervorragende, zum Theil glänzende Namen, hatten in den, Wasser oder Luft befördernden oder von Dampf betriebenen Körpern in ihren Maschinen Kolben im älteren Sinne erblickt. Die von mir (1868) gegebene Zusammenfassung, die von kinematischer Grundlage ausging und darum sehr fruchtbar war, brachte die Erkenntniss, dass es sich um eingekapselte Zahnräderwerke handelte und wurde rasch von der mechanischen Technik aufgenommen. Herr Burmester, der meine bezüglichlichen Veröffentlichungen seinem Abschnitt zu Grunde legt, hat davon nichts gesehen, jedenfalls nicht verstanden. Er ist nur so gütig, mir die Benennung Kapselräderwerke zuzuschreiben. Doch nein, S. 249 gibt er einem ganzen Kapselräderwerke, dem Paytonschen, meinen Namen. Ich lehne diese freundliche Zuwendung hiermit ab, bin sogar unhöflich genug, donum ferenti gar nicht einmal dafür zu danken. Der Leser der Schenkzene könnte vielleicht auf die unschöne Vermuthung kommen, Herr Burmester habe mir mit der Zuwendung stechend bedeuten wollen, ich hätte den Paytonschen Wassermesser falsch dargestellt. Solch einer Handlungsweise halte ich indessen Herrn Burmester nicht für fähig. Er hat offenbar die Sache nicht verstanden und eine bei mir schon stehende, bei ihm wiederholte Anmerkung von dem Namen epicycloidal water meter nur falsch gedeutet.

Auf S. 219 gibt Herr Burmester mit gesperrter Schrift den „Satz“: Alle Räder mit Evolventenzähnen greifen richtig in einander (und sind Satzräder), wenn sie auf den Grundkreisen gleiche Theilung besitzen (und wenn die Zahnlücken so umgrenzt sind, dass ein freier Durchgang der eingreifenden Zähne stattfindet). Die Einklammerungen rühren von mir her; die erste betrifft eine Tautologie, die zweite eine Bedingung, welche weit vorausgeschickt sein musste, weil sie für alle Zahnräder, auch solche, die nicht Satzräder sind, gilt. Der ganze Satz ist falsch, weil die Bedingung fehlt, dass die Halbmesser der Grundkreise sich gleichzeitig verhalten müssen, wie die Zähnezahlen der Räder.

Ich rüge nicht etwa diesen groben Fehler, um ihn aufzustecken. Ein Fehler kann dem sorgfältigsten Schriftsteller durchschlüpfen und dieser verdient billige Nachsicht. Aber gerade der hier in Betracht kommende Fehler hat schon so viel materiellen Schaden angerichtet und ist schon so

oft eindringlich gerügt worden, dass eine ungläubliche Oberflächlichkeit dazu gehört, ihn wieder zu machen, namentlich wenn mit so rasselndem Rüstzeug von Theorie an die Aufgaben sechsspännig herangefahren wird, wie in dem Burmester'schen Buche. Herr Burmester gesteht in seinem erwähnten Flugblatt den Fehler nicht einfach zu, wie er hätte ruhig thun dürfen, sondern beruft sich auf eine dem „Satze“ bald nachfolgende Stelle: . . . „aber es ist nicht möglich, allgemein unabhängig voneinander vollkommen richtige Satzräder in allen Fällen zu konstruiren“. Er liest sich selbst unaufmerksam, abgesehen davon, dass der Bau des letzten Ausspruches logisch wieder höchst bedenklich ist; in demselben ist nicht mehr von Rädern mit Evolventenverzahnung die Rede, sondern wird von allen Fällen gesprochen. Der gesperrt gedruckte Satz steht wie er steht und enthält Herrn Burmesters ganze Vorschrift. Dem Leser kann nicht zugemuthet gewesen sein, aus dem dunkelsinnigen Nachsatze die zweite Hauptbedingung herauszulesen.

Abschnitt V behandelt zu Anfang die „Stützung“ der kinematischen Elemente (Satz 20). Herr Burmester, der in der geometrischen Behandlung der Aufgabe (trotzdem ich ja solche „verschmäht“ haben soll) mir einfach folgt, wird mir untreu in einem Hauptpunkte, darin nämlich, dass er statt der (mechanischen) Widerstandsfähigkeit die „Undurchdringlichkeit“ der Körper einführt. Das entsprach nun zwar seinem „Läuterungs“-Verfahren, war aber nicht glücklich, wie ihm schon eine Kritik in der Z. D. Ingenieure eingehend nachgewiesen hat: er gelangt dadurch zu widersinnigen, werthlosen Ergebnissen. Woher mochte er es haben? Der Erste, der da geglaubt hatte, die Undurchdringlichkeit an die Stelle der von mir eingesetzten Widerstandsfähigkeit setzen zu sollen, war ein sehr strebsamer Gewerbe-Akademiker, Herr N., dem dieser Versuch, als eigenem Denken entsprossen, zweifellos alle Ehre machte: er hat ihn auch in einer Broschüre bekant gemacht. Ob nun Herr Burmester dem jugendlichen Herrn N., oder Herrn Beck im Civ.-Ingenieur gefolgt, weiss ich nicht; genug: das Pflänzlein ist nicht in seinem eigenen Garten gewachsen. Unlieb aber war mir, dass er in der oben, S. XXXV, erwähnten Stelle mir zuschreibt, den Begriff der Undurchdringlichkeit auf das Stützungsproblem angewandt zu haben. Dies war mir wegen der Gröblichkeit des damit begangenen Fehlers nicht gleichgültig, und ich machte deshalb Herrn Burmester alsbald brieflich auf die Unrichtigkeit seiner Mittheilung aufmerksam, indem ich ihm bemerkte, dass ich weder bei der Stützung, noch überhaupt in meinem Buche der Undurchdringlichkeit erwähnt habe. Seine Antwort lautete, er wisse wohl, dass ich das nicht gethan, aber es passe ihm besser! — — —

Damit ward mir nun freilich ein ganz unerwarteter Aufschluss über Herrn Burmesters Methode! Eine Entschuldigung der unrichtigen Mittheilung ist mir weder brieflich, noch auch in den weiteren Lieferungen des Buches geworden; so muss ich sie denn hier selbst berichtigen.

Bei der nun folgenden Behandlung der „zwangläufigen Bewegung der Gebilde in der Ebene“ folgt Herr Burmester durchweg mir, vergisst indessen dabei, die Urheberchaft der Sätze anzuführen. Vom Kraftschluss gehört nach ihm mir nur der Name, nicht die Begriffsaufstellung an; die höheren Paare (Satz 21 und 22), von welchen so zu sagen beinahe jeder Strich bei mir neu war, führt Herr Burmester wie altes Gemeingut auf

L Vorrede zur vierten Auflage und vierten Lieferung.

mit der gefälligen Bemerkung, dass ich „Bewegungen dieser Art“ in meinem Buche ausführlich behandelt habe. Im Ganzen kommen vor die Anwendungen meiner Sätze 5, 6, 7, 9, 10 bis 31, ganze 26 Sätze; die 41 Figuren zu dem Abschnitt tragen alle den Stempel der Herkunft aus meinem Buche mehr oder weniger deutlich an sich.

Herr Burmester hat aber auch Abweichungen. Er sagt statt Cylinder- oder Drehkörperpaar „Drehpaarung“! (wörtlich, obwohl fast unglücklich: „ein aus Rotationsflächen oder aus Theilen derselben bestehendes zwangläufiges Elementenpaar nennen wir eine Drehpaarung“). Ein Paar ist nach Herrn Burmesters Logik eine Paarung, ein Paar Stiefel eine Stiefelpaarung. Ebenso sagt er statt Prismenpaar „Richtpaarung“ (S. 266 und 267), endlich auch statt Schraubenpaar „Schraubenpaarung“. Dass ich die überaus wichtige Darlegung der drei Umschlusspaare gemacht und ihre aprioristische Bestimmbarkeit gezeigt (Satz 19), scheint ihm unbekannt. Sodann setzt er sich aber sogar in Gegensatz zu mir mit einer Bemerkung, welche alle seine bisherigen Urtheile über meine Arbeiten in Schatten stellt; sie lautet (S. 265): „Die von Reuleaux in seiner Kinematik gewählte Benennung, kinematisches Element für Glied oder Körper, ist unzulässig, weil die Unterscheidung zwischen kinematisches Element und Glied unentbehrlich ist.“ Der Kessel, an den sich Herr Burmester hier reiben will, ist nicht mehr jung; er setzt Russ ab.

Einen Augenblick muss ich bei einer Aeusserlichkeit dieses Satzes stehen bleiben. Es heisst in demselben buchstäblich: „zwischen kinematisches Element und Glied“, ein Sprachfehler, eine sprachliche Rohheit, welche gleichsam die Krönung einer Anzahl verwandter Vorkommnisse in dem Buche ist. Wer das letztere auf dessen Deutsch untersuchen wollte, sei es in Stil, sei es in Logik, oder auch nur Grammatik, würde oftmals staunen, nicht selten starren. Herr Burmester setzt die Präposition an gleich „auf oder in“; das geht durch den ganzen zweiten Abschnitt, wie: „Rollt ein Kreis in einem festen Kreise“, „rollt die logarithmische Spirale q_0 an dem Kreise p_0 “ u. s. w. Eine Kurve, die an einer anderen rollt, rollt noch lange nicht darauf oder darin. S. 229 heisst es: „die . . . Berührung der Zähne, sowie die . . . anliegenden Cylinderflächen . . . verhindern“ das und das, was ungefähr ebenso berechtigt ist, wie zu sagen: die Achsendrehung der Erde und grüne Erbsen erhalten den Menschen gesund. Hervorragende Logikmuster zeigten schon die obigen Auszüge aus dem Flugblatt. Auch der Latinität geht es traurig; so sagt Herr Burmester statt komplian stets barbarisch „komplian“. Ich habe mich beim nothgedrungenen Lesen dieser Sachen oft gefragt, ob denn bei der Z. f. math. u. naturw. Unterricht, welche Herrn Burmesters Buch so viel besprochen hat, nicht der Sprachnerve eine Reizung erfahren habe. Bei ihr steht doch auch wohl angeschlagen: „In diesen Räumen darf die deutsche Sprache nicht verunglimpft werden.“ Auch könnte daselbst, glaube ich, noch eine andere Bekanntmachung angeheftet oder durch einen Menippus ausgerufen werden, des Wortlautes: „Fremde Lehrsätze, welchen nicht ein beglaubigtes Ursprungszeugniss beigelegt ist, sind in der Garderobe abzugeben.“

Doch zurück zu unserer Bemerkung. Ich bin es, der die kinematischen Elemente und Ketten zuerst nachgewiesen; der unzweideutigen Unterscheidung

von Kettenglied und Element ist mein halbes Buch und mehr gewidmet, und nun sagt mir Herr Burmester, noch dazu in grausigem Deutsch, ich hätte die beiden Begriffe verwechselt. Was soll man, was sollte ich dazu sagen?

Zum Glück kommt uns Herr Burmester in seinem oft erwähnten Flugblatt zu Hülfe. Nicht mit einem Beweis, sondern wieder mit einer bei mir abgelösten kleinen Stelle: „Die Maschine besteht aus lauter solchen zusammengehörigen Körpern. Dieselben sind die eigentlichen kinematischen oder getrieblichen Elemente der Maschine.“ Herrn Burmester kann ich nur auf sein Rezept S. XXXVII verweisen: „Es ist nicht wohlgethan“ u. s. w. und brauche nur zu bemerken, dass in dem streng richtigen Satze nicht steht, dass die Elemente gegebener Paare nicht mit solchen aus anderen Paaren verbunden würden. Warum Herr Burmester sich bei der Gelegenheit auf Schadwül beruft, während er doch angeblich ein eigenes „System“ führt, aus dem er doch wissenschaftliche Beweise müsste holen können, ist eine Frage, die er selbst herorrufft. Soll ich ihm nun über die unrichtige Behauptung zürnen? Es geht nicht an; er selbst entwaffnet jeden Zorn; denn auf derselben Seite, zu welcher die Bemerkung gehört — enträtthete das, wer kam —, macht er selbst den Fehler, den er mir ohne die leiseste Berechtigung vorwirft. Man höre nur, da sagt er: „Sind zwei Körper, die auch (!?) als Glieder bezeichnet werden“ — hier und auf solche Weise wird mein Kunstwort „Glied“ eingeführt! — „durch“ (soll heißen vermöge) „Stützung zwangläufig gegeneinander beweglich, bewegen sich also die Punkte des einen Gliedes in Bezug auf das andere in bestimmten krummen oder geraden Linien, so wird das betreffende kinematische Elementenpaar ein **zwangläufiges** genannt, und die beiden Körper heißen ein **zwangläufiges Körperpaar** oder **Gliederpaar**.“ Die logische Kraft in der von mir unterstrichenen Satzhälfte wäre zu bewundern, indem sie herausbringt, dass etwas so heisst, wie es genannt wird; indessen haben wir dazu jetzt keine Zeit. Wir haben vielmehr zu beachten, dass nach Herrn Burmesters eigenen Worten ein Elementenpaar ein Gliederpaar wäre. Er also wählt für kinematisches Element die Benennung Glied oder Körper, genau das, was er mir in seiner Bemerkung mit Unrecht vorwirft — — —. Diese seine falsche Benennungsweise führt er denn auch durch! Dass er an dieser Hauptstelle kinematisches (Ketten-) Glied falsch definiert, lehrt ein Blick auf Satz 9, wonach ein solches Glied aus Elementen verschiedener Paare besteht, also in seinem obigen Elementenpaar überhaupt nicht vorkommt.

Eine noch stärkere Bemerkung als die besprochene folgt S. 278. Sie lautet: „Wir haben die Benennung Mechanismus der von Reuleaux gebrauchten Benennung kinematische Kette vorgezogen; denn es zeigte sich keine Veranlassung, jene ältere Benennung durch eine neuere zu verdecken.“ Das ist nun eine förmliche und schwere Anschuldigung. Ich soll seit einem Vierteljahrhundert Zuhörer und Leser durch meine Namensgebung getäuscht haben!

Obgleich hiernach der Bemerkung die Form einer persönlichen Beleidigung zu geben versucht ist, erlangt sie damit doch keinen wissenschaftlichen Werth, schliesst sich vielmehr an das soeben Besprochene ebenbürtig an. Herr Burmester hat uns dort bewiesen, dass ihm nicht klar geworden war, was ein Glied einer kinematischen Kette ist; hier beweist er, was ja auch folgen

musste, dass ihm nicht klar geworden ist, was eine kinematische Kette ist. Denn er hält sie hier mit dem Mechanismus „der älteren Benennung“ für identisch. — Den Abschnitt noch weiter durchzusprechen, lohnt nicht der Mühe; nur des Schlusses sei noch Erwähnung gethan. Denselben bildet die Heranholung der von mir in den Sätzen 25 und 28 systematisch zugeführten Zug- und Druckorgane, wiederum ohne Ursprungszeugniß. Dabei ersetzt Herr Burmester das von mir für die beiden Organe auf Grund wissenschaftlicher Vergleichung ihrer wesentlichen Eigenschaften gebildete Sammelwort *duktil* oder *bildsam*, ohne dass er eine Begründung gäbe, durch „*fügsam*“, was zwar von dem meinigen abweicht, aber auch ganz und gar nicht ausdrückt, was auszudrücken ist.

Abschnitt VI schließt mit seiner ersten Abtheilung, „*Kurbelmechanismus und Kurbelgetriebe*“, sich meinen Sätzen 26 und 33 an, ohne dass dies ersichtlich gemacht wäre. Nachdem Herr Burmester auf S. 277 mittelst des einfachen Wörtleins „*auch*“ mein Wort nebst Begriff „*Getriebe*“ in seine Dienste gezogen, braucht er nun diesen Namen für Mechanismus und das dadurch frei werdende „*Mechanismus*“ für *kinematische Kette*. Dann folgt er mir sogar in einem Bruchstück der Zeichensprache, indem er die Benennung der Glieder mit *a, b, c, d* animmt, jedoch mit einer, seinem „*System*“ offenbar angehörigen, feinen Abweichung, wonach er die Reihenfolge *d, a, b, c* wählt. Von den 107 Figuren der Abhandlung sind 77 theils in meiner Kinematik, theils in den erwähnten Wiedergaben meiner Vorträge schon enthalten. In den Namen für die Getriebe, welche ich unter Berücksichtigung der Vorschläge der Vorgänger sorgfältig systematisch gewählt, macht er allerlei Abänderungen, die sich indessen ausnahmslos als das Gegentheil von Verbesserungen erweisen.

Was nun noch kommt, ist ein buntes, wechselndes Gemisch von Aufgaben der Leitung und der Treibung (s. oben Satz 42), sodann des Maschinenbaues, der reinen Mechanik (Abschnitt XI) und wieder der Bewegungsgeometrie. Die Mechanismen sind höchst unvollständig im Verhältniß zu dem, was zu behandeln wäre, vorgeführt, die Ordnung höchst seltsam, die Benennungsweise erstaunlich, meist barbarisch. Da hören wir vom *Kurbelschwengel*, vom *Dreispann*, *Zahnknie*(!), von *doppelwirkigen*(!), *übergeschlossenen*, *räderlenkigen*(!) Mechanismen u. a. m. Beim „*Bandtrieb*“ (*Riementrieb*) behandelt Herr Burmester Aufgaben des Maschinenbaues, dabei die *Stufenscheiben*, und nähert die von mir angegebene Kurve S. 767 dieses Buches durch einen *Kreisbogen* an, worauf er die erhaltene Figur für ein neues Diagramm hält. Auf S. 475 kommt er zum viertenmal auf die *Zahnräder* zu sprechen — dies wird er in seiner räumlichen Kinematik noch weitere dreimal zu thun haben — und bringt dabei u. a. die *Brocot'sche Methode* zur Ermittlung der Zahnzahlen zusammengesetzter Räderwerke vor, behauptend, er habe ihr erst ein würdiges mathematisches Gewand gegeben. Dieses Gewand trug sie aber schon in Wiedergaben meiner Vorträge vor vielen Jahren; auch gehört das Problem, das Brocot so trefflich gelöst hat, nicht der geometrischen Bewegungslehre, sondern der Kinematik an, insbesondere dem allgemeinen Grundgesetz S. 516 dieses Buches. —

Das Vorstehende wird ausreichen, Herrn Burmesters Verfahren zu kennzeichnen, obwohl ich zahlreiche Einzelheiten der Kürze halber übergangen musste;

sein Buch stellt eine in unserer Literatur wohl noch nicht vorgekommene Erscheinung dar. Als Hauptergebniss meiner Untersuchung muss ich nämlich zusammenfassend hervorheben, dass das Buch in dem Lehrstoff, dessen Namen es auf dem Titel führt, nicht einen neuen Gedanken aufweist, auch nicht einen einzigen, noch so kleinen, denselben fördernden Beitrag bringt; ja, um der Wahrheit die Ehre zu geben, muss ich sagen, dass ich auch nicht einmal eines der Gesetze der Kinematik als ganz einwandfrei darin vorgetragen bezeichnen könnte. Herr Barmester erweist sich einfach als Dilettant in dem Lehrstoff. Dies vergessen zu machen, helfen auch die Artigkeiten, mit denen er die „Praxis“ überhäuft, nichts. Diese „Praxis“ darf man nicht zu leicht beurtheilen. Sie verlangt nichts von dem Theoretiker, als Theorie, recht gesunde, wenn auch schwierige Theorie, keine Praxis; für diese sorgt sie, die „Praxis“, nachher schon selbst. Sie wünscht nur, dass das Theoretische von

Vernunft und rechtem Sinn
mit wenig Kunst sich selber vortrage.

In der „Praxis“ sitzt manch scharfer Mann — dafür haben wir unsere Hochschulen —, der auch gewandten Theoretikern mitunter zu rathen aufgeben kann, bei dem aber die homigriefenden Apostrophen von der „harmonischen Vereinigung von Theorie und Praxis“ gar nicht verfangen. Die theoretischen Sätze, wenn nur klar vorgetragen, nimmt er schon auf, auch ohne die süsse Zuspeise.

Die höheren geometrischen Theile des Buches habe ich unbesprochen gelassen; den Werth derselben mögen Andere beurtheilen; ich vermag dies ohne tieferes Eingehen nur bis zu einem gewissen Grade, will auch nicht anzweifeln, dass da, wo Herr Barmester sich in seinem eigenen Fuch befindet, gute Körner liegen mögen, während auf die kinematische Seite nur Spreu gefallen ist. Eine Ausnahme habe ich mir nur gestattet bezüglich der einfacheren Aufgabe der Cykloiden, wo die ungründliche Methode des Herrn Barmester gar zu üppige Blüten getrieben hatte und schädliche Verwirrung herbeizuführen drohte.

Was Herr Barmester gewollt, glaube ich ganz sine ira dahin verstehen zu müssen, dass er die Arbeiten Anderer auf dem kinematischen Gebiete zusammenzufassen und mit geometrischen Sätzen fremder wie eigener Erzeugung zu beleuchten beabsichtigte, also etwa Anwendungen der Phoronomie auf kinematische Aufgaben behandeln wollte. So dürfen wir wohl die Stelle in seinem Vorwort (der III. Lief. beigegeben) deuten, wo es heisst: „Erfüllt von dem Bestreben, die Kinematik zu fördern und die praktische Anwendung derselben zu erweitern, habe ich mir die mühevollen Arbeit auferlegt, dieses Werk der systematischen Gestaltung der Kinematik selbstschöpferisch zu vollbringen.“ Die „mühevollen Arbeit“ hat ihn dann das Maass seiner Anstrengung beim „Vollbringen“ mit dem Werthe seiner Leistungen verwechseln lassen, wie es eben Dilettanten gewöhnlich geht. Daher denn seine, sonst geradezu unbegreiflichen Herausforderungen und Angriffe im Texte. Daher denn auch der anmaassliche Ton seiner Vor- und Nachreden, der übrigens meistens unfreiwillig komisch wirkt. Ist es doch gewiss schwer, bei dem soben gehörten „selbstschöpferisch“ ernst zu bleiben. Es erinnert an den berühmten, schelmischen norddeutschen Reimverein, der Dichter und Selbstdichter unterscheidet. In seinem Dilettanteneifer ist

Herrn Burmester auch entgangen, dass er von der Summe der Aufgaben der Kinematik etwa nur den zehnten Theil in seinem Rahmen untergebracht hat.

Noch ein Wort über die zahlreichen Bemerkungen, die ich wegen Nichtnennung meiner Arbeiten als Quellen zu machen hatte. Was der Theoretiker, der Lehrer, für das praktische Fach schreibt, ist für die Verwendung in diesem bestimmt, und je mehr Benutzungen seine Sachen daselbst finden, desto erfreulicher ist es ihm. Mir ist solche Freude auch öfter zu Theil geworden. Der andere Theoretiker aber ist deshalb nicht befugt, Lehr- und Grundsätze des ersteren ohne ausdrückliche Anführung des Urhebers den Fachleuten oder auf dem Katheder vorzutragen, wie in dem Buche des Herrn Burmester so vielfach geschehen will. Dafür gibt es zwar kein gedrucktes, wohl aber ein klares ungeschriebenes Recht, und dieses ist es, welches ich im vorliegenden Falle in Anspruch nehme.

* * *

Die unter den Sätzen Nr. 40 bis 51 dargelegten Grundsätze werden geeignet sein, die Darstellungsweise, namentlich der ganzen zweiten Hälfte des Buches, zu erläutern. Die getriebliche Analysirung lieferte bereits bei den Gesperrwerken eine grosse Zahl von Ergebnissen. Die Haltung trat hier insbesondere in der Gestalt der Spannwerke auf; der Nachweis der Ordnung in den zusammengesetzten Gesperrwerken erwies sich, wie ich glaube, als sehr nützlich. Bei den Druckorganen, Kap. XXIII u. ff., tritt das Haltungswesen in höchste Entwicklung. Aber auch die Klassenbegriffe Leitung und Treibung leisten daselbst sehr weitgehende Dienste. Sodann konnten auch die bei den Gesperrwerken durch getriebliche Analysirung gefundenen Treibwerkgruppen auf einen grossen Theil der Druckorganmaschinen übertragen werden, wodurch Aufklärungen erhalten werden, zu denen man auf anderem Wege, soviel ich übersehe, nicht gelangen kann. Bei den „technologischen Verwendungen der Druckorgane“, §. 333, zeigt sich die grosse Anwendbarkeit der unter Nr. 46 skizzirten Werkzeugtheorie.

Da ich bei den starren Elementen auf die Reibung eingegangen war, konnte dieselbe bei den Druckorganen nicht unerwähnt und unbehandelt gelassen werden (§. 340), weshalb denn sowohl die Bewegungswiderstände der tropfbaren Flüssigkeiten in Röhren, als die Wärmeverluste bei langen Dampfleitungen

auch in Kürze besprochen werden mussten (§. 338). Bei den Dampfkesseln habe ich in §. 362 den allgemeinen jetzigen Stand und die im Gange befindliche Entwicklung dieses hochwichtigen Theils des Maschinenwesens in allgemeinen Zügen darzustellen gesucht.

Das Schlusskapitel behandelt die Ventile. Diese sind nunmehr vollständig als Gesperre dargestellt, haben aber, auch abgesehen von dieser ihrer theoretischen Seite, auch in Bezug auf die Ausführungsformen und Anwendungen eine weit eingehendere Behandlung als in den früheren Auflagen erfahren. Die noch in der dritten Auflage belassene Dürftigkeit, welche mit Recht gerügt worden war, konnte ich erst jetzt einer grösseren Ausführlichkeit weichen lassen, weil die zugehörige Behandlung der Gesperrwerke aus starren Elementen mir als Grundlage dienen sollte. Die Einführung des Begriffes der „flüssigen Ventile“, §. 377, scheint mir geeignet, den Ueberblick nicht unwesentlich zu erleichtern, weshalb ich sie der Aufmerksamkeit des Praktikers empfehlen möchte.

Zum Ganzen erlaube ich mir noch zweierlei zu bemerken. Schon lange Jahre hindurch war ich bestrebt, im Maschinenfach an der Beseitigung entbehrlicher Fremdwörter mitzuwirken. In der gegenwärtigen Auflage bin ich darin noch bedeutend weiter gegangen als früher, nachdem der Herr Bautenminister amtlich die bezüglichen Bestrebungen anerkannt und ermuthigt hat. Es ist nicht einzusehen, warum die Literatur des deutschen Maschinenwesens hinter allen anderen Gebieten des deutschen Schriftthums zurückbleiben sollte. Das scheinen freilich manche deutsche Ingenieure noch anzunehmen, indem sie die ihnen liebgewordenen Fremdwörter nicht aufgeben wollen. Indessen darf man doch hoffen, dass sie nicht auf die Dauer sich der Erkenntniss verschliessen werden, dass man damit eigentlich das Fach tiefer stellt als andere, auch als dasselbe Fach in anderen Ländern, wo Schönheit und Reinheit der Sprache als Pflicht auch der Fachliteratur angesehen werden. Ich glaube, in dem vorliegenden Bande gezeigt zu haben, dass man, ohne irgendwie schwerfällig zu werden, viele unnöthige Entlehnungen aus fremden Sprachen aufgeben kann. Pedantisch alle Fremdwörter ausnahmslos verbannen würde ein Fehler,

würde auch lächerlich sein; aber sich besinnen, ob man sich auch gut sprachlich ausgedrückt habe, ist gewiss kein Fehler. Wenn man z. B. sagt: diese (Dampf-) Maschine arbeitet im Dreiverbund, so ist das ganz verständlich und gutes Deutsch, während der Fremdwörterling sagen muss: diese Maschine ist eine dreicylindrige *Compound*-Maschine, oder, wie man ja oft findet, eine Dreifach-Expansions-Maschine, was beidemal sprachlich keineswegs schön, obendrein auch unnöthig lang ist. Auch im Einzelnen haben wir üble Gewohnheiten, so die der undeutschen Mehrheitsbildungen auf s, die man ernstlich bekämpfen sollte, dann auch die der unnöthigen Zeitwortformen mit iren, wie in reguliren statt regeln, ränderiren statt rünteln, ganz abgesehen von den wirklichen Fremdlingen, wie montiren, adjustiren, adaptiren, zirkuliren, kommuniziren. Für letzteres habe ich überall verkehren gebraucht, wie denn Kommunikation ja auch Verkehr heisst und ist. Ein hässliches Sprachübel stellen die Wörter auf age vor, wie „Montage“, „Etagé“ u. s. w., in welchen nicht bloss das g fremdlich ausgesprochen wird, sondern die auch geradezu falsch sind, da die französischen Wörter auf age männlichen Geschlechts sind. Wollen die deutschen Ingenieure in der Sache etwas thun, so möchte ich nur eines zu rathen mir erlauben: nur keine Kommission! Die Sprache ist vom Einzelnen, von jedem der Betheiligten zu pflegen. Sie wächst, sie bessert, sie hebt sich einzig durch das Bemühen Aller; jeder, der schreibt, ist Mitarbeiter. Es ist ja auch keineswegs bloss das Fremdwörterunwesen, um was es sich handelt; dieses ist bloss ein Symptom, ein Zeichen von der Krankheit der Vernachlässigung, in die die Sprache verfallen ist. Wäre unsere Sprache gesund, so würden von selbst die unnöthigen fremden Behelfsmittel abfallen. Gut, dass man das Leiden erkannt hat. Langsam gehen die Besserungsbewegungen vor sich, schwer ist es, das gute Neue zu ermitteln. Aber gerade bei der Gemeinsamkeit der Arbeit, bei gemeinsamem Gefühl der Pflichten, welche wir gegen unsere Muttersprache haben, werden wir die eingerissenen, in der That schweren Fehler kennen und dann auch vermeiden lernen. Wolle man meine bescheidenen Bestrebungen als Beitrag hierzu annehmen.

Die zweite Bemerkung, die ich machen möchte, betrifft die Ausdehnung, die mein Buch erfahren hat. Trotz angestrengtestem Bemühen ist es mir nicht gelungen, eine grössere Kürze zu erzielen. Dass ich überall räumlich einzuschränken gesucht habe, wird man bei näherer Prüfung sicherlich finden. Das Fach ist es, was sich so bedeutend erweitert hat, deshalb nothwendig auch das Buch, das der Form des „Handbuches“ zu entwachsen schon mehr als angefangen hat. Bei rein technischen Mittheilungen konnte ich kurz sein; bei Entwicklung von Ansichten der Techniker und über die Technik musste ich nothgedrungen ausführlicher sein. Immer aber bin ich der Mahnung Boileau's gefolgt: *Un ouvrage ne doit point paraître trop travaillé, mais il ne saurait être trop travaillé!* Die Drucklegung der letzten Lieferung endlich hat leider eine neue Verzögerung dadurch erfahren, dass mich während derselben ärztliche Anordnung von der Heimath fernhielt.

Funchal, im Februar 1889

F. Reuleaux

INHALTSVERZEICHNISS.

Erster Abschnitt.

Festigkeit der Materialien.

	Seite
§. 1. Vorbemerkungen	1
§. 2. Festigkeits-Koeffizienten für das metrische System	2
§. 3. Zug- und Druckfestigkeit	4
§. 4. Körper von gleicher Zug- und Druckfestigkeit	5
§. 5. Schub- oder Gleitungsfestigkeit	7
§. 6. Biegungsfestigkeit	7
§. 7. Querschnitt-Tabelle	14
§. 8. Werthe der Spannung σ	24
§. 9. Querschnitte von gleicher Festigkeit	25
§. 10. Körper von gleicher Biegungsfestigkeit	27
§. 11. Scheerfestigkeit in der neutralen Schicht	32
§. 12. Träger mit gemeinsamer Belastung	34
§. 13. Drehungsfestigkeit	36
§. 14. Polare Trägheitsmomente und Querschnittmodel	40
§. 15. Körper von gleicher Drehungsfestigkeit	41
§. 16. Rückwirkende, Zerknickungs- oder Strebfestigkeit	42
§. 17. Körper von gleicher Strebfestigkeit	46
§. 18. Zusammengesetzte Festigkeit	47
§. 19. Festigkeit der Gefässwände	51
§. 20. Berechnung der Federn	61

Zweiter Abschnitt.

Hilfslehren aus der Graphostatik.

§. 21. Vorbemerkungen	75
§. 22. Multiplikation von Strecken	76
§. 23. Division von Strecken	81
§. 24. Multiplikation verbunden mit Division	82

	Seite
§. 25. Flächeninhalt des Dreiecks	83
§. 26. Flächeninhalt des Vierecks	85
§. 27. Flächeninhalt von Polygonen	86
§. 28. Potenziren von Strecken	87
§. 29. Potenziren der trigonometrischen Funktionen	92
§. 30. Wurzelausziehen	93
§. 31. Das Addiren und Subtrahiren von Kräften	94
§. 32. Resultirende oder Mittelkraft eines Kraftbüschels	95
§. 33. Zerstreut wirkende Kräfte in der Ebene. Seilpolygon	97
§. 34. Gleichgewicht der äusseren Kräfte am Seilpolygon	98
§. 35. Gleichgewicht der inneren Kräfte am Seilpolygon	103
§. 36. Mittelkraft von zerstreut in der Ebene wirkenden Kräften	106
§. 37. Bedingung für das Gleichgewicht zerstreut wirkender Kräfte in der Ebene	107
§. 38. Kräftepaare	109
§. 39. Gleichgewicht zwischen drei parallelen Kräften	112
§. 40. Mittelkraft beliebig vieler Parallelkräfte	115
§. 41. Zerlegung von Kräften in zwei oder mehr parallele Kräfte	117
§. 42. Gleichförmig vertheilte parallele Kräfte	122
§. 43. Statische Momente paralleler Kräfte	123
§. 44. Zusammensetzung und Zerlegung statischer Momente	125
§. 45. Verdrehende Momente und deren graphische Vereinigung mit biegenden	126
§. 46. Bestimmung des Schwerpunktes mittelst des Kräfteplanes	127
§. 47. Mittelkraft der Wasserbelastung eines Wasserrades	128
§. 48. Kräftepläne für Zimmerwerke	132
§. 49. Kräftepläne für zusammengesetzte Träger	133
§. 50. Kräftepläne für Dachstühle	138
§. 51. Kräfteplan für einen Dachstuhl mit Winddruck	143
§. 52. Kräftepläne für gitterförmige Freitträger	147
§. 53. Schlussbemerkungen	151

Dritter Abschnitt.

Konstruktion der Maschinenelemente.

Vorbemerkungen	152
--------------------------	-----

Erstes Kapitel.

N i e t u n g e n .

§. 54. Nieten	153
§. 55. Festigkeit der Nietungen	156
§. 56. Tabelle und Proportionsriss über Kraftnietungen	158
§. 57. Kraftnietungen mit verjüngter Nietstellung	160

58.	Dampfkesselriemungen	163
59.	Tabelle und Proportionsriss über Dampfkesselriemungen . . .	165
60.	Tabelle über die Gewichte der Metallplatten	169
61.	Andere Formen von Nietverbindungen	170

Zweites Kapitel.

Z w ä n g u n g e n.

62.	Das Warmaufziehen	174
63.	Das Kaltaufziehen	176
64.	Tabelle über ausgeführte Zwängungsverbindungen	178
65.	Berechnung der Abmessungen kaltaufzuzwängender Ringe . .	182

Drittes Kapitel.

K e i l u n g e n.

66.	Der Verbindungskeil	184
67.	Querkeilverbindungen	186
68.	Längskeilverbindungen	188
69.	Höhenkeilverbindungen	189
70.	Keilverbindungen an der Schiffsschraube	190
71.	Entlastete Keilungen	193
72.	Keilsicherungen	194

Viertes Kapitel.

Schrauben und Verschraubungen.

73.	Geometrische Grundform der Mutterschraube	195
74.	Gewindeabmessungen bei der scharfgängigen Schraube	197
75.	Das Whitworth'sche Gewindesystem	199
76.	Das Sellers'sche Gewindesystem	202
77.	Metrische Gewindesysteme	203
78.	Die Vorschläge Delisle I, Pfalz-Saarbrücken und Delisle II . .	204
79.	Neue Vorschläge	207
80.	Schraubenmutter, Unterlegscheibe, Schraubenkopf	210
81.	Tabelle und Proportionsriss über die Mutterschrauben	212
82.	Gewichte der schmiedeisernen Rundstäbe	214
83.	Andere Formen für Befestigungsschrauben	216
84.	Schraubenschlüssel	218
85.	Schraubensicherungen	219
86.	Flaches und Trapezgewinde. Pressschrauben. Erweiterte Schrauben	225
87.	Verschraubungen. Flantschenverbindungen	227
88.	Entlastete Schraubenverbindungen	234

Fünftes Kapitel.

Zapfen.

	Seite
§. 89. Verschiedene Arten von Zapfen	237
A. Tragzapfen.	
§. 90. Berechnung des Stirnzapfens	238
§. 91. Beispiele und Tabelle zu den Stirnzapfen	241
§. 92. Halszapfen	244
§. 93. Gabelzapfen	245
§. 94. Tragzapfen im Lamellengelenk	246
§. 95. Halbzapfen	247
§. 96. Reibung der Tragzapfen	248
B. Stützzapfen.	
§. 97. Berechnung der Spurzapfen	252
§. 98. Reibung des Spurzapfens mit ebener Grundfläche	257
§. 99. Halsringförmige Stützzapfen	257
§. 100. Der Kammzapfen	258
§. 101. Das Lamellengelenk als Stützzapfen	260
§. 102. Zapfenverbindungen	261

Sechstes Kapitel.

Zapfenlager.

§. 103. Anordnungen und Abmessungen	263
A. Traglager.	
§. 104. Stehlager	264
§. 105. Proportionsriss des Stehlagers	266
§. 106. Andere Schalenformen	267
§. 107. Rumpflager. Grosses Stehlager	269
§. 108. Stehlager mit stellbarer Unterschale	270
§. 109. Gelenkige Stehlager	271
§. 110. Dreischalige Stehlager	273
§. 111. Bocklager	277
§. 112. Wandlager	278
§. 113. Gabellager	280
§. 114. Stirnlager	281
§. 115. Hänglager	283
§. 116. Gelenkige Hänglager	286
§. 117. Einige besondere Traglager	289
B. Stützlager.	
§. 118. Stehendes Fusslager	293
§. 119. Wandfusslager	294

	Seite
120. Stellbare Spurfanne	295
121. Stützlager mit Holzpfannen	296
122. Kammlager	298
123. Beispiele von ausgeführten Kammlagern	303

Siebentes Kapitel.

Lagerverbindungen oder Lagerstühle.

124. Allgemeines über die Lagerstühle	306
125. Einfache Lagerstühle	307
126. Mehrfache Lagerstühle	310
127. Berechnung der eisernen Säulen	319
128. Formgebung der eisernen Säulen	327

Achstes Kapitel.

A c h s e n .

129. Eintheilung der Tragachsen	333
---	-----

A. Die Querschnitte sind kreisförmig.

130. Gleichschenklige einfache Achse	334
131. Ungleichschenklige einfache Achse	335
132. Graphostatische Berechnung der einfachen Achse	337
133. Probediagramm	341
134. Achse mit zwei Tragpunkten	342
135. Schief belastete zweifach tragende Achsen. Eisenbahnwagen- achse. Krampfosten	345
136. Achse mit drei und mehr Tragpunkten	351
137. Tragachse mit windschiefer Belastung	352

B. Die Querschnitte sind zusammengesetzt.

138. Kreisringquerschnitt	353
139. Kreuz- und Sternquerschnitt	354
140. Die beränderte Flügelachse	356
141. Zusammengesetzte Wasserradachse	357
142. Verzeichnung der Flügelprofile	358
143. Hölzerne Achsen	360

Neuntes Kapitel.

W e l l e n .

144. Berechnungsart der cylindrischen Wellen	361
145. Schmiedeiserne Wellen	364
146. Triebwerkwellen	365
147. Berechnung des Verdrehungswinkels der Wellen	368
148. Drehzapfen der Wellen. Rundgewalzte Wellen	370
149. Zusammengesetzte Querschnitte. Hölzerne Wellen	371
150. Belastete Wellen	372

Zehntes Kapitel.

Wellenverbindungen oder Kupplungen.

	Seite
§. 151. Eintheilung der Kupplungen	375
§. 152. I. Feste Kupplungen	375
§. 153. II. Bewegliche Kupplungen. Verschiedene Arten der Beweglichkeit der Kupplungen	381
§. 154. Längsbewegliche und querbewegliche Kupplungen	381
§. 155. Gelenkige Kupplungen	383
§. 156. III. Lösbare oder Ausrückkupplungen. Lösbare Zahnkupplungen	391
§. 157. Reibungskupplungen	393
§. 158. Kraftmaschinenkupplungen	402

Eilftes Kapitel.

Einfache Hebel.

§. 159. Hebelzapfen	405
§. 160. Zapfenverbindung der Hebel	407
§. 161. Die Hebelachse und die Nabe des Hebels	408
§. 162. Der Hebelarm mit rechteckigem Querschnitt	410
§. 163. Zusammengesetzte Hebelarmquerschnitte	412
§. 164. Tabelle zur Umformung der rechteckigen Armquerschnitte	413

Zwölftes Kapitel.

Kurbeln.

§. 165. Verschiedene Arten von Kurbeln	414
§. 166. Die schmiedeiserne Stirnkurbel	415
§. 167. Graphostatische Berechnung der Stirnkurbel	415
§. 168. Die gusseiserne Stirnkurbel	418
§. 169. Die Gegenkurbel	419
§. 170. Graphostatische Berechnung der Gegenkurbel	420
§. 171. Die einfache Krummachse oder Wellenkröpfung	423
§. 172. Mehrfache Kurbelachsen. Lokomotivachsen	430
§. 173. Die exzentrische Scheibe	438
§. 174. Handkurbeln	439

Dreizehntes Kapitel.

Zusammengesetzte Hebel.

§. 175. Verschiedene Arten zusammengesetzter Hebel. Achsendruck	440
§. 176. Der Balancier	441
§. 177. Waagebalken	447

Vierzehntes Kapitel.

P l e u e l s t a n g e n .

	Seite
§. 178. Theile der Pleuelstangen	448
§. 179. Pleuelköpfe für Stirnzapfen	449
§. 180. Pleuelköpfe für Gabelzapfen	456
§. 181. Pleuelköpfe für erweiterte oder Halszapfen	459
§. 182. Der runde Pleuelschaft	464
§. 183. Der vierkantige Pleuelschaft	468
§. 184. Der geflügelte und der gerippte Pleuelschaft	471
§. 185. Schmiedeiserne und gusseiserne Pleuelstange	474

Fünfzehntes Kapitel.

Q u e r h ä u p t e r .

§. 186. Verschiedene Arten von Querhäuptern	475
§. 187. Freigehende Querhäupter	476
§. 188. Querhäupter mit Gelenkführung	477
§. 189. Querhäupter mit Gleisführung	479
§. 190. Die Führungsgleise oder Schienen	488

Sechzehntes Kapitel.

R e i b u n g s r ä d e r .

§. 191. Eintheilung der Räder	492
§. 192. Zwei Anwendungsweisen der Reibungsräder	493
§. 193. Reibräder für parallele Achsen	494
§. 194. Reibräder für winklige Achsen	498
§. 195. Reibräder mit geschränkten Achsen	503
§. 196. Keilräder	504
§. 197. Besondere Anwendungsarten der Reibräder	506
§. 198. Reibungsrollen, Laufrollen, Laufräder	509

Siebzehntes Kapitel.

Z a h n r ä d e r .

§. 199. Anordnung der Zahnräder	514
---	-----

A. Die Verzahnung der Stirnräder.

§. 200. Allgemeines über die Zähne der Stirnräder	515
§. 201. Theilkreishalbmesser. Peripheriemassstab	517
§. 202. Tabelle über die Theilkreishalbmesser	519
§. 203. Allgemeine Verzahnung	520

	Seite
§. 204. Ueber den Zahneingriff	523
§. 205. Die cyklischen Kurven	524
§. 206. Verzeichnung der cyklischen Kurven	526
§. 207. Radlinienverzahnung für Satzräder	527
§. 208. Radlinien-Kreisverzahnung	528
§. 209. Evolventenverzahnung für Satzräder	530
§. 210. Punktverzahnungen	532
§. 211. Schildräder mit Punktverzahnung	535
§. 212. Gemischte Verzahnungen. Daumenverzahnung	538
§. 213. Zahnreibung bei den Stirnrädern	541
§. 214. Vor- und Nachtheile der behandelten Verzahnungsmethoden	543

B. Verzahnung der Kegelräder.

§. 215. Allgemeines über die Kegelradzähne	544
§. 216. Hülfräder der Kegelräder	546
§. 217. Das Planrad	547

C. Die Hyperbelräder.

§. 218. Grundkörper der Hyperbelräder	549
§. 219. Verzahnung der Hyperbelräder	553

D. Die Schraubenräder.

§. 220. Cylindrische Schraubenräder	554
§. 221. Angenäherte cylindrische Schraubenräder	556
§. 222. Verzahnung der Schraubenräder und Reibung derselben	562
§. 223. Kegelschraubenräder	568
§. 224. Globoidschraubenräder	569

E. Berechnung der Theilung und Breite der Radzähne.

§. 225. Eintheilung der Räder. Zahnquerschnitt	576
§. 226. Theilung und Zahnbreite der Kranräder	577
§. 227. Tabelle über die gusseisernen Kranräder mit gewöhnlicher Verzahnung	583
§. 228. Theilung und Zahnbreite der Triebwerkkräder	584
§. 229. Erläuterungen zu den vorstehenden Beispielen	592

F. Abmessungen des Radkörpers.

§. 230. Der Radkranz	594
§. 231. Die Radspeichen, Zahl derselben	596
§. 232. Tabelle über die Abmessungen der Radspeichen	597
§. 233. Die Radnabe	598
§. 234. Gewichte der Zahnkräder	598

Achtzehntes Kapitel.

G e s p e r r e .

	Seite
§. 235. Hauptarten und -Anwendungen der Gesperre	600
§. 236. Laufende Zahngesperre	602
§. 237. Stützung der Sperrzähne durch die Klinke	606
§. 238. Die laufenden Flanken an Zahn und Klinke	609
§. 239. Sprung- oder Kippgesperre, Quadranten	610
§. 240. Schliessvorkehrungen. Stumme Gesperre	611
§. 241. Andere Formen der Sperräder	613
§. 242. Laufende Theilgesperre	615
§. 243. Stufen- oder Staffelligesperre	618
§. 244. Ruhende Zahngesperre	622
§. 245. Präzisionsgesperre	628
§. 246. Allgemeine Auffassung der Zahngesperre	629
§. 247. Abmessungen der Gespertheile	630
§. 248. Laufende Reibungsgesperre	631
§. 249. Laufende Klemmgesperre	638
§. 250. Entlastung laufender Reibungsgesperre	643
§. 251. Ruhende Reibungsgesperre	643
§. 252. Spannwerke	645
§. 253. Fangwerke	651
§. 254. Schaltwerke aus laufendem Zahngesperre	655
§. 255. Schaltwerke aus ruhendem Zahngesperre	658
§. 256. Schliesswerke	661
§. 257. Hemmwerke. Verschiedene Gattungen derselben	667
§. 258. Gleichförmig schreitende Hemmwerke. — Periodische Hemm- werke	667
§. 259. Stellbare Hemmwerke oder Stellhemmungen	680
§. 260. Verallgemeinerungen der Gesperwerke	684

Neunzehntes Kapitel.

Zugorgane als Maschinenelemente.

§. 261. Verschiedene Arten von Zugorganen	690
§. 262. Benutzungsweisen der Zugorgane	690
§. 263. Technologische Verwendungen der Zugorgane	716
§. 264. Die Seilreibung	718
§. 265. Faserseile	722
§. 266. Drahtseile	725
§. 267. Gewicht der Drahtseile und Einfluss desselben	730
§. 268. Steifigkeit der Seile	733
§. 269. Seilgehänge, Seilbuffer	736
§. 270. Stehende Ketten	738
§. 271. Laufende Ketten	740
§. 272. Berechnung der Schaken- und Gelenkketten	741

	Seite
§. 273. Eisenlänge und Gewicht der Ketten	744
§. 274. Kettenverbindungen	745
§. 275. Kettentrommeln und -Rollen	749
§. 276. Gesperre der Zugorgane	752

Zwanzigstes Kapitel.

Der Riementrieb.

§. 276. Selbstleitende Riementriebe	753
§. 277. Riementriebe mit Leitrollen	755
§. 278. Fest- und Losscheibe	762
§. 279. Die Stufenscheibe	765
§. 280. Riemenquerschnitt. Spezifische Leistung eines Riemens	769
§. 281. Ausgeführte Riementriebe	773
§. 282. Riemenverbindungen oder -Verbünde	775
§. 283. Konstruktion der Riemscheibe	777
§. 284. Effektverlust beim Riementrieb	783

Einundzwanzigstes Kapitel.

Seiltriebe.

§. 285. Verschiedene Arten von Seiltrieben	784
A. Der Hanfseiltrieb	785
§. 286. Spezifische Leistung. Seilquerschnitt	785
§. 287. Effektverluste beim Hanfseiltrieb	787
§. 288. Flächendruck auf die Hanfseile. Abnutzung	789
§. 289. B. Der Baumwollseiltrieb	790
C. Der Drahtseiltrieb	792
§. 290. Spezifische Leistung. Seilquerschnitt	792
§. 291. Einfluss des Rollenhalbmessers	793
§. 292. Seilseukungen	795
§. 293. Straffes Treibseil	801
§. 294. Dickes Treibseil bei kleinem Rollenstande	803
§. 295. Der schiefe Seiltrieb	804
§. 296. Verzeichnung der Seilkurven	807
§. 297. Anordnung der Leit-, Trag- und Zwischenrollen	808
§. 298. Bau der Seilscheiben	810
§. 299. Bau der Stationspfeiler	815
§. 300. Effektverluste im Drahtseiltrieb	822
§. 301. Des Verfassers System für grosse Drahtseiltriebe	823

Zweiundzwanzigstes Kapitel.

Kettentriebe, Gurtbremsen.

§. 302. Spezifische Leistung der Kettentriebe	846
§. 303. Effektverluste des Kettentriebs	851
§. 304. Zwischen- und Theilstationen im Kettentrieb	853

§. 305.	Gurtbremsen	856
§. 306.	Kettenbremsen	862
§. 307.	Gurtbremsung im Hohlrad	863

Dreiundzwanzigstes Kapitel.

Druckorgane als Maschinenelemente.

§. 308.	Verschiedene Arten von Druckorganen	865
§. 309.	Benutzungsweisen der Druckorgane	866
§. 310.	Leitung der Druckorgane	866
§. 311.	Leitwerke mit Druckorganen	871
§. 312.	Haltung der Druckorgane	874
§. 313.	Treibung der Druckorgane	880

A. Laufwerke mit Druckorganen.

§. 314.	Laufwerke, in welchen das Druckorgan durch seine Schwere treibend wirkt	881
§. 315.	Laufwerke, in welchen das Druckorgan durch seine lebendige Kraft treibt	883
§. 316.	Laufwerke, in welchen das Druckorgan durch unmittelbare Ueberwindung seiner Schwere getrieben wird	887
§. 317.	Laufwerke, in welchen das Druckorgan vermöge Ertheilung von lebendiger Kraft getrieben wird	891
§. 318.	Laufwerke, in welchen der Treiborganträger getrieben wird	895

B. Gesperrwerke mit Druckorganen.

§. 319.	Flüssigkeitsschaltwerke aus laufendem Gesperre	897
§. 320.	Flüssigkeitsschaltwerke aus ruhendem Gesperre	906
§. 321.	Hemmwerke für Druckorgane	913
§. 322.	Flüssigkeitshemmwerke für Lastenförderung	915
§. 323.	Wasserhemmwerke in Arbeitsmaschinen	920
§. 324.	Druckorganhemmwerke zur Flüssigkeitsförderung	921
§. 325.	Hubmaschinen	923
§. 326.	Hubmaschinen mit Ferntrieb	939
§. 327.	Hubmaschinen mit Hilfsdrehung	941
§. 328.	Drehungsmaschinen, Steuerung derselben	943

C. Stellhemmungen als Krafthemmwerke.

§. 329.	Stellsteuerungen für Hubmaschinen	956
§. 330.	Stellsteuerungen für Drehmaschinen	960

D. Messungslaufwerke und -Hemmwerke.

§. 331.	Laufwerke zum Messen von Flüssigkeitsmengen	965
§. 332.	Hemmwerke zum Messen von Flüssigkeitsmengen	969
§. 333.	Technologische Verwendungen der Druckorgane	970

Vierundzwanzigstes Kapitel.

Leitungen für Druckorgane.

	Seite
§. 334. Empirische Formeln für die Wanddicke gusseiserner Röhren	978
§. 335. Tabelle über die Gewichte der gusseisernen Röhren	980
§. 336. Hochdruckröhren	981
§. 337. Schmiedeiserne und stählerne Röhren	986
§. 338. Dampfleitungen	991
§. 339. Kupferne und andere Röhren	996
§. 340. Leitungswiderstände in Röhren	997
§. 341. Verbindungen für gusseiserne Röhren	1003
§. 342. Verbindungen für schmiedeiserne und stählerne Röhren	1010
Vereinbarte amerikanische Gewinde für Rohrmuffen	1013
Vorgeschlagene metrische Gewinde für Rohrmuffen	1015
§. 343. Bleiröhrenverbindungen. Gemischte Verbindungen	1021
§. 344. Biegsame Rohre	1022
§. 345. Scheibenkolben	1024
§. 346. Tauchkolben und Stopfbüchsen	1028
§. 347. Ventilkolben	1033
§. 348. Berechnung der Kolbenstange	1034
§. 349. Spezifische Leistung der Drucktriebwerke	1036
§. 350. Kreistrieb und Linientrieb aus Leitungsröhren	1039
§. 351. Spezifische Leistung der Triebwellen	1043
§. 352. Spezifischer Ferntriebwerth	1047

Fünfundzwanzigstes Kapitel.

Behälter an Haltungen für Druckorgane.

§. 353. Verschiedene Arten von Behältern	1052
§. 354. Gusseiserne Behälter	1053
§. 355. Genietete Behälter	1054
§. 356. Behälter mit Gegen- oder Stützböden	1059
§. 357. Zusammengesetzte Behälterformen	1064
§. 358. Hochdruckhalter oder Akkumulatoren	1067
§. 359. Dampfkessel. Verschiedene Bauarten derselben	1070
§. 360. Dampfkesseltheile mit innerem Druck	1075
§. 361. Dampfkesselrohre mit äusserem Druck	1083
§. 362. Gegenwärtiger allgemeiner Stand des Dampfkesselbaues	1087
§. 363. Luft- und Gashaltungen	1098
§. 364. Behälter für andere Haltungen	1100

Sechszwanzigstes Kapitel.

Gesperre der Druckorgane oder Ventile.

§. 365. Zwei Gattungen von Ventilen	1101
---	------

A. Hebungs- oder Hubventile.

	Seite
§. 366. Gelenkventile oder Klappen	1104
§. 367. Selbstthätige Rundventile	1109
§. 368. Der Ueberdruck selbstthätiger Hubventile	1115
§. 369. Schliessungsdruck selbstthätiger Hubventile	1119
§. 370. Gesteuerte Hebungsventile für Pumpen	1122
§. 371. Schraubenförmig gehende Hubventile	1123
§. 372. Entlastete Hubventile	1125

B. Gleitungs- oder Schiebventile.

§. 373. Hähne und Drehschieber	1131
§. 374. Flachschieber für offene und geschlossene Leitungen	1134
§. 375. Dampfschieber	1136
§. 376. Entlastete Schiebventile	1144
§. 377. Flüssige Ventile	1153
§. 378. Unthätige Ventile	1160
§. 379. Unthätige Maschinenelemente im allgemeinen	1162

Vierter Abschnitt.

Mathematische Tafeln.

§. 380. Kurven-, Flächen- und Körpertafeln	1164
§. 381. Trigonometrische Tafel	1180
Trigonometrische Linien zusammengesetzter Winkel	1186
Alphabetisches Register	1187

ERSTER ABSCHNITT.

FESTIGKEIT DER MATERIALIEN.

§. 1.

Vorbemerkungen.

Die Lehre von der Festigkeit der Materialien gibt Aufschluss über die Widerstände, welche feste Körper den auf sie wirkenden Kräften entgegensetzen. Die hier benutzten Kunstausrücke dieser Lehre haben folgenden Sinn.

Flächendruck, Druck auf die Flächeneinheit.

Spannung, die auf die Flächeneinheit zurückgeführte Anspannung der Molekularfasern; allgemeiner: Kraft auf die Flächeneinheit.

Tragmodul, die Spannung, welche der Elastizitätsgrenze entspricht. Der Zug- und der Druckfestigkeit entsprechen ein Zug- und ein Drucktragmodul.

Bruchkoeffizient oder Bruchmodul, die Spannung, bei welcher eine Molekularfaser ihren Zusammenhang aufgibt.

Elastizitätsmodul, das Maass der elastischen Nachgiebigkeit eines Materials, die Spannung, bei welcher ein prismatischer, in seiner Längenrichtung beanspruchter Körper um seine ganze Länge ausgedehnt oder zusammengepresst wird (eine solche Formänderung als möglich vorausgesetzt).

Theoretische Tragkraft, die Kraft, welche in einem von ihr irgendwie (auf Zug, Druck, Drehung, Biegung etc.) beanspruchten Körper in der stärkst gespannten Faser eine Spannung gleich dem Tragmodul hervorruft, also die Festigkeit des Körpers bis zur Elastizitätsgrenze in Anspruch nimmt.

Praktische Tragkraft oder Tragkraft schlechthin wird dieselbe Kraft genannt, wenn sie jene Spannung nur bis zu einer beabsichtigten und für zulässig erachteten Höhe unterhalb der Elastizitätsgrenze treibt. („Tragkraft“ der Eisenbahnwagen.)

Tragsicherheit, das Verhältniss zwischen der theoretischen Tragkraft und der Belastung, oder was dasselbe ist, zwischen dem Tragmodul und der stärksten eintretenden Spannung.

Bruchkraft oder Bruchbelastung heisst die obige Kraft, wenn sie in der stärkst gespannten Faser des Körpers eine Spannung gleich dem Bruchmodul hervorruft; die Bruchkraft ist in besonderen Fällen die Kraft zum Zerreißen, Zerdrücken, Abscheeren, Abwinden, Abbrechen, Zerknicken.

Bruchsicherheit, Sicherheit gegen den Bruch, das Verhältniss zwischen der Bruchkraft und der Belastung.

Beanspruchung, der umgekehrte Werth der Sicherheit.

Als allgemeine Regel für den Maschinenbau kann es gelten, dass in der Regel eine zweifache Tragsicherheit den auf einen Konstruktionstheil einwirkenden statischen Kräften gegenüber passend ist. Unter Umständen muss indessen nach oben oder unten von dem genannten Maasse abgewichen werden; nach oben darf um so mehr abgewichen werden, je genauer die Aufsuchung der statischen Kräfte stattgefunden hat. Nie soll man einen Maschinentheil bei seinem Gebrauche über seine theoretische Tragkraft hinaus belasten; dagegen sind bei einzelnen Materialien, namentlich z. B. beim Schmiedeeisen, solche Probelastungen, welche den Körper bloss über eine seiner Elastizitätsgrenzen hinaus beanspruchen, ohne sich der Bruchkraft zu sehr zu nähern, allem Anschein nach nicht schädlich. (Siehe §. 2.)

Die Ermittlung der Bruchkraft und somit die Benutzung der Bruchmodul beschränkt sich vorzugsweise auf diejenigen Fälle, wo der Bruch (das Zerreißen, Zerbrechen, Durchlochen etc.) eines Körpers geradezu bezweckt wird; für die Berechnung von bleibenden Konstruktionen ist der Hauptwerth auf die Tragmodul zu legen.

§. 2.

Festigkeits-Koeffizienten für das metrische System.

Die in nachstehender Tabelle zusammengestellten Koeffizienten sind Mittelwerthe aus zahlreichen, von vielen Experimentatoren an den verschiedensten Gattungen der aufgeführten Materialien angestellten Versuchen. Bei dem „Holz“ sind die Mittelwerthe für Eichen-, Buchen-, Tannen- und Eschenholz, als wenig von einander abweichend, zusammengefasst.

Materialien, bei welchen die zusammengehörigen Bruch- und Tragmodul sich stark unterscheiden, besitzen in hohem Grade die Eigenschaft der Zähigkeit. Die Versuche am Schmiedeisen zeigen, dass eine nicht gar zu weit über die Elastizitätsgrenze hinaus getriebene Belastung, welche also eine bleibende Formänderung in dem belasteten Körper hervorruft, den Elastizitätsmodul nicht verändert, den Tragmodul aber erhöht. So zeigt z. B. ein Schmiedeisenstab, der mit 20% pro Quadratmillimeter ausgedehnt wurde, in dem neuen Zustande bei Erneuerung der Belastung einen Zutragsmodul von 20 statt von 15. (Benutzung dieser Erscheinung beim Drahtziehen.) Die Zähigkeit ist eine sehr gute Eigenschaft für ein Konstruktionsmaterial; sie kann wenigstens annähernd bemessen werden aus den Quotienten $K:T$ und $K_1:T_1$. Geschwächt wird sofort der obige übertrieben belastete Eisenstab, wenn man ihn nach dem Ausdehnen über die andere Elastizitätsgrenze hinaus zusammenpresst; zu seinem anfänglichen Tragmodul kehrt er nach jener ersten Streckung zurück, wenn man ihn ausglüht.

Material	Elastizitätsmodul E	Tragmodul		Bruchmodul	
		für Zug T	für Druck T_1	für Zug K	für Druck K_1
Schmiedeisen	20000	15	15	40	22
Eisendraht	20000	30	—	70	—
Eisenblech	17000	—	—	32	—
Gusseisen	10000	7,5	15	11	63
Federstahl, gehärtet	20000	50 bis 70	—	80	—
Gussstahl, ungehärtet	20000	25	—	80	—
Gussstahl, federhart	30000	65 bis 150	—	100	—
Kupfer, gehämmert	11000	2,5	—	30	70
Kupferdraht	13000	12	—	40	—
Messing	6500	4,8	—	12	110
Messingdraht	10000	13	—	50	—
Glockengut, Bronze	3200	9	—	13	—
Phosphorbronze . .	—	15	—	36	—
Sterrometall	—	15	—	75	—
Blei	500	1	—	1,3	5
Holz	1100	2	1,8	9	5
Hanfseil, neu	250 (?)	5 (?)	—	12	—
Hanfseil, alt	50 (?)	1 (?)	—	5	—
Treibriemen, gebr.	15 bis 20	1,6	—	2,9	—
Granit	—	—	—	—	8
Kalkstein	—	—	—	—	5
Quarz	—	—	—	—	12
Sandstein	—	—	—	—	7
Ziegelstein	—	—	—	—	0,6
Kalksteinmauerwerk	—	—	—	—	5
Sandsteinmauerwerk	—	—	—	—	1,5
Ziegelmauerwerk . .	—	—	—	—	0,4

Bei Rechnungen mit den Werthen dieser Tabelle sind die Abmessungen in Millimetern, die Kräfte in Kilogrammen einzusetzen.

§. 3.

Zug- und Druckfestigkeit.

Ein Stab ist auf Zugfestigkeit beansprucht, wenn die angreifende Kraft P ihn in seiner Längenrichtung auszudehnen sucht. Ist dagegen die Kraft gerade entgegengesetzt gerichtet, so beansprucht sie den Körper auf Druckfestigkeit, vorausgesetzt übrigens, dass die Länge des Stabes gegen dessen Querschnittmaasse nicht zu gross sei (vergl. §. 16).

Ist q Querschnitt des Stabes,

\mathfrak{E} die darin durch die Kraft P hervorgerufene Spannung, so ist bei Vernachlässigung des Eigengewichtes des Stabes die Tragkraft bei der Spannung \mathfrak{E} :

$$P = \mathfrak{E}q \dots \dots \dots (1)$$

Beispiel. Ein Dachstuhl übe an seinem Fusse einen Horizontal-schub von 10000 κ aus, welcher durch eine horizontale runde Querstange aufgenommen werden soll. Gestattet man in derselben die Spannung $\mathfrak{E} = 5\kappa$, so ist zu setzen bei der Stangendicke d : $\mathfrak{E}q = 5 \cdot \frac{\pi}{4} d^2 = 10000$; woraus $d = 50,46$, $\sim 50\text{mm}$ *).

Die Hauptformänderungen, welche die Beanspruchung auf Zug- oder Druckfestigkeit in einem Körper hervorruft, sind Verlängerung oder Verkürzung desselben. Ein prismatischer, durch die Kraft P auf Zug beanspruchter Körper von der ursprünglichen Länge l verlängert sich um die Grösse λ , für welche gilt:

$$\frac{\lambda}{l} = \frac{\mathfrak{E}}{E} \dots \dots \dots (2)$$

welche Formel so lange richtig bleibt, als \mathfrak{E} nicht grösser als der Zugtragmodul T ist. — Dieselbe Formel gilt für die Zusammenpressung des Stabes durch die Kraft P , wobei der Drucktragmodul T_1 die Grenze der Gültigkeit der Formel angibt.

Beispiel. Die oben berechnete Querstange sei vor dem Einsetzen 35 m lang; sie wird sich dann bei eintretender Belastung verlängern um:

$$\lambda = \frac{35000 \cdot 5}{20000} = \frac{35}{4} \sim 9\text{mm}.$$

Die vorstehende Formel (2) ist ein Erfahrungssatz. Derselbe bildet die Grundlage der ganzen Festigkeitslehre.

*) Das Zeichen „ \sim “ bedeutet: „sei“ oder „abgerundet auf“.

Formel (1) gilt, weil bei Zug- und Druckfestigkeit alle Querschnittelemente gleichstark beansprucht werden, auch über die Elastizitätsgrenze hinaus, so dass man mittelst derselben die Kraft finden kann, welche einen Körper zerreisst oder zerdrückt. Man hat dafür die betreffenden Bruchmodel einzusetzen.

Beispiel. Zum Zerreißen der oben berechneten Stange bedarf es einer Zugkraft $P = K \cdot q$ oder, der Tabelle §. 2 gemäss, $P = 40 \cdot 50^2 \frac{\pi}{4} = 78540k$; zum Zerdrücken eines niedrigen Stückes derselben bedürfte es einer Kraft $P_1 = K_1 q = 22 \cdot 50^2 \frac{\pi}{4} = 43197k$.

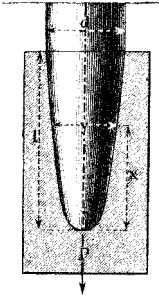
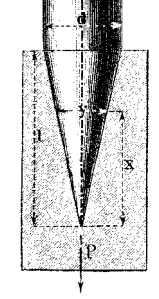
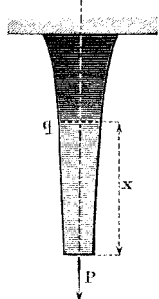
§. 4.

Körper von gleicher Zug- und Druckfestigkeit.

Körperformen von gleicher Festigkeit ergeben sich, wenn man in einem Körper die Querschnitte so wählt, dass in allen die grösste Spannung \mathfrak{S} denselben Werth erhält, wodurch eine verhältnissmässig sehr günstige Materialverwendung erzielt werden kann. Solche Körperformen werden indessen gewöhnlich nicht mit Genauigkeit, sondern nur näherungsweise zur Ausführung gebracht; sie dienen in vielen Fällen sogar nur als stilistische Grundformen, die einer Konstruktion nur den Ausdruck der gleichen Festigkeit zu verleihen haben, ohne dass diese streng eingehalten würde. Dem Konstrukteur sind sie aus beiden Gründen von Werth; ja es möchte der Zahl nach die zweite Benutzungsart, die des stilistischen Vorbildes, häufiger sein als die erstere. Sind dem Konstruirenden die Festigkeitsformen recht geläufig geworden, und hat er sich frei gemacht von dem Gedanken, dass die für die Gleichhaltung der Festigkeit erforderlichen Kurven streng eingehalten werden müssten, so wird er bald dahin gelangen, stets ansprechende gefällige Linien für schwer zu belastende Konstruktionstheile zu finden, indem er die Grundform, welche der starre mathematische Ausdruck liefert, mit künstlerischer Freiheit und Selbständigkeit in das Leben überträgt.

Nachfolgend gegebene Formen gelten für Zug- wie für Druckfestigkeit. Als Beispiele technischer Nützlichkeit der beiden ersten Formen können die Holzschrauben, die eingegossenen Schraubenstifte, Säulchen etc., für die der dritten Form die erst neuerdings so gebauten steinernen Kamine mit leiser Einziehung im Schafte, sowie hohe Brücken- und Viadukt Pfeiler*) dienen.

*) Vergl. Baumeister, archit. Formenlehre, S. 226.

Form.	Gleichung.	Bemerkungen.
	$\frac{y}{d} = \sqrt{\frac{x}{l}}$ $d = \sqrt{\frac{4}{n} \frac{P}{\sigma}}$	<p>P ist gleichförmig auf die ganze Länge des Stabes vertheilt. Die Querschnitte des Stabes sind kreisförmig. Profil: Parabel. Annäherungsform: Kegelstumpf mit dem Enddurchmesser $\frac{d}{2}$.</p>
	$\frac{y}{d} = \frac{x}{l}$ $d = \sqrt{\frac{4}{n} \frac{P}{\sigma}}$	<p>P ist gleichförmig abnehmend von oben nach unten vertheilt. Querschnitte: kreisförmig. Körperform: Normalkegel.</p>
	$q = \frac{P}{\sigma} e^{\frac{\gamma}{\sigma} x}$ <p>$e = 2,718 \dots =$ Basis der natürlichen Logarithmen.</p> $\log. q = \log. \frac{P}{\sigma} + 0,434 \frac{\gamma}{\sigma} x.$	<p>Der Körper ist ausser durch P durch sein Eigengewicht belastet, welches pro Kubikeinheit $= \gamma$ gesetzt ist. Die Querschnitte wachsen nach der Befestigungsstelle hin wie die Abszissen einer Logistik.</p>

§. 5.

Schub- oder Gleitungsfestigkeit.

Ein Körper wird in einem Querschnitt auf Schub- oder Gleitungsfestigkeit, die auch Abscheerungs- oder Scheerfestigkeit genannt wird, beansprucht, wenn die angreifende Kraft P in der Ebene des Querschnittes wirkt.

Ist wieder q die Grösse des Querschnittes, und \mathfrak{S} die darin eintretende Spannung, so hat man wie bei Zug- und Druckfestigkeit für die Tragkraft:

$$P = \mathfrak{S}q \dots \dots \dots (3)$$

Die Elastizitätsgrenze wird erreicht, wenn $\mathfrak{S} = \frac{1}{3}$ des kleineren der beiden Tragmodel des Materials wird, also beim Schmiedeeisen, wo $T = T_1 = 15$, bei $\mathfrak{S} = 12$, für Gusseisen, wo $T < T_1$ und $= 7,5$ bei $\mathfrak{S} = 6$. Es tritt nämlich hier die Maximalspannung nicht in der Ebene des Querschnittes, sondern um 45° dagegen geneigt ein, und hat die $\frac{3}{4}$ fache Grösse von \mathfrak{S} .

Die Querverschiebung, welche die zwei Flächen des auf Gleitungsfestigkeit beanspruchten Querschnittes erleiden, ist innerhalb der Elastizitätsgrenze sehr klein, macht sich aber bemerkbar, wenn wie bei einem auf Drehungsfestigkeit beanspruchten Stabe viele querverschobene Querschnitte aufeinander folgen.

Gleichung (3) gilt auch für solche Fälle, wo die Trennung der beanspruchten Flächen bezweckt wird, also für das Abschneiden, Ausstossen, Durchlochen, d. i. das Arbeiten mit denjenigen Maschinen, welche man neuerdings häufig unter dem Namen Durchbruch-Maschinen zusammenfasst. Die Spannung \mathfrak{S} , bei welcher der Bruch erfolgt, zeigt sich etwas wenig abweichend von dem Bruchmodul für Zug (K). Die Abweichung erklärt sich daraus, dass K und K_1 beim Abscheeren gleichzeitig zur Wirkung kommen. Für die Berechnung der Durchbruch-Maschinen genügt es, etwa $1,1 K$ als Bruchkoeffizient einzuführen.

§. 6.

Biegungsfestigkeit.

Tragkraft und elastische Linie.

Ein stabförmiger Körper, an welchem solche äussere Kräfte sich das Gleichgewicht halten, welche senkrecht zur Stabachse gerichtet sind, ist auf Biegungsfestigkeit beansprucht. So lange die Beanspruchung die Elastizitätsgrenze nicht überschreitet, tritt für jeden Normalquerschnitt des Stabes Gleichgewicht ein zwischen dem Moment der äusseren Kräfte einerseits, und den Momenten

der in dem Querschnitt widerstehenden inneren Kräfte andererseits, beide bezogen auf die neutrale Achse des Querschnittes. Diese ist ein Aequator des Querschnittes, d. h. sie geht durch den Schwerpunkt desselben, und steht senkrecht auf der Biegungeebene. Sie theilt den Querschnitt in zwei Theile, von denen in dem einen alle zur Stabachse parallelen Fasern proportional ihrer Entfernung von der neutralen Achse auf Zug beansprucht sind (Zugseite des Querschnittes), während in dem anderen die Fasern auf Druck beansprucht werden (Druckseite des Querschnittes), und zwar ebenfalls proportional ihrem Abstand von der neutralen Achse. Gleichweit von der neutralen Achse entfernte Fasern auf Zug- und Druckseite erleiden dabei gleiche aber entgegengesetzt gerichtete Formänderungen. Die Biegungsfestigkeit ist sonach eine Vereinigung von Zug- und Druckfestigkeit, wobei beide in einer höheren Ordnung, nämlich mit Achsendrehung, vorkommen. Ist nun:

M das statische Moment der einen Querschnitt auf Biegunge beanspruchenden Mittelkraft, bezogen auf die neutrale Achse des Querschnittes, oder das sogenannte Kraftmoment,

J das Trägheitsmoment des Querschnittes zu seiner neutralen Achse,
 a der Abstand der stärkst gespannten, d. h. der von der neutralen Achse am weitesten entfernten Faser auf der Zug- oder der Druckseite des Querschnittes,

\mathfrak{E} die in dieser Faser eintretende Spannung, so ist:

$$M = \mathfrak{E} \frac{J}{a} \dots \dots \dots (4)$$

Das Produkt $\mathfrak{E} \frac{J}{a}$ ist das statische Moment sämtlicher Faser-
 spannungen bezogen auf die neutrale Achse und heisse das Spannungsmoment des untersuchten Querschnittes, oder auch dessen Tragmoment für die Spannung \mathfrak{E} . Ist der gebogene Stab prismatisch, die biegende Mittelkraft P und ihr Hebelarm für irgend einen Querschnitt x , so kann zunächst $M = Px$ für jeden Querschnitt einen anderen Werth haben. Derjenige Querschnitt, für welchen Px seinen grössten Werth annimmt, heisst der gefährliche Querschnitt, und die biegende Kraft P , welche in ihm die Spannung \mathfrak{E} hervorruft, ist die Tragkraft des Stabes für die Spannung \mathfrak{E} , so dass man für die Tragkraft hat:

$$P = \frac{\mathfrak{E} J}{x_m a} \dots \dots \dots (5)$$

wobei x_m denjenigen Werth von x bezeichnet, bei welchem Px ein Maximum ist.

Die die Schwerpunkte der Stabquerschnitte verbindende Achse des Stabes erfährt bei der Biegung keine oder nur eine vernachlässigbar kleine Längenänderung; sie wird nur gebogen, und zwar gilt für ihren Krümmungshalbmesser ρ die Formel:

$$\rho = \frac{JE}{M} \quad \dots \dots \dots (6)$$

Die Kurve, nach welcher die Krümmung stattfindet, heisst eine elastische Linie, deren Gleichung der allgemeine Ausdruck

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{JE} \quad \dots \dots \dots (7)$$

gibt.

In der folgenden Tafel sind nun für eine Reihe von Angriffarten einer biegenden Kraft auf einen prismatischen Stab die Werthe zusammengestellt für

das Kraftmoment M für den Punkt x ,

die Tragkraft P nach Formel (5),

die Koordinaten x, y der elastischen Linie,

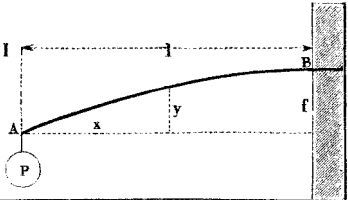
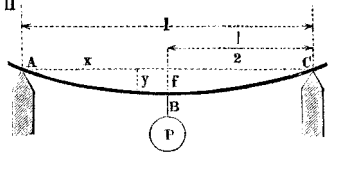
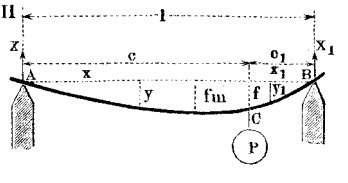
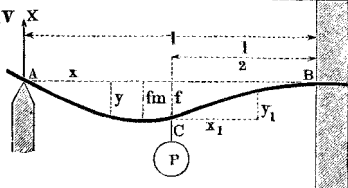
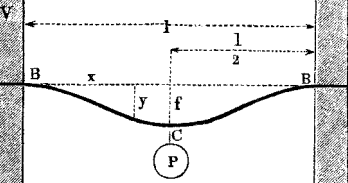
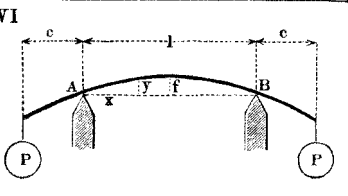
für den Werth f der Abszisse y am Angriffspunkt der Kraft

bei den Belastungsweisen Nro. I. bis VI.,

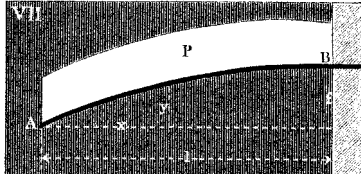
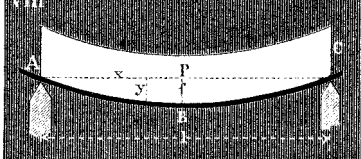
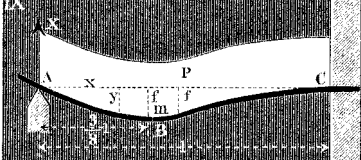
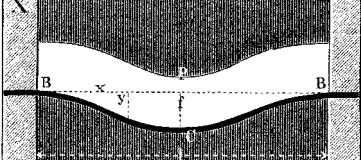
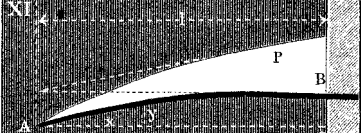
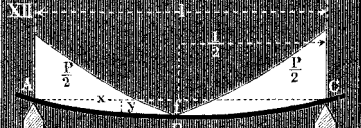
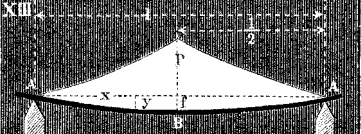
und endlich für die stärkste Einsenkung f bei den Fällen VII. bis XIII.

Bei sämtlichen aufgeführten Fällen ist das eigene Gewicht des betrachteten Balkens vernachlässigt, was bei zahlreichen praktischen Fällen, namentlich des Maschinenbaufaches, zulässig ist, weniger beim Brückenbaufach. Die Fälle VII. bis X. können als solche benutzt werden, bei denen das Stabgewicht berücksichtigt werden soll. In den Fällen XI. und XII. ist gezeigt, wie eine passende ungleichförmige Vertheilung der Last eines Balkens dessen Tragkraft wesentlich erhöhen kann, indem bei der Belastungsweise nach XI. und XII. die Tragkraft $1\frac{1}{2}$ mal so gross ausfällt, als bei Nro. VII. und VIII. Gleichzeitig liefern auch die Lastvertheilungen in XI. und XII. noch obendrein kleinere Einsenkungen als Nro. VII. und VIII. Diese Umstände sind für die Belastung von Magazinen, Speichern u. s. w. sehr beachtenswerth. Die Lastvertheilung in Nr. XIII. ist dagegen ungünstig für die Tragkraft; sie zieht dieselbe auf das $\frac{3}{4}$ fache des Falles Nro. VIII. herab und macht auch die Einsenkung f grösser als dort.

Zu beachten ist, dass die Einsenkung f durchgehends mit der dritten Potenz der Längenabmessungen wächst, und dass sie bei verschiedener Auflagerungsart des Stabes sehr stark verändert auftritt.

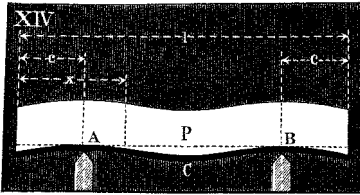
Angriffsweise.	Kraftmoment M .	Tragkraft.
	$M = Px$	$P = \frac{\mathcal{E}J}{la}$
	$M = \frac{Px}{2}$	$P = 4 \frac{\mathcal{E}J}{al}$
	<p>Für AC: $M = \frac{Pc_1x}{l}$ Für BC: $M = \frac{Pcx_1}{l}$</p>	$P = \frac{l}{cc_1} \frac{\mathcal{E}J}{a}$
	<p>Für AC: $M = \frac{5}{16} Px$ Für BC: $M = Pl \left(\frac{5}{32} - \frac{11}{16} \frac{x_1}{l} \right)$</p>	$P = \frac{16}{3} \frac{\mathcal{E}J}{la}$
	$M = \frac{Pl}{2} \left(\frac{x}{l} - \frac{1}{4} \right)$	$P = 8 \frac{\mathcal{E}J}{la}$
	<p>Für AB: $M = Pc$</p>	$P = \frac{\mathcal{E}J}{ca}$

Gleichung der elastischen Linie.	Einsenkung f .	Bemerkungen.
$y = \frac{P}{JE} \frac{l^3}{2} \left[\frac{x}{l} - \frac{1}{3} \frac{x^3}{l^3} \right]$	$f = \frac{P}{JE} \frac{l^3}{3}$	<p>Freitragler.</p> <p>Gefährlicher Querschnitt bei B.</p>
$y = \frac{P}{JE} \frac{l^3}{16} \left[\frac{x}{l} - \frac{4}{3} \frac{x^3}{l^3} \right]$	$f = \frac{P}{JE} \frac{l^3}{48}$	<p>Frei aufliegender Träger.</p> <p>Gef. Querschnitt in der Mitte.</p>
$y = \frac{P}{JE} \frac{c^2 c_1^2}{6l} \left[2 \frac{x}{c} + \frac{x}{c_1} - \frac{x^3}{c^2 c_1} \right]$ $y_1 = \frac{P}{JE} \frac{c^2 c_1^2}{6l} \left[2 \frac{x_1}{c_1} + \frac{x_1}{c} - \frac{x_1^3}{c_1^2 c} \right]$	$f = \frac{P}{JE} \frac{l^3}{3} \frac{c^2}{l^2} \frac{c_1^2}{l^2}$ <p>f_{max} bei</p> $x = c \sqrt{\frac{1}{3} + \frac{2}{3} \frac{c_1}{c}}$	<p>Gef. Querschnitt bei C.</p> <p>Kraft $X = P \frac{c_1}{l}$</p> <p>„ $X_1 = P \frac{c}{l}$</p>
$y = \frac{P}{JE} \frac{l^3}{32} \left[\frac{x}{l} - \frac{5}{3} \frac{x^3}{l^3} \right]$ $y_1 = \frac{P}{JE} \frac{l^3}{32} \left[\frac{1}{4} \frac{x_1}{l} + \frac{5}{2} \frac{x_1^3}{l^2} - \frac{11}{3} \frac{x_1^3}{l^3} \right]$	$f = \frac{P}{JE} \frac{7l^3}{768}$ $f_{max} = \sqrt{\frac{1}{5}} \frac{Pl^3}{48JE}$ <p>bei $x = l \sqrt{\frac{1}{5}}$</p>	<p>Halb eingespannter Träger.</p> <p>Gef. Querschnitt bei B.</p> <p>Kraft $X = \frac{5}{16} P$.</p>
$y = \frac{P}{JE} \frac{l^3}{16} \left[\frac{x^2}{l^2} - \frac{4}{3} \frac{x^3}{l^3} \right]$	$f = \frac{P}{JE} \frac{l^3}{192}$	<p>Eingespannter Träger.</p> <p>Gef. Querschnitte bei B und C.</p>
$y = f - \varrho + \sqrt{\varrho^2 - x^2} + l \left(x - \frac{l}{4} \right)$ <p>wobei $\varrho = \frac{JE}{Pc}$</p>	$f = \frac{P}{JE} \frac{l^3}{8} \frac{c}{l}$	<p>Gef. Quersch. an einer beliebigen Stelle zwischen A und B.</p>

Angriffsweise.	Kraftmoment M .	Tragkraft P .
 <p>VII</p>	$M = \frac{Px}{2} \frac{x}{l}$	$P = 2 \frac{\mathcal{E}J}{la}$
 <p>VIII</p>	$M = \frac{Px}{2} \left(1 - \frac{x}{l}\right)$	$P = 8 \frac{\mathcal{E}J}{la}$
 <p>IX</p>	$M = \frac{Px}{2} \left(\frac{3}{4} - \frac{x}{l}\right)$	$P = 8 \frac{\mathcal{E}J}{la}$
 <p>X</p>	$M = \frac{Pl}{2} \left(\frac{1}{6} - \frac{x}{l} + \frac{x^2}{l^2}\right)$	$P = 12 \frac{\mathcal{E}J}{la}$
 <p>XI</p>	$M = \frac{Px}{3} \frac{x^2}{l^2}$	$P = 3 \frac{\mathcal{E}J}{la}$
 <p>XII</p>	$M = Px \left(\frac{1}{2} - \frac{x}{l} + \frac{2x^2}{3l^2}\right)$	$P = 12 \frac{\mathcal{E}J}{la}$
 <p>XIII</p>	$M = Px \left(\frac{1}{2} - \frac{2x^2}{3l^2}\right)$	$P = 6 \frac{\mathcal{E}J}{la}$

Gleichung der elastischen Linie.	Einsenkung f .	Bemerkungen.
$y = \frac{P l^3}{JE} \frac{1}{6} \left[\frac{x}{l} - \frac{1}{4} \frac{x^4}{l^4} \right]$	$f = \frac{P l^3}{JE} \frac{1}{8}$	Freitragler. Gefährlicher Querschnitt bei B .
$y = \frac{P l^3}{JE} \frac{1}{24} \left[\frac{x}{l} - 2 \frac{x^3}{l^3} + \frac{x^4}{l^4} \right]$	$f = \frac{P l^3}{JE} \frac{5}{384}$	Frei aufliegender Träger. Gef. Querschnitt in der Mitte.
$y = \frac{P l^3}{JE} \frac{1}{48} \left[\frac{x}{l} - 3 \frac{x^3}{l^3} + 2 \frac{x^4}{l^4} \right]$	$f = \frac{P l^3}{JE} \frac{1}{192}$	Gef. Querschnitt bei C . Stärkste Senkung bei $x = \frac{l}{16} (1 + \sqrt{33})$ Kraft $X = \frac{3}{8} P$. Wendepunkt bei $x = \frac{3}{4} l$.
$y = \frac{P l^3}{JE} \frac{1}{24} \left[\frac{x^2}{l^2} - 2 \frac{x^3}{l^3} + \frac{x^4}{l^4} \right]$	$f = \frac{P l^3}{JE} \frac{1}{384}$	Gef. Querschnitt bei B . Wendepunkt bei $x = \frac{l}{2} \left(1 - \sqrt{\frac{1}{3}} \right)$
$y = \frac{P l^3}{JE} \frac{1}{12} \left[\frac{x}{l} - \frac{1}{5} \frac{x^5}{l^5} \right]$	$f = \frac{P l^3}{JE} \frac{1}{15}$	Freitragler. Gef Querschnitt bei B .
$y = \frac{P l^3}{JE} \frac{1}{12} \left[\frac{3x}{8l} - \frac{x^3}{l^3} + \frac{x^4}{l^4} - \frac{2x^5}{5l^5} \right]$	$f = \frac{P l^3}{JE} \frac{3}{320}$	Gef. Querschnitt in der Mitte.
$y = \frac{P l^3}{JE} \frac{1}{12} \left[\frac{5x}{8l} - \frac{x^3}{l^3} + \frac{2x^5}{5l^5} \right]$	$f = \frac{P l^3}{JE} \frac{1}{60}$	Gef. Querschnitt in der Mitte.

XIV. Für einen auf zwei symmetrisch angebrachte Stützen *A* und *B* gelagerten Stab mit der gleichförmig vertheilten Last *P* hat man für das Kraftmoment:



$$M = \frac{Px}{2} \left(\frac{x}{l} - 1 + \frac{c}{x} \right).$$

Die Tragkraft ändert sich je nach der Stellung der Stützen, also dem Verhältniss von *c* zu *l*; sie wird ein Maximum, wenn

$$c = 0,207l \left[\text{d. i. l} \left(\sqrt{\frac{1}{2}} - \frac{1}{2} \right) \right]$$

gemacht wird. Die Tragkraft ist alsdann sehr nahe:

$$P = 47 \frac{EJ}{la},$$

also fast 6mal so gross, als im Falle VIII, die Stützungsart mithin sehr günstig. Gefährliche Querschnitte liegen dabei an den Punkten *A*, *B* und *C*.

§. 7.

Querschnitt-Tabelle.

Der Werth $\frac{J}{a}$ in Gleichung (4) hängt bloss von Abmessungen des Stabquerschnittes ab, und wird im folgenden als Querschnittsmodul bezeichnet. Für eine Reihe von Querschnittformen sind in der nachstehenden Tabelle zusammengestellt die Werthe für:

das (äquatoriale) Trägheitsmoment *J* zur neutralen Achse, welche den Figuren punktirt eingezeichnet ist;

die grösste Faserentfernung *a* auf Zug- und Druckseite, oder für jede Seite einzeln (*a'* und *a''*), wenn der Querschnitt nicht zweiachsig symmetrisch ist;

den (äquatorialen) Querschnittsmodul $Z = \frac{J}{a}$, für welchen sich

auch zwei Werthe ergeben, wenn *a'* von *a''* verschieden ist, und den Flächeninhalt *F* des Querschnittes, welcher bei Gewichtberechnungen dienlich ist.

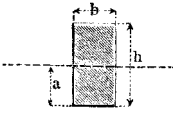
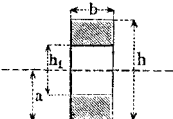
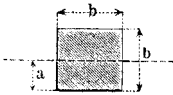
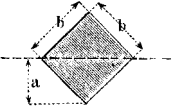
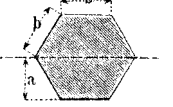
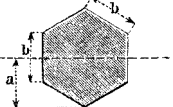
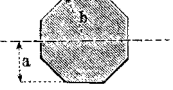
Wo in der Spalte für *a* steht: „durch Versuche oder graphisch zu bestimmen“, sind die Ausdrücke zu verwickelt, um hier noch praktisch genannt werden zu können. Für diese Fälle schneidet man ein Modell des zu betrachtenden Querschnittes aus Karton aus und sucht dessen Schwerpunkt durch Abwägen auf einer Schneide oder man bedient sich der graphostatischen Methode, siehe §. 46.

Die Benutzung der Querschnitt-Tafel wird aus folgendem Beispiel klar werden.

Beispiel. Man sucht das Trägheitsmoment eines kreisförmigen Querschnittes von 104mm Durchmesser. Nach Nro. XX. der folgenden Tafel ist dasselbe: $J = \frac{\pi}{64} 104^4 \sim 5742500$. In preuss. Zollen gemessen würde $d = 4$ sein, daher für Rechnungen in preussischem Masssystem zu nehmen ist: $J = \frac{\pi}{64} 4^4 = 12,56$.

Durch passende Theilung und Verbindung der gegebenen Querschnittfiguren lassen sich dieselben in andere verwandeln, für welche dann die hier stehenden Formeln gelten. So lässt sich aus dem Querschnitt Nro. VIII. der eines rechteckigen Rohres machen, aus Nro. XI. ein E-förmiger u. s. w. Nicht unwichtig ist es ferner, einzelne allgemeine Aufschlüsse zu beachten, welche die Tafel liefern kann. Vor allem zeigen die einzelnen Werthe den starken Einfluss der Höhenabmessungen der Querschnitte, und zugleich denjenigen solcher Querschnitttheile, welche weit von der neutralen Schicht entfernt liegen. Hiermit steht im Zusammenhang die eigenthümliche Wirkung der Verstärkungsrippen, deren man sich namentlich bei gusseisernen Theilen so vielfach bedient. Diese Rippen wirken nämlich bei den auf Biegung beanspruchten Körpern nicht sowohl durch ihr eigenes Material, als dadurch, dass sie die neutralen Schichten der übrigen Theile günstig verlegen, d. h. sie weit von der Hauptmasse des Materials abrücken. Sie treten also erst mittelbar in Thätigkeit, leisten aber dabei vortreffliche Dienste, wenn der Entwerfende diesen Gesichtspunkt wohl im Auge behält. Ein Beispiel wird das Ausgesprochene deutlich machen.

Es sei ein Querschnitt von der Form Nro. XV. gegeben, und zwar mit den Verhältnissen $b = 8b_1$, $h = 12b_1$, $h_1 = 11b_1$ (siehe Fig. 1, §. 9). Diesen Schnitt denke man sich nun zerlegt in den senkrechten und den horizontalen Theil, und beide einzeln ausgeführt. Dann haben die beiden Theile die Querschnittmodel: $\frac{11^2 \cdot b_1^3}{6} = 20\frac{1}{6}b_1^3$ und $\frac{8b_1^3}{6}$, zusammen also $21,5b_1^3$. Derselbe Querschnitt aber hat, als Ganzes aufgefasst (siehe §. 9) den Modul $Z = 34,8b_1^3$, d. i. er bietet mehr als das $1\frac{1}{2}$ fache an Festigkeit, und zwar hat die senkrechte Rippe die Festigkeit der waagerechten Platte auf etwa das 10fache des Werthes gesteigert, den sie im vereinzeltten Zustande besitzen würde. Andere Querschnittformen liefern oft noch günstigere Erhöhungen.

Nro.	Querschnitt.	Trägheitsmoment J .
I.		$\frac{b h^3}{12}$
II.		$\frac{b (h^3 - h_1^3)}{12}$
III.		$\frac{b^4}{12}$
IV.		$\frac{b^4}{12}$
V.		$\frac{5 \sqrt{3}}{16} b^4 = 0,5413 b^4$
VI.		$\frac{5 \sqrt{3}}{16} b^4$
VII.		$\frac{1 + 2 \sqrt{2}}{6} b^4 = 0,638 b^4$

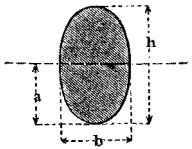
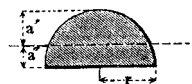
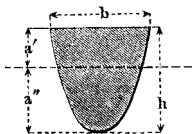
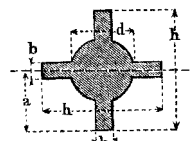
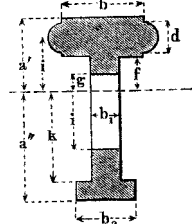
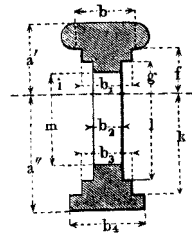
Abstand a .	Querschnittsmodul Z .	Flächeninhalt F .
$\frac{h}{2}$	$\frac{b h^2}{6}$	$b h$
$\frac{h}{2}$	$\frac{b(h^3 - h_1^3)}{6h}$	$b(h - h_1)$
$\frac{b}{2}$	$\frac{b^3}{6}$	b^2
$\frac{b}{\sqrt{2}}$	$\frac{\sqrt{2}}{12} b^3 = 0,118 b^3$	b^2
$b \sqrt{\frac{3}{4}} = 0,866 b$	$\frac{5}{8} b^3$	$\frac{3 \sqrt{3}}{2} b^2 = 2,598 b^2$
b	$\frac{5 \sqrt{3}}{16} b^3$	$\frac{3 \sqrt{3}}{2} b^2$
$0,924 b$	$0,677 b^3$	$2,828 b^2$

Nro.	Querschnitt.	Trägheitsmoment J .
VIII.		$\frac{b h^3 - (b - b_1) h_1^3}{12}$
IX.		$\frac{b (h^3 - h_1^3) + b_1 (h_1^3 - h_2^3)}{12}$
X.		$\frac{b h^3 + b_1 h_1^3}{12}$
XI.		$\frac{b h^3 - (b - b_2) h_1^3 + b_1 h_2^3}{12}$
XII.		$\frac{b h^3 + (h_1 - b) h_1^3 + (h - h_1) b^3}{12}$
XIII.		$\frac{b h^3}{36}$
XIV.		$\frac{b^2 + 4 b b_1 + b_1^2}{36 (b + b_1)} h^3$

Abstand a .	Querschnittmodul Z .	Flächeninhalt F .
$\frac{h}{2}$	$\frac{b h^3 - (b - b_1) h_1^3}{6 h}$	$b h - (b - b_1) h_1$
$\frac{h}{2}$	$\frac{b (h^3 - h_1^3) + b_1 (h_1^3 - h_2^3)}{6 h}$	$b (h - h_1) + b_1 (h_1 - h_2)$
$\frac{h}{2}$	$\frac{b h^3 + b_1 h_1^3}{6 h}$	$b h + b_1 h_1$
$\frac{h}{2}$	$\frac{b h^3 - (b - b_2) h_1^3 + b_1 h_2^3}{6 h}$	$b h - (b - b_2) h_1 + b_1 h_2$
$\frac{h}{2}$	$\frac{b h^3 + (h_1 - b) h_1^3 + (h - h_1) b^3}{6 h}$	$b h + (h_1 - b) h_1 + (h - h_1) b$
$a' = \frac{h}{3}$ $a'' = \frac{2}{3} h$	$Z' = \frac{b h^2}{12}$ $Z'' = \frac{b h^2}{18}$	$\frac{b h}{2}$
$a' = \frac{b + 2 b_1}{b + b_1} \frac{h}{3}$ $a'' = \frac{2 b + b_1}{b + b_1} \frac{h}{3}$	$Z' = \frac{b^2 + 4 b b_1 + b_1^2}{12 (b + 2 b_1)} h^2$ $Z'' = \frac{b^2 + 4 b b_1 + b_1^2}{12 (2 b + b_1)} h^2$	$\frac{b + b_1}{2} h$

Nro.	Querschnitt.	Trägheitsmoment J .
XV.		$\frac{1}{3} [b (a'^3 - f^3) + b_1 (f^3 + a''^3)]$
XVI.		$\frac{1}{3} [b (a'^3 - f^3) + b_1 (f^3 + g^3) + b_2 (a''^3 - g^3)]$
XVII.		$\frac{1}{3} [b (a'^3 - f^3) + b_1 (f^3 + g^3 - i^3 - l^3) + b_2 (a''^3 - g^3)]$
XVIII.		$\frac{1}{3} \left[\frac{b_1 - b_2}{4 (f + a'')} (a''^4 - f^4) + b (a'^3 - f^3) + b_2 (f^3 + a''^3) \right]$
XIX.		$\frac{1}{3} \left[\frac{b_1 - b_2}{4 (f + g)} (g^4 - f^4) + b (a'^3 - f^3) + b_2 (f^3 + g^3) + b_3 (a''^3 - g^3) \right]$
XX.		$\frac{\pi}{64} d^4 = 0,0491 d^4$
XXI.		$\frac{\pi}{64} (d^4 - d_1^4) = 0,0491 (d^4 - d_1^4)$

Abstand a .	Querschnittmodul Z .	Flächeninhalt F .
$a' = \frac{b h_2^2 + b_1 h_1 (h + h_2)}{2 [b h - (b - b_1) h_1]}$ $a'' = h - a'$	$Z' = \frac{J}{a'}$ $Z'' = \frac{J}{a''}$	$b_1 h_1 + b h_2$
<p>Durch Versuche oder graphisch zu bestimmen.</p>	$Z' = \frac{J}{a'}$ $Z'' = \frac{J}{a''}$	$b(a - f) + b_1(f + g) + b_2(a'' - g)$
<p>Durch Versuche oder graphisch zu bestimmen.</p>	$Z' = \frac{J}{a'}$ $Z'' = \frac{J}{a''}$	$b(a' - f) + b_1(f + g - i - k) + b_2(a'' - g)$
<p>Durch Versuche oder graphisch zu bestimmen.</p>	$Z' = \frac{J}{a'}$ $Z'' = \frac{J}{a''}$	$b(a' - f) + \frac{b_1 + b_2}{2}(f + a'')$
<p>Durch Versuche oder graphisch zu bestimmen.</p>	$Z' = \frac{J}{a'}$ $Z'' = \frac{J}{a''}$	$b(a' - f) + \frac{b_1 + b_2}{2}(f + g) + b_3(a'' - g)$
$\frac{d}{2}$	$\frac{\pi}{32} d^3$	$\frac{\pi}{4} d^2$
$\frac{d}{2}$	$\frac{\pi}{32} \frac{d^4 - d_1^4}{d}$	$\frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2)$

Nro.	Querschnitt.	Trägheitsmoment J .
XXII.		$\frac{\pi}{64} b h^3$
XXIII.		$0,110 r^4$
XXIV.		$\text{(Parabelabschnitt.) } \frac{8}{175} b h^3 = 0,0457 b h^3$
XXV.		$\frac{1}{12} \left[\frac{3\pi}{16} d^4 + b (h^3 - d^3) + b^3 (h - d) \right]$
XXVI.		$\frac{1}{3} \left[b (a^3 - f^3) + b_1 (f^3 - g^3 + k^3 - l^3) + b_2 (a'^3 - k^3) \right] + \frac{\pi}{64} (d^4 + 16 d^2 i^2)$
XXVII.		$\frac{1}{3} \left[b (a^3 - f^3) + b_1 (f^3 - g^3) + b_2 (g^3 - i^3 + l^3 - m^3) + b_3 (k^3 - l^3) + b_4 (a'^3 - k^3) \right] + \frac{\pi}{64} \left[(a' - f)^4 + 8 (a' + f) (a' - f)^2 \right]$

Abstand a .	Querschnittmodul Z .	Flächeninhalt F .
$\frac{h}{2}$	$\frac{\pi}{32} b h^3$	$\frac{b h \pi}{4}$
$a' = 0,5755 r$ $a'' = 0,4244 r$	$Z' = 0,19 r^3$ $Z'' = 0,26 r^3$	$\frac{r^2 \pi}{2}$
$a' = \frac{2}{5} h$ $a'' = \frac{3}{5} h$	$Z' = \frac{4}{35} b h^3 = 0,114 b h^3$ $Z'' = \frac{8}{105} b h^3 = 0,076 b h^3$	$\frac{2}{3} b h$
$\frac{h}{2}$	$\frac{1}{6 h} (0,589 d^4 + b(h^3 - d^3) + b^3(h - d))$	$\frac{\pi}{4} d^2 + 2 b (h - d)$
Durch Versuche oder graphisch zu bestimmen.	$Z' = \frac{J}{a'}$ $Z'' = \frac{J}{a''}$	$b(a' - f) + b_1(f - g + k - l)$ $+ b_2(a'' - k) + \frac{\pi}{4} d^2$
Durch Versuche oder graphisch zu bestimmen.	$Z' = \frac{J}{a'}$ $Z'' = \frac{J}{a''}$	$b(a - f) + b_1(f - g)$ $+ b_2(g - i + l - m)$ $+ b_3(k - l) + b_4(a - k)$ $+ \frac{\pi}{4} (a' - f)^2$

§. 8.

Werthe der Spannung \mathfrak{S} .

Die Elastizitätsgrenze wird in einem gebogenen Stab auf Zug- und Druckseite einzeln erreicht, wenn die dort eintretende Spannung $\mathfrak{S} =$ dem betreffenden Tragmodul wird. Man darf daher für \mathfrak{S} nie einen so grossen Werth einsetzen, dass auf einer der beiden Seiten der Tragmodul überschritten würde. Diese Bedingung wird bei zweiachsig symmetrischen Querschnitten erfüllt, wenn man für \mathfrak{S} den durch die Sicherheit dividirten kleineren Tragmodul setzt, bei Gusseisen also die Sicherheit stets auf den Zugtragmodul bezieht.

Bei solchen Querschnitten hingegen, wo $a' \leq a''$, untersuche man zunächst, welche Seite die Zugseite, und welche die Druckseite des Querschnittes ist. Ist dann

a der grösste Faserabstand auf der Zug-, a_1 der auf der Druckseite, T der Zugtragmodul, T_1 der Drucktragmodul, M das statische Moment der biegenden Kraft,

m der Sicherheitskoeffizient, so dass bei 2facher, 3facher, 4facher Sicherheit $m = 2, 3, 4$ ist,

so nehme man:

Wenn $\frac{a}{a_1} > \frac{T}{T_1}$	$M = \frac{T}{m} \frac{J}{a}$
Wenn $\frac{a}{a_1} < \frac{T}{T_1}$	$M = \frac{T_1}{m} \frac{J}{a_1}$
Wenn $\frac{a}{a_1} = \frac{T}{T_1}$	$M = \frac{T}{m} \frac{J}{a}$ oder $\frac{T_1}{m} \frac{J}{a_1}$

Beispiel. Bei Gusseisen ist $\frac{T}{T_1} = \frac{1}{2}$; ferner sei bei dem parabolischen Querschnitt Nro. XXIV. die Sehne auf der Zugseite gelegen, so ist dort $a = \frac{2}{5}h$, $a_1 = \frac{3}{5}h$, $\frac{a}{a_1} = \frac{2}{3}$. Hier ist demnach $\frac{a}{a_1} > \frac{T}{T_1}$, also für \mathfrak{S} der Werth $\frac{T}{m}$ oder $\frac{7,5}{m}$ zu setzen, und dabei $M = \frac{7,5}{m} \frac{4}{35} b h^2$ zu machen. — Bei Schmiedeseisen, wo $T = T_1$, ist die Untersuchung nicht nöthig, wie dieselbe denn überhaupt bei der leider so geringen Zahl bekannter Tragmodul einstweilen nur beim Gusseisen eine Anwendung finden kann.

§. 9.

Querschnitte von gleicher Festigkeit.

Um das Material bei Trägern mit Biegungsbelastung gut zu verwenden, ist dasselbe, unter Erhaltung einer guten Verbindung aller Querschnitttheile, möglichst entfernt von der neutralen Schicht anzubringen. Zugleich gewinnt man eine gute Materialbenutzung, wenn man die Querschnittform so wählt, dass bei einer genügend weit getriebenen Belastung die Spannungen auf Zug- und Druckseite gleichzeitig die Elastizitätsgrenze erreichen. Man hat hierfür zu machen:

$$\frac{a}{a_1} = \frac{T}{T_1}.$$

Querschnitte, bei denen dieses Verhältniss eingehalten ist, heissen Querschnitte von gleicher Festigkeit*). Bei Schmiedeeisen sind demnach die zweiachsig symmetrischen Querschnitte am zweckmässigsten, weil hier $T = T_1$. Bei Gusseisen sind unter der Voraussetzung, dass die biegende Kraft eine konstante Richtung habe, solche Querschnitte am besten, wo $a_1 = 2a$, weil hier $T_1 = 2T$. Unter Berücksichtigung dieses Verhältnisses sind die folgenden Querschnitte, bei welchen b und b_1 ein beliebiges Verhältniss zu einander haben können, gebildet (Fig. 1, 2, 3).

Fig. 1.

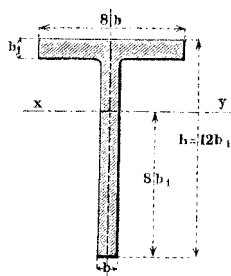


Fig. 2.

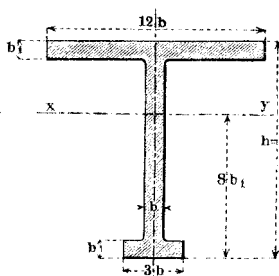
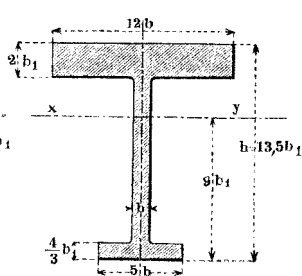


Fig. 3.



Man hat für diese Querschnitte, wenn $b_1 = b$:

$J = 278 b^4$	$440 b^4$	$992 b^4$
$Z = 34,8 b^3$	$55 b^3$	$102,4 b^3$
$F = 19 b^2$	$25 b^2$	$40,8 b^2$
$\varphi = 1$	$0,97$	$1,04$

*) Siehe hierüber auch: Klose's Theorie der eisernen Träger mit Doppelflantschen, Hannover 1862, aus welcher Schrift der zweite Querschnitt entnommen ist.

Die Zugseite ist die der neutralen Achse zunächstliegende. Als Querschnittmodul ist der Werth $\frac{J}{a_1}$ ausgerechnet, so dass für \mathfrak{S} stets $\frac{T_1}{m}$ einzuführen ist. F' bezeichnet wieder den Flächeninhalt und φ den verhältnissmässigen Materialaufwand, denjenigen von Fig. 1 gleich 1 gesetzt.

Man erhält φ allgemein aus:

$$\varphi = \frac{\beta_1}{\beta} \left(\frac{\alpha}{\alpha_1} \right)^{2/3} \left(\frac{\mathfrak{S}}{\mathfrak{S}_1} \right)^{2/3} \dots \dots \dots (8)$$

wobei sich die bezifferten Buchstaben auf den zu untersuchenden Querschnitt, die unbezifferten auf den bekannten, mit dem Materialaufwand 1 beziehen, ferner $F' = \beta b^2$, $Z = \alpha b^3$, und hier $\mathfrak{S} = \mathfrak{S}_1$ zu setzen ist. \mathfrak{S} und \mathfrak{S}_1 fallen nur dann verschieden aus, wenn $\alpha : \alpha_1$ nicht bei beiden Querschnitten gleich ist. Man sieht indessen aus (8), dass kleine Abweichungen von dem genauen Verhältniss nur wenig merkbar werden.

Greift die biegende Kraft abwechselnd in entgegengesetzter Richtung an, so ist auch für Gusseisen der zweiachsig symmetrische Querschnitt am besten, und stets der kleinere Tragmodul als Grenzwert für \mathfrak{S} einzuführen. Aendert sich die Krafrichtung fortwährend so, dass sich die neutrale Achse um den Schwerpunkt des Querschnittes dreht (Tragachsen), so ist der Kreisringquerschnitt am vortheilhaftesten, sehr gut sind aber auch dann kreuz- und sternförmige Querschnitte nach der Art von Nro. X., XII. und XXV., Tabelle §. 7, weil beim Drehen hier stets wieder weit abstehende Querschnittelemente in die Biegeebene gerückt werden.

Beispiel. Es sei ein gusseiserner freitragender Arm, belastet nach Fall I., §. 6, S. 10, für eine Last $P = 2500k$ bei einer Länge $l = 2m$ zu konstruiren. Wir wählen den obigen Querschnitt Fig. 2 und haben in die Gleichung (4): $M = \mathfrak{S}Z$ zu setzen: $M = 2500 \cdot 2000$, $Z = 55b^3$. Bei zweifacher Tragsicherheit ist zu nehmen: $\mathfrak{S} = 0,5 \cdot 15 = 7,5$. Diese Werthe eingeführt gibt: $2500 \cdot 2000 = 7,5 \cdot 55b^3$, woraus $b = 100 \sqrt[3]{\frac{5}{55 \cdot 7,5}} = \sqrt[3]{\frac{100}{82,5}} \sim 23mm$. Die Querschnittfläche beträgt dabei $25 \cdot 23^2 = 13225 \square mm$. Die übrigen Querschnittmaasse ergeben sich aus den der Fig. 2 eingeschriebenen Verhältnisszahlen. Würde statt 2facher nur 1½fache Sicherheit gefordert, so wäre $\mathfrak{S} = 15 : 1,5 = 10$ zu setzen. Der Querschnitt und damit der Materialverbrauch würde kleiner, und zwar fiel er nach (8) auf $\left(\frac{1,5}{2}\right)^{2/3}$ oder 0,825 des vorberechneten Werthes.

§. 10.

Körper von gleicher Biegungsfestigkeit.

Man erhält einen Körper von gleicher Biegungsfestigkeit, wenn man in einem der Biegung ausgesetzten Stabe die Querschnitte so wählt, dass in allen die Maximalspannung \mathfrak{S} auf Zug- oder Druckseite denselben Werth erhält; demnach lässt sich gemäss Formel (4) die Gleichung für die Körperform entwickeln aus:

$$\frac{Ma}{J} = Const. \dots \dots \dots (9)$$

Die Körperformen von gleicher Biegungsfestigkeit und besonders ihre Annäherungen finden zahlreiche Anwendungen im Maschinenbau; von ihnen gilt übrigens ebenfalls das in §. 4 Gesagte in vollem Maasse. Eine Reihe derselben zeigt die folgende Tafel.

Die Biegung, welche Körper von gleicher Festigkeit in Folge der Belastung annehmen, ist nothwendig grösser, als bei prismatischen Körpern von derselben Angriffweise der biegenden Kraft. Bei mehreren Fällen der folgenden Tafel ist die Einsenkung f angegeben; sie ist z. B. bei I. doppelt, bei V. $1\frac{1}{2}$ mal so gross als bei dem gleicherweise angegriffenen prismatischen Stabe. Im allgemeinen gilt für die elastische Linie derjenigen (genau geformten) der folgenden Körper, deren Achse im unbelasteten Zustande gerade ist, der Ausdruck:

$$\frac{d_2 y}{dx^2} = \frac{M_0}{EJ_0} \frac{a_0}{a_x} \dots \dots \dots (10)$$

wenn

M_0 das Moment der biegenden Kraft für irgend einen Querschnitt, z. B. den an der Befestigungsstelle,

J_0 dessen Trägheitsmoment,

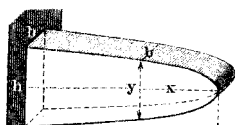
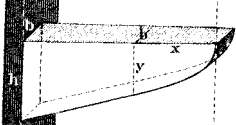
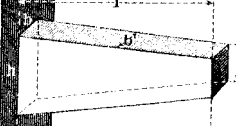
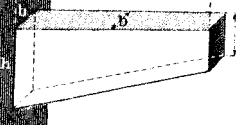
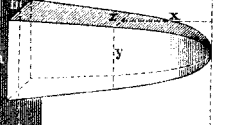
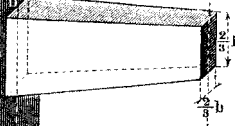
a_0 dessen grössten Faserabstand, und

a_x den grössten, auf derselben Seite wie a_0 gelegenen Faserabstand des bei x gelegenen Querschnittes bezeichnet.

Für den Krümmungshalbmesser ϱ der elastischen Kurve an der Stelle xy ist dann:

$$\varrho = \frac{EJ_0}{M_0 a_0} a_x \dots \dots \dots (11)$$

welcher Werth konstant wird, also einem Kreisbogen angehört, wenn $a_x = a_0$, d. h. wenn alle Höhen im Stabe von gleicher Grösse sind, wie bei Fall V, X und XIV.

Nro.	Form.	Angriffsweise.	Gleichung.
I.		Die Last P greift am freien Ende an, Fall I., Tabelle § 6.	Für den Rechteckquerschnitt ist: $\frac{z y^2}{b h^2} = \frac{x}{l},$ Fall I. und II., $z = b,$ $\frac{y}{h} = \sqrt{\frac{x}{l}}.$ Parabolisch abgestumpfter Keil.
II.			Annäherung an Form I. Abgestumpfter Keil.
III.			Annäherung an Form II. Abgestumpfter Keil.
IV.			$y = h; \frac{z}{b} = \frac{x}{l}.$ Normalkeil.
VI.			Annäherung an Form VI. Abgestumpfte Pyramide.
VII.			Normalkegel-Stumpf. Annäherung an die strenge Form von der Gleichung $\frac{y}{h} = \sqrt[3]{\frac{x}{l}}.$

Tragkraft.	Körper-Inhalt.	Bemerkungen.
$P = \frac{\Xi b h^2}{6l}$	$\frac{2}{3} b h l$	Einsenkung des freien Endes: $f = \frac{2}{3} \frac{P l^3}{J_0 E}; J_0 = \frac{b h^3}{12}$.
$P = \frac{\Xi b h^2}{6l}$	$\frac{2}{3} b h l$	Die elastische Linie ist im Normalzustande eine Parabel.
$P = \frac{\Xi b h^2}{6l}$	$\frac{3}{4} b h l$	Gefährlicher Querschnitt an der Befestigungsstelle.
$P = \frac{\Xi b h^2}{6l}$	$\frac{3}{4} b h l$	Die elastische Linie halbirt im Normalzustande den Spitzenwinkel des Keiles.
$P = \frac{\Xi b h^2}{6l}$	$\frac{1}{2} b h l$	Elastische Linie ein Kreisbogen. $f = \frac{1}{2} \frac{P l^3}{J_0 E}; J_0 = \frac{b h^3}{12}$.
$P = \frac{\Xi b h^2}{6l}$	$\frac{3}{5} b h l$	Die Gleichung $\frac{y}{h} = \sqrt[3]{\frac{x}{l}}$ gilt hier überhaupt, wenn die Querschnitte alle ähnlich sind.
$P = \frac{\Xi b h^2}{6l}$	$\frac{19}{27} b h l$	Gefährlicher Querschnitt an der Befestigungsstelle.
$P = \frac{\Xi \pi d^3}{32 l}$	$\frac{19}{108} \pi l d^2$	Für gleiche Tragkraft mit Fall I. bis VII. hat man: $\frac{d}{h} = \sqrt[3]{\frac{16}{3\pi} \frac{b}{h}}$.

Nro.	Form.	Angriffsweise.	Gleichung.
IX.		Last P gleichförmig vertheilt. Fall VII., Tabelle §. 6.	Beim Rechteckquerschn. allgemein: $\frac{z y^2}{b h^2} = \frac{x^2}{l^2};$ $z = b; \frac{y}{h} = \frac{x}{l}. \text{ Keil.}$
X.			$y = h; \frac{x}{l} = \sqrt{\frac{z}{b}}.$ Parabolisch zugeshärfter Keil.
XI.			$\frac{z}{y} = \frac{b}{h}; \frac{y}{h} = \sqrt[3]{\frac{x^2}{l^2}}.$ Pyramide abgestumpft nach semi-kubischen od. Neil'schen Parabel.
XII.			Annäherung an Form XI. Abgestumpfte Pyramide.
XIII.		Last P gleichförmig abnehmend vertheilt. Fall XI., Tabelle §. 6.	Beim Rechteckquerschn. allgemein: $\frac{z y^2}{b h^2} = \frac{x^3}{l^3};$ $z = b; \frac{x}{l} = \sqrt[3]{\frac{y^2}{h^2}}.$ Keil, zugeshärft nach der semi-kubischen Parabel.
XIV.			$y = h; \frac{x}{l} = \sqrt[3]{\frac{z}{b}}.$ Nach kubischen Parabel zugeshärfter Keil.
XV.			$\frac{z}{y} = \frac{b}{h}; \frac{y}{h} = \frac{x}{l}.$ Pyramide.

Tragkraft.	Körper-Inhalt.	Bemerkungen.
$P = \frac{\mathfrak{S} b h^2}{3l}$	$\frac{1}{2} b h l$	Unter Abstumpfung der Endschärfe gut verwendbar.
$P = \frac{\mathfrak{S} b h^2}{3l}$	$\frac{1}{3} b h l$	Elastische Linie ein Kreisbogen. $f = \frac{1}{4} \frac{P l^3}{J_0 E}$; $J_0 = \frac{b h^3}{12}$.
$P = \frac{\mathfrak{S} b h^2}{3l}$	$\frac{3}{7} b h l$	Zeigt eine gute Grundform für architektonische Tragsteine.
$P = \frac{\mathfrak{S} b h^2}{3l}$	$\frac{13}{27} b h l$	Gefährlicher Querschnitt an der Befestigungsstelle.
$P = \frac{\mathfrak{S} b h^2}{2l}$	$\frac{2}{5} b h l$	Ausdrucksvolle architektonische Grundform.
$P = \frac{\mathfrak{S} b h^2}{2l}$	$\frac{1}{4} b h l$	Elastische Linie ein Kreisbogen. $f = \frac{1}{6} \frac{P l^3}{J_0 E}$; $J_0 = \frac{b h^3}{12}$.
$P = \frac{\mathfrak{S} b h^2}{2l}$	$\frac{1}{3} b h l$	Bemerkenswerth wegen der Einfachheit der Form.

Mit den vorstehend gegebenen Formen sind nur die allereinfachsten der sich hier darbietenden Fälle erschöpft; leicht würden dieselben auf eine grosse Anzahl zu vermehren sein. (Übungsaufgaben.) Hierfür brauchte man z. B. nur die Veränderlichkeit der Breiten- oder Höhenabmessungen etwas verwickelter einzuführen, als es geschah. So ergibt sich z. B., wenn man bei I. den Grundriss parabolisch gestaltet, d. i. $\frac{z}{b} = \sqrt{\frac{x}{l}}$ macht, $\frac{y}{h} = \sqrt[4]{\frac{x}{l}}$ (biquadratische Parabel) u. s. w. Zusammengesetztere Querschnitte liefern ebenfalls neue Körpergebilde, deren mannigfaltige Abänderungen einen reichen Wechsel von Formen darzubieten vermögen. Beispiele hierzu finden sich u. a. bei den Tragachsen, Kapitel VII. Siehe übrigens auch weiter unten bei den Biegungsfedern, wo besondere Formen dadurch entstehen, dass die neutrale Schicht ursprünglich nicht eben ist.

§. 11.

Scheerfestigkeit in der neutralen Schicht.

Da in einem gebogenen Stabe auf der Zugseite lauter Zugkräfte, auf der Druckseite lauter Druckkräfte zwischen den Fasermolekülen wirken, erfährt die neutrale Schicht eine Beanspruchung auf Scheerfestigkeit, und darf deshalb nicht unter einer gewissen Breitenabmessung ausgeführt werden*). Die zu vermeidende untere Grenze liegt zwar in der Regel sehr tief; doch verdient sie immerhin gekannt zu sein. Heisst die kleinste zulässige Breite z_0 , und die Mittelkraft der auf einer oder der anderen Seite eines Querschnittes angreifenden äusseren Kräfte R , so muss sein, wenn die Schubspannung an der neutralen Schicht den Werth \mathfrak{S}_0 nicht überschreiten soll:

$$z_0 \geq \frac{R}{\mathfrak{S}_0} \frac{U}{2J} \dots \dots \dots (14)$$

Hierbei darf \mathfrak{S}_0 nicht über $\frac{4}{5}$ des kleineren der beiden Tragmodel des Materiales betragen (vergl. §. 5). Zugleich bedeutet J wie bisher das Trägheitsmoment des Querschnittes, d. i. die Summation der Produkte aller der neutralen Schicht parallelen Flächenelemente mit den Quadraten ihrer Abstände von der neutralen Schicht, U aber das statische Moment des Querschnittes, d. i. die

*) Siehe Zeitschr. des Ver. deutsch. Ing. 1859, S. 193; auch Grashof's Festigkeitslehre (Berlin, Gärtner), S. 147.

Summation der Produkte aller jener Flächenelemente mit den genannten Abständen selbst.

Für den Rechteckquerschnitt Nr. I., Tabelle S. 16 ist

$$U = \frac{bh^2}{4},$$

für den Doppel-*T*-Querschnitt Nr. VIII., Tabelle S. 18,

$$U = \frac{bh^2 - (b - b_1)h_1^2}{4}.$$

R ist in jedem einzelnen Falle besonders zu ermitteln, bei der Angriffweise Nr. II., S. 10, ist z. B. *R* für alle Querschnitte zwischen *B* und *C* gleich der Stützkraft $\frac{P}{2}$ u. s. f.

Die Gleichung (14) dient nicht sowohl zur Ermittlung von z_0 selbst, als zur Untersuchung, ob die Breite der neutralen Schicht nicht etwa zu klein gewählt worden sei. In der That kommt dies aber bei den gewöhnlichen Trägerkonstruktionen, namentlich bei den im Maschinenbau benutzten, selten vor. Setzt man, um hierüber Anschluss zu erhalten, $z_0 =$ dem in (14) angegebenen Werthe und macht auch $\mathfrak{S}_0 = \frac{1}{5} \mathfrak{S}$, so folgt aus (14):

$$\mathfrak{S} = \frac{5}{4} \frac{R}{z_0} \frac{U}{2J}.$$

Dies in die auf denselben Querschnitt bezogene Gleichung (4) einsetzend, erhält man:

$$\frac{M}{R} = \frac{5}{8} \frac{U}{z_0 a} \dots \dots \dots (15)$$

$\frac{M}{R}$ ist der Hebelarm der Kraft *R*; derselbe möge mit *A* bezeichnet werden. *U*: $z_0 a$ ergibt eine der Höhenabmessungen des Querschnittes; demnach liefert (15) eine Gleichung zwischen zwei Abmessungen des in Betracht gezogenen Trägers. Für den einfachen Rechteckquerschnitt erhält man durch Einsetzung des obigen Werthes von *U*, indem z_0 hier = *b* und $a = \frac{h}{2}$ ist: $\frac{h}{A} = \frac{16}{5}$. Grösser darf also *h* nicht gewählt werden, wenn nicht die Beanspruchung auf Schub über die auf Dehnung oder Kürzung (auf Zug- und Druckseite) hinausgehen soll. Diese Betrachtung hat offenbar hauptsächlich Werth für den gefährlichen Querschnitt, also z. B. bei der Angriffweise II., S. 10, für den Punkt *B*. Für diesen ist aber $A = \frac{l}{2}$, also zu wählen: $\frac{h}{l} \leq \frac{8}{5}$. Dieses Höhenverhältniss ist aber so gross, dass es für die gewöhnlichen Fälle

schon von selbst vermieden wird. Mehr beachtenswerth wird das Resultat für die Konstruktion verzahnter Balken aus Holz, welche bei manchen Bauwerken Anwendung finden. Bei diesen wird die Widerstandsfähigkeit der neutralen Schicht durch das Verzahnen oftmals stark herabgezogen, mitunter z. B. bis auf die Hälfte derjenigen des vollen Balkens, was eine entsprechende Verminderung des Grenzverhältnisses $\frac{h}{t}$ erfordert.

Für den Doppel-T-Querschnitt kommt:

$$\frac{h}{A} = \frac{16}{5 \left[\frac{b}{b_1} - \left(\frac{b}{b_1} - 1 \right) \left(\frac{h_1}{h} \right)^2 \right]}$$

Die Klammer im Nenner enthält einen unächtigen Bruch, rückt also die obere Grenze von $\frac{h}{A}$ etwas herab, doch bleibt gewöhnlich der zu vermeidende Werth von $\frac{h}{A}$ noch sehr hoch.

Beanspruchungen, welche der vorbehandelten verwandt sind, finden bei T-Trägern an dem Ansatz der Flantschen an die Mittelrippe statt; auch sie sind nur selten zu berücksichtigen. Man sehe übrigens die oben angezogenen Quellen.

§. 12.

Träger mit gemeinsamer Belastung.

Wenn zwei prismatische Träger mit ihren Mitteln aufeinander liegen und an diesem Punkte gemeinsam durch eine Kraft P belastet sind, während sie an den Enden aufliegen, so werden sie um gleichviel gebogen, wobei die Summe ihrer Gegenwirkungen P' und P'' mit P ins Gleichgewicht tritt. Die beiden Gegenwirkungen verhalten sich aber nach der Formel Zeile II., Spalte 2, Seite 10 wie folgt:

$$\frac{P'}{P''} = \frac{J' E' l'^3}{J'' E'' l''^3},$$

woraus, da:

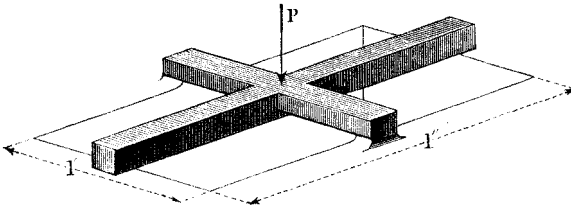
$$P' = 4 \frac{\mathcal{E}' J'}{a' l'} \quad \text{und} \quad P'' = 4 \frac{\mathcal{E}'' J''}{a'' l''},$$

folgt:

$$\frac{\mathcal{E}'}{\mathcal{E}''} = \frac{E'}{E''} \frac{a'}{a''} \left(\frac{l''}{l'} \right)^2 \cdot \dots \dots \dots (16)$$

Die beiden Träger wirken also bei gleichem Material ($E' = E''$) nur dann unter gleicher Sicherheit, wenn das Produkt $\frac{a'}{a''} \cdot \left(\frac{l''}{l'}\right)^2 = 1$ ist. Sind die Träger noch gleichlang, so muss $a' = a''$, d. h. es müssen die Höhen gleich sein, ohne dass übrigens die Breiten gleich zu sein nöthig haben.

Fig. 4.



Beispiel. Ein gusseiserner Träger, der wie ein symmetrisches Kreuz gestaltet ist, Fig. 4, soll in dem Kreuzungspunkte die Last P tragen; die beiden Längen verhalten sich wie 3:2. Dann ist für gleiche Sicherheit der vier Arme, wenn dieselben prismatisch sind, nach (16) zu machen:

$$\frac{a'}{a''} = \left(\frac{l''}{l'}\right)^2 = \left(\frac{2}{3}\right)^2 = \frac{4}{9};$$

d. h. die Querschnittshöhe des kurzen Armes muss sich zu der des langen verhalten wie 4:9; bei Anwendung gleicher Querschnitte in beiden Armen würde sich die Beanspruchung des kurzen Armes zu der des langen nach (16) verhalten wie 9:4.

Aus der vorstehenden Betrachtung folgt ferner, dass rechteckige Blechplatten von gleichförmig vertheilter, oder auch von konzentrierter Belastung und ringsumlaufender Unterstützung, parallel der kürzeren Achse weit stärker beansprucht werden, als parallel der längeren. Haben gemeinsam belastete Träger auch noch verschiedenes Material, so hängt ihre günstige Wirkung, wie Formel (16) lehrt, sehr von der Wahl der Dimensionen, und zwar der Höhen- und Längenabmessungen ab. Aufeinander gelegte guss- und schmiedeeiserne Balken bieten danach nur bei besonders angepasster Proportionirung die Summe ihrer einzelnen Tragkräfte als gemeinsame Tragkraft dar. Beim Verstärken bestehender Konstruktionen ist hierauf zu achten.

§. 13.

Drehungsfestigkeit.

Tragkraft und Verdrehungswinkel.

Ein stabförmiger Körper, den entgegengesetzt gerichtete Kräftepaare um seine geometrische Achse zu drehen suchen, wird auf Drehungsfestigkeit in Anspruch genommen. Hierbei widerstehen die Elemente eines Normalschnittes mit ihrer Schub- oder Gleitungsfestigkeit, und zwar tritt bei Beanspruchungen innerhalb der Elastizitätsgrenze Gleichgewicht ein zwischen dem Moment der verdrehenden äusseren Kräfte einerseits, und den Momenten der Spannungen in den verschiedenen Querschnittelementen andererseits, beide bezogen auf die polare Schwerpunktachse des Querschnittes, d. h. auf die im Schwerpunkt des Querschnittes senkrecht auf ihm stehende Achse. Die Drehungsfestigkeit ist somit eine höhere Gattung der Schubfestigkeit, zu welcher sie in ähnlichem Verhältniss steht, wie die Biegungsfestigkeit zur Zug- und Druckfestigkeit.

Nennt man nun:

M das statische Moment der auf einen Stabquerschnitt wirkenden verdrehenden Kräfte oder das Kraftmoment,

J_p das polare Trägheitsmoment des Querschnittes, d. h. dessen Trägheitsmoment zu seiner polaren Schwerpunktachse*),

a den Abstand des entferntesten Elementes des Querschnittes von dessen Schwerpunkt,

\mathfrak{S} die in diesem Element eintretende Schubspannung,

so ist

$$M = \frac{\mathfrak{S} J_p}{a} \dots \dots \dots (17)$$

Wenn der Stab lauter gleiche Querschnitte besitzt, so ist $\frac{J_p}{a}$ konstant. Führt man dann das Moment M auf einen Arm A , an welchem die verdrehende Kraft P angreift, zurück, so ist der gefährliche Querschnitt derjenige, für welchen M seinen Maximalwerth annimmt, und demnach die Tragkraft des Stabes:

$$P = \frac{\mathfrak{S} J_p}{A_m a} \dots \dots \dots (18)$$

*) Eine bei einzelnen Querschnittformen anzubringende Korrektion vorbehalten, vergl. §. 14.

wenn A_m den dem Maximum von M entsprechenden Werth von A bezeichnet.

Die Elastizitätsgrenze wird wie bei der Schubfestigkeit erreicht, wenn $\mathfrak{E} = \frac{4}{3}$ des kleineren der beiden Tragmodel des Materials, aus welchem der Stab besteht. (Vergl. §. 5.) Dieser Umstand ist bei Vergleichung von Biegungs- und Verdrehungsbeanspruchung im Auge zu behalten.

Die Verdrehung, welche zwei von einander abstehende Querschnitte des Stabes gegeneinander annehmen, heisst der Verdrehungs- oder Torsionswinkel. Er werde mit ϑ bezeichnet; für den Abstand x der beiden Querschnitte hat man allgemein:

$$\frac{d\vartheta}{dx} = \frac{M}{J_p G} \cdot \dots \dots \dots (19)$$

wobei G den Drehungsmodul des Materials bezeichnet, welcher $\frac{2}{3}$ des Elastizitätsmoduls E ist.

Die folgende Tafel enthält nun für eine Reihe von Angriffsarten der verdrehenden Kräfte an einem prismatischen Stab die Werthe für:

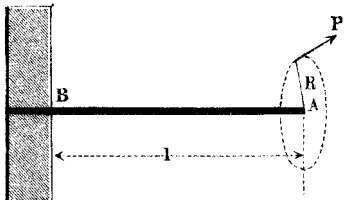
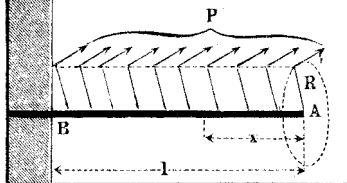
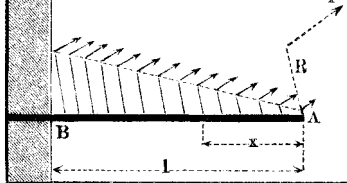
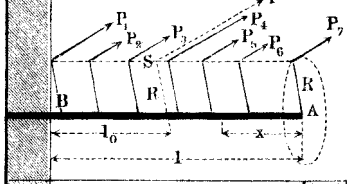
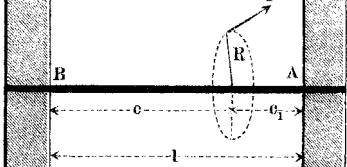
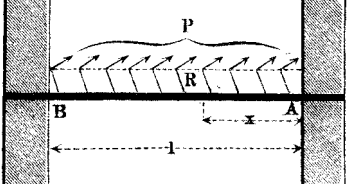
das Moment M an einer beliebigen Stelle (x) des Stabes,

die Tragkraft P nach Formel (18),

und den in Bogenmaass ausgedrückten Verdrehungswinkel ϑ des Stabes,

wobei mit PR das Gesamtmoment der verdrehenden Kräfte bezeichnet ist. Ausserdem bedeutet S beim Fall Nro. IV. den Angriffsschwerpunkt sämmtlicher dort den Stab auf Verdrehung beanspruchenden Kräfte, welche alle auf den Hebelarm R zurückgeführt sind; l_0 ist dabei der Abstand des Punktes S von der Befestigungsebene des Stabes.

Die vorgeführten Beanspruchungsarten kommen in den Maschinen alle mehr oder weniger häufig vor, mehrere andere sind unten bei den Torsionsfedern mitgetheilt. Der Fall IV. der folgenden Tabelle ist der gewöhnliche der Triebwellen in den Fabriken. Die Fälle V. und VI. finden bei Gestell- und Rahmenbauten Anwendung. Aus den Formeln bei V. geht z. B. hervor, dass an einem Lokomotivrahmen, der etwa bei A und B festgehalten, und zwischen beiden Stellen den sogenannten Geradführungsbügel aufzunehmen hätte, der letztere die geringste Beanspruchung des Rahmens auf Torsion hervorbringt, wenn er mitten zwischen A und B gestellt wird.

Nro.	Angriffsweise.	Kraftmoment M .
I.		$M = PR$ <p>für alle Punkte zwischen A und B.</p>
II.		$M = PR \frac{x}{l}.$
III.		$M = PR \frac{x^2}{l^2}.$ <p>PR = dem Gesamtmoment der verdrehenden Kräfte.</p>
IV.		M = Summe der innerhalb der Länge x angreifenden Momente.
V.		<p>Im Stück c : $M = PR \frac{c_1}{l}$.</p> <p>Im Stück c_1 : $M = PR \frac{c}{l}$.</p>
VI.		$M = PR \left(\frac{1}{2} - \frac{x}{l} \right).$

Tragkraft P .	Verdrehungswinkel ϑ .	Bemerkungen.
$P = \frac{\varepsilon J_p}{a R}$	$\begin{aligned} \vartheta &= \frac{P R \cdot l}{J_p G} \\ &= \frac{\varepsilon l}{G a} \end{aligned}$	Alle Querschnitte zwischen A und B sind gleich fest.
$P = \frac{\varepsilon J_p}{a R}$	$\begin{aligned} \vartheta &= \frac{1}{2} \frac{P R \cdot l}{J_p G} \\ &= \frac{1}{2} \frac{\varepsilon l}{G a} \end{aligned}$	Gefährlicher Querschnitt bei B .
$P = \frac{\varepsilon J_p}{a R}$	$\begin{aligned} \vartheta &= \frac{1}{3} \frac{P R \cdot l}{J_p G} \\ &= \frac{1}{3} \frac{\varepsilon l}{G a} \end{aligned}$	Die drehenden Kräfte sind gleichförmig abnehmend von B nach A vertheilt. Gefährlicher Querschnitt bei B .
$P = \frac{\varepsilon J_p}{a R}$	$\begin{aligned} \vartheta &= \frac{P R \cdot l_0}{J_p G} \\ &= \frac{\varepsilon l_0}{G a} \end{aligned}$	Allgemeine Form für die Fälle I., II. und III. Gefährlicher Querschnitt bei B . Der Werth von ϑ in III. wird aus dem in IV. erhalten, wenn man für l_0 den dort sich ergebenden Werth $\frac{l}{3}$ einsetzt u. s. w.
Wenn $c_1 < c$, so ist: $P = \frac{\varepsilon J_p l}{a R c}$	$\begin{aligned} \vartheta &= \frac{P R c c_1}{J_p G l} \\ &= \frac{\varepsilon c_1}{G a} \end{aligned}$	Gefährlicher Querschnitt im Stücke c_1 als dem kürzeren Stücke.
$P = 2 \frac{\varepsilon J_p}{a R}$	$\begin{aligned} \vartheta &= \frac{1}{8} \frac{P R \cdot l}{J_p G} \\ &= \frac{1}{4} \frac{\varepsilon l}{G a} \end{aligned}$	Gefährliche Querschnitte bei A und B .

§. 14.

Polare Trägheitsmomente und Querschnittsmodell.

Das polare Trägheitsmoment J_p eines Querschnittes bestimmt sich leicht, indem man hat:

$$J_p = J_1 + J_2 \dots \dots \dots (20)$$

wenn J_1 und J_2 äquatoriale Trägheitsmomente desselben Querschnittes zu zwei seiner, einander rechtwinklig schneidenden Schwerlinien bezeichnen, deren Werthe für eine Menge von Querschnitten aus Tabelle §. 7 bekannt sind. Man kann demnach den polaren

Querschnittsmodul $\frac{J_p}{a} = Z_p$ leicht für die in der Praxis vor-

kommenden Fälle bestimmen. Eine Ausnahme machen indessen diejenigen Querschnitte, bei denen nicht $J_1 = J_2$, was z. B. bei Nro. III., VII., XII., XX., XXV. etc. §. 7 der Fall ist. Bei ihnen

bedürfen die Ausdrücke J_p und $\frac{J_p}{a} = Z_p$ einer besonderen, durch

weitläufige Rechnungen zu ermittelnden Korrektur, da bei denselben das Windschiefwerden der Querschnitte in Folge der Verdrehung einen stark bemerklichen Einfluss ausübt. Für das Rechteck, den für die Maschinenpraxis wichtigsten jener Querschnitte, sind in der folgenden kleinen Tabelle die korrigirten

Werthe von J_p und $Z_p = \frac{J_p}{a}$ aufgeführt, während für Kreis und

Quadrat die einer Korrektur nicht bedürftigen, aus (20) erhaltenen Werthe gegeben sind.

Beispiel. Ein cylindrischer schmiedeiserner Stab sei nach der An-
griffweise Nro. I. des vorigen Paragraphen von einer Kraft $P = 450k$ an
einem Hebelarm $R = 600mm$ ergriffen, und habe einen Durchmesser $d =$
 $100mm$ bei einer Länge $l = 1200mm$. Dann ist die Spannung \mathfrak{E} an seinem

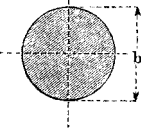
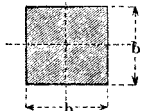
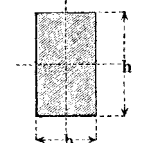
Umfang: $\mathfrak{E} = \frac{a}{J_p} PR = \frac{16}{\pi} \frac{270000}{100^3} = 1,38$, und der entstehende Ver-

drehungswinkel: $\vartheta = \frac{1,38 \cdot 1200}{8000 \cdot 50} = 0,00411$, was einem Winkel von $0^\circ 14'$

entspricht. Soll nun d verkleinert werden, so dass $\mathfrak{E} =$ dem halben Trag-
modul für Verdrehung, d. i. $= \frac{1}{2} \frac{4}{5} \cdot 15 = 6$ wird, so ist zu nehmen:

$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \mathfrak{E}} PR} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 270000}{\pi \cdot 6}} = 61,2$, wofür wir setzen $d = 61mm$.

Dann wird der Verdrehungswinkel: $\vartheta = \frac{6 \cdot 1200}{8000 \cdot 30,5} = 0,0294$, in Graden
 $1^\circ 40'$.

Nro.	Querschnitt.	Polares Trägheitsmoment J_p .	Polarer Querschnittmodul $Z_p = \frac{J_p}{a}$.
I.		$\frac{\pi}{32} d^4$	$\frac{\pi}{16} d^3.$
II.		$\frac{b^4}{6}$	$\frac{b^3}{3\sqrt{2}}.$
III.		$\frac{1}{3} \frac{b^3 h^3}{b^2 + h^2}$	$\frac{b^2 h^2}{3\sqrt{b^2 + h^2}}.$ Annähernd: $\frac{b^2 h^2}{3(0,4b + 0,96h)}$

§. 15.

Körper von gleicher Drehungsfestigkeit.

Um einen Körper von gleicher Drehungsfestigkeit zu erhalten, hat man dessen Querschnittsverhältnisse aus (17) zu entwickeln, indem man \mathfrak{S} konstant annimmt, also setzt:

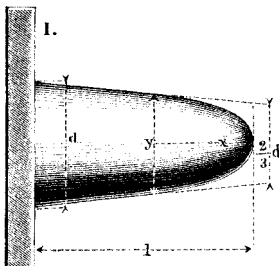
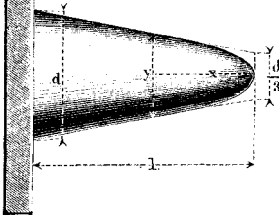
$$\frac{Ma}{J_p} = Const. \dots \dots \dots (21)$$

Für den Fall I. in Tabelle §. 13 ist für alle Querschnitte $M = PR$, demnach sind diese dort nur alle gleich, d. h. der Körper prismatisch zu machen, um ihm überall dieselbe Festigkeit zu geben. Die Fälle II. und III. geben die in der nachfolgenden kleinen Tabelle zusammengestellten Formen. Der Verdrehungswinkel muss bei den Körpern von gleicher Festigkeit grösser ausfallen,

als bei den prismatischen Stäben; er ist bei den beiden unten gegebenen Körpern mitgetheilt. Man erhält ihn aus der Formel:

$$\frac{d\vartheta}{dx} = \frac{M}{J_x G} \dots \dots \dots (22)$$

wobei J_x das polare Trägheitsmoment des Querschnittes am Punkte (x) bedeutet.

Form.	Angriffsweise.	Gleichung und Verdrehungswinkel.
 <p>I.</p>	<p>Fall Nro. II. §. 13.</p>	<p>Kreisquerschnitt: $\frac{y}{d} = \sqrt[3]{\frac{x}{l}}$; $PR = \mathfrak{C} \frac{\pi}{16} d^3$; $\vartheta = 3 \frac{\mathfrak{C}}{G} \frac{l}{d}$.</p> <p>Annäherungsform: Kegelstumpf mit dem oberen Durchmesser $\frac{2}{3} d$.</p>
 <p>II.</p>	<p>Fall Nro. III. §. 13.</p>	<p>Kreisquerschnitt: $\frac{y}{d} = \sqrt[3]{\frac{x^2}{l^2}}$; $PR = \mathfrak{C} \frac{\pi}{16} d^3$; $\vartheta = 6 \frac{\mathfrak{C}}{G} \frac{l}{d}$.</p> <p>Annäherungsform: Kegelstumpf mit dem oberen Durchmesser $\frac{d}{3}$.</p>

Ueber andere Körper von gleicher Drehungsfestigkeit siehe §. 20 bei den Torsionsfedern.

§. 16.

**Rückwirkende, Zerknickungs- oder Streb-
festigkeit.**

Ein prismatischer Stab wird auf rückwirkende, Zerknickungs- oder Strebfestigkeit, wie man sie auch nennen kann, beansprucht, wenn er in der Richtung seiner Längsnachse zusammengedrückt wird, und gleichzeitig seine Querschnittabmes-

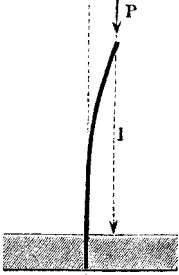
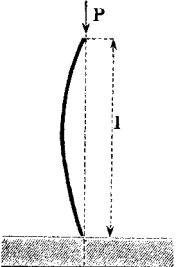
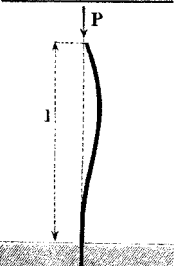
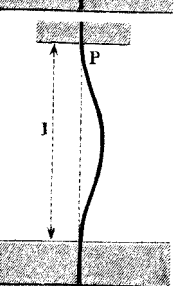
sungen nicht gross im Verhältniss zu seiner Länge sind. Bei dieser Beanspruchung kommen Druck- und Biegungsfestigkeit gleichzeitig in Betracht, und zwar letztere in der Eigenthümlichkeit, dass nicht die Abszisse der elastischen Linie der Hebelarm der biegenden Kraft ist, wie bei der Biegungsfestigkeit, sondern die Ordinate dieser Kurve. Daher rührt es, dass (bei Vernachlässigung gewisser sehr kleiner Rechnungswerthe) diejenige zusammendrückende Kraft P , welche überhaupt eine Biegung des Stabes hervorbringen kann, dieses bei jeder Grösse der Biegung vermag, also auch bis zum Bruch, vorausgesetzt, dass bis zu diesem die Gesetze der vollkommenen Elastizität Gültigkeit hätten. Dies aber angenommen, würde jene Kraft P die theoretische Tragkraft und theoretische Bruchkraft gleichzeitig sein, da ihr die Elastizitätskräfte des Stabes sowohl das Gleichgewicht zu halten vermögen, als diese Kräfte auch bei einmal eingetretener Bewegung des Lastpunktes durch P überwunden werden können.

In der folgenden Tabelle sind für einige der wichtigsten Angriffsarten der zusammendrückenden Kraft die Hauptformeln für die rückwirkende Festigkeit angegeben. Es bezeichnet dabei:

E den Elastizitätsmodul des Materials des Stabes, welcher als prismatisch angesehen ist;

J das kleinste Trägheitsmoment seines Querschnittes, bezogen auf eine Schwerlinie, also z. B. beim Rechteck, von der kleineren Seite b , der grösseren h , nach §. 7: $\frac{hb^3}{12}$.

Zu den nachstehenden Angaben ist zunächst zu bemerken, dass die sehr schätzbaren Versuche von Hodgkinson in der Regel eine etwas kleinere Bruchkraft liefern, als sie sich aus den obigen Formeln ergibt; dies thut aber dem Werth der letzteren keinen Eintrag, da diese nur für den vollkommen elastischen Körper aufgestellt sind, und deshalb richtig bleiben, wenn man als Belastung einen genügend kleinen Proportionaltheil der Bruchkraft P anwendet. Verschiedene empfehlen verschiedene Grade von Sicherheit. Bei Gusseisen soll $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{6}$ und weniger, bei Schmiedeeisen ebenso, bei Holz $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{10}$ oder $\frac{1}{12}$ der theoretischen Bruchkraft als obere Grenze der zulässigen Belastung zu betrachten sein. Diese Ungleichheiten rühren zum grossen Theil davon her, dass oft nicht gut angegeben werden kann, welcher der Fälle der folgenden Tabelle der in Anwendung zu bringende ist. Da sich die genannten Sicherheiten auf den Bruch beziehen, so ist beim

Nro.	Angriffsweise.	Theoretische Trag- und Bruchkraft.	Bemerkungen.
I.		$P = \frac{\pi^2}{4} \frac{JE}{l^2}$	<p>Freitragende Strebe. Das Ende B ist festgeklemmt, gefährlicher Querschnitt an der Befestigungsstelle.</p>
II.		$P = \pi^2 \frac{JE}{l^2}$	<p>Lose Strebe. Beide Enden frei aufstehend und in der ursprünglichen Stabachse geführt. Gefährlicher Querschnitt in der Mitte.</p>
III.		$P = 2\pi^2 \frac{JE}{l^2}$	<p>Halbeingespannte Strebe. Das untere Ende festgeklemmt, das obere in der ursprünglichen Stabachse geführt.</p>
IV.		$P = 4\pi^2 \frac{JE}{l^2}$	<p>Eingespannte Strebe. Beide Enden festgeklemmt und in der ursprünglichen Stabachse geführt. Gefährliche Querschnitte an den Enden und in der Mitte.</p>

Der Stab ist auf Druckfestigkeit zu berechnen, wenn:

beim Kreisquerschnitt $\frac{l}{d}$ kleiner als	beim Rechteckquerschnitt $\frac{l}{b}$ (b die kleinere Seite) kleiner als	und dabei das Material
5 12 6	$5\frac{3}{4}$ 14 8	Gusseisen. Schmiedeeisen. Holz.
10 24 $11\frac{1}{2}$	$11\frac{1}{2}$ 28 $13\frac{1}{2}$	Gusseisen. Schmiedeeisen. Holz.
14 33 16	16 38 19	Gusseisen. Schmiedeeisen. Holz.
20 48 23	23 56 27	Gusseisen. Schmiedeeisen. Holz.

irgendwo nothwendigen Vergleich mit anderen Festigkeitsbeanspruchungen die Sicherheit bei diesen ebenfalls auf den Bruch zu beziehen. Von diesem Gesichtspunkte aus sind die Zahlen in Spalte 2, S. 45 berechnet, indem vorausgesetzt ist, dass die Sicherheit gegen Zerdrücken gleich derjenigen gegen Zerknicken genommen werde.

Die Hodgkinson'schen Versuche haben ferner noch gezeigt, dass flach aufstehende Säulen sich ungefähr so verhalten, als ob sie an dem abgeflachten Ende eingeklemmt wären. Im dritten Abschnitte werden verschiedene Anwendungen der Formeln für Strebfestigkeit gezeigt.

§. 17.

Körper von gleicher Strebfestigkeit.

Man erhält eine Körperform von gleicher rückwirkender oder Strebfestigkeit, wenn man die Querschnitte in einem der obigen Stäbe so vom gefährlichen Querschnitt aus abnehmen lässt, dass, eine kleine eingetretene Biegung vorausgesetzt, die Maximalspannung in jedem Querschnitt denselben Werth erhält.

Für den Fall Nro. II. des vorigen Paragraphen kann man sich, wenn der Querschnitt des Stabes der volle Kreis ist, der folgenden Formel*) bedienen:

$$\frac{x}{\left(\frac{l}{2}\right)} = \frac{2}{\pi} \left(\arcsin \frac{y}{h} - \frac{y}{h} \sqrt{1 - \left(\frac{y}{h}\right)^2} \right).$$

Übersichtlicher gestaltet sich diese Formel, wenn man sie in eine Doppelgleichung auflöst, indem man setzt:

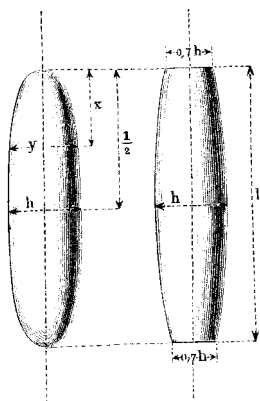
$$\left. \begin{aligned} \frac{y}{h} &= \sin \varphi \quad \\ \frac{x}{\left(\frac{l}{2}\right)} &= \frac{1}{\pi} (2 \varphi - \sin 2 \varphi) \end{aligned} \right\} (23)$$

Diese Gleichung gestattet unschwer ein graphisches Auffinden der Begrenzungskurve, deren Abszessengleichung mit der-

*) Von Redtenbacher.

jenigen einer Cykloide, und deren Ordinatengleichung mit derjenigen einer Sinoide übereinstimmt und deshalb eine cykloidsche Sinoide genannt werden kann.

Fig. 5.



Eine Verzeichnungsmethode dieser Kurve ist weiter unten bei den Pleuelstangen angegeben; die durch sie gelieferte Körperform wird angenähert durch die zweite der in Figur 5 angegebenen Formen, bei welcher die Erzeugungslinie ein Kreisbogen (der Krümmungskreis für den Kurvenpunkt bei $x = \frac{l}{2}$) oder überhaupt eine schwach gekrümmte Linie ist. Eine solche Annäherung ist durchaus statthaft, da wirkliche Biegungen der Strebe doch nicht vorausgesetzt werden. Die

vorstehende lose Strebe berechnet sich zu $\frac{3}{4}$ der Festigkeit einer cylindrischen von der gleichen Dicke h und Länge l .

§. 18.

Zusammengesetzte Festigkeit.

Vielfach kommt es vor, dass mehrere Kräfte zugleich die Festigkeit eines Körpers in verschiedener Art beanspruchen, so dass z. B. ein Querschnitt auf Zug und Biegung, auf Drehung und Biegung u. s. w. gleichzeitig angestrengt wird. Die Tragkraft oder die eintretende Maximalspannung sind dann anders zu bestimmen, als gewöhnlich. Für einige der am häufigsten vorkommenden und wichtigsten Fälle dieser sogenannten zusammengesetzten Festigkeit sind die Hauptformeln in der folgenden Tafel zusammengestellt. Es bezeichnet in derselben:

☉ die grösste im gefährlichen Querschnitt eintretende Spannung,

Z den Querschnittmodul des gefährlichen Querschnittes, welcher durch B in den Figuren bezeichnet ist,

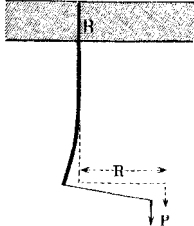
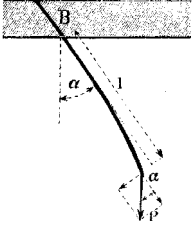
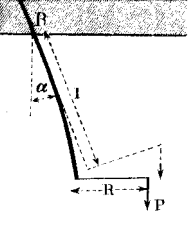
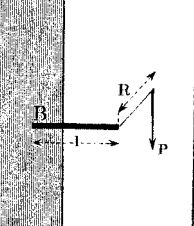
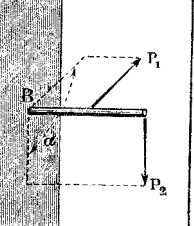
F den Flächeninhalt des Querschnittes,

J dessen Trägheitsmoment nach §. 7,

M_b ein biegendes, M_d ein verdrehendes Moment,

M_i ein ideelles Moment, und zwar insbesondere

$(M_b)_i$ ein ideelles biegendes, $(M_d)_i$ ein ideelles verdrehendes Moment.

Nro	Angriffsweise.	Tragkraft.
I.		$P = \frac{\mathcal{E} F}{1 + R \frac{l'}{Z}}$ <p>Beim Rechteckquerschnitt (bh)</p> $P = \frac{\mathcal{E} bh}{1 + 6 \frac{R}{h}}$
II.		$P = \frac{\mathcal{E} F}{\cos \alpha + \frac{F'}{Z} l \sin \alpha}$ <p>Beim Rechteckquerschnitt (bh)</p> $P = \frac{\mathcal{E} bh}{\cos \alpha + 6 \frac{l}{h} \sin \alpha}$
III.		$P = \frac{\mathcal{E} F}{\cos \alpha + \frac{F'}{Z} (l \sin \alpha + R \cos \alpha)}$ <p>Beim Rechteckquerschnitt (bh)</p> $P = \frac{\mathcal{E} bh}{\cos \alpha + 6 \frac{l}{h} (\sin \alpha + \frac{R}{l} \cos \alpha)}$
IV.		$P = \frac{\mathcal{E} Z}{\frac{3}{8} l + \frac{5}{8} \sqrt{l^2 + R^2}}$ <p>Pl ist ein biegendes Moment M_b, PR ein verdrehendes Moment M_d.</p>
V.		$l = \frac{\mathcal{E} Z}{\sqrt{M_1^2 + M_2^2 + 2M_1 M_2 \cos \alpha}}$ <p>wobei M_1 das (biegende) Moment von P_1, M_2 dasjenige von P_2 bezeichnet.</p>

Ideelle Momente.

Ideelles biegendes Moment für die Spannung \mathcal{E} : $(M_b)_i = P \left(R + \frac{Z}{F} \right)$.

Beim Kreisquerschnitt (d):	Beim Ellipsenquerschnitt ($b h$):	Beim Rechteckquerschnitt ($b h$):
$(M_b)_i = P \left(R + \frac{d}{8} \right)$	$(M_b)_i = P \left(R + \frac{h}{8} \right)$	$(M_b)_i = P \left(R + \frac{h}{6} \right)$

Ideelles biegendes Moment für die Spannung \mathcal{E} : $(M_b)_i = P \left(l \sin \alpha + \frac{Z}{F} \cos \alpha \right)$.

Beim Kreisquerschnitt (d):	Beim Ellipsenquerschnitt ($b h$):	Beim Rechteckquerschnitt ($b h$):
$(M_b)_i = P \left(l \sin \alpha + \frac{d}{8} \cos \alpha \right)$	$(M_b)_i = P \left(l \sin \alpha + \frac{h}{8} \cos \alpha \right)$	$(M_b)_i = P \left(l \sin \alpha + \frac{h}{6} \cos \alpha \right)$

Ideelles biegendes Moment $(M_b)_i$ f. d. Spann. \mathcal{E} : $(M_b)_i = P \left(R \cos \alpha + l \sin \alpha + \frac{Z}{F} \cos \alpha \right)$.

Beim Kreisquerschnitt (d):	Beim Ellipsenquerschnitt ($b h$):	Beim Rechteckquerschnitt ($b h$):
$(M_b)_i =$ $P \left(R \cos \alpha + l \sin \alpha + \frac{d}{8} \cos \alpha \right)$	$(M_b)_i =$ $P \left(R \cos \alpha + l \sin \alpha + \frac{h}{8} \cos \alpha \right)$	$(M_b)_i =$ $P \left(R \cos \alpha + l \sin \alpha + \frac{h}{6} \cos \alpha \right)$

Ideelles liegendes Moment für die Spannung \mathcal{E} :

$$(M_b)_i = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_d^2}$$

Ideelles verdrehendes Moment für die Spannung \mathcal{E} :

$$(M_d)_i = \frac{3}{5} M_b + \sqrt{M_b^2 + M_d^2}$$

Ideelles biegendes Moment für die Spannung \mathcal{E} :

$$(M_b)_i = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} + 2 M_1 M_2 \cos \alpha$$

In den Fällen IV. und V. ist vorausgesetzt, dass der Querschnitt des Stabes zu denjenigen gehöre, welche durch zwei rechtwinklige Schwerlinien in vier kongruente Stücke getheilt werden.

Eine Betrachtung dieser Formeln zeigt, dass man manchmal die zusammengesetzte Beanspruchung wohl beachten muss. Wenn z. B. im Fall I. $R = \frac{h}{2}$ ist, d. h. die an einer Stange aufgehängte Last am Rand des Querschnittes ihren Schwerpunkt hat, so ist $P = \frac{\mathfrak{E}bh}{4}$, also die Tragkraft nur $\frac{1}{4}$ so gross, als bei einer genau zentralen Aufhängung. Ist der Querschnitt ein Kreis (d), so

wird $P = \frac{\mathfrak{E} \frac{\pi}{4} d^2}{1 + 8 \frac{R}{d}}$, d. i. wenn wieder die Last am Rande an-

gebracht, also $R = \frac{d}{2}$ gemacht wird, $P = \frac{\mathfrak{E}}{5} \frac{\pi}{4} d^2$, die Tragkraft ist also noch kleiner als beim Rechteckquerschnitt. Die Fälle I. und II. leiten sich aus III. ab, indem man dort beziehlich α oder $R = 0$ setzt.

Eine besondere Brauchbarkeit haben namentlich für den aufmerksamen Rechner die angegebenen ideellen Momente. Es ist zu beachten, dass beim Ellipsen- und dem Rechteckquerschnitte h als in der Biegungsebene liegend angenommen ist. Kennt man diese Dimension im voraus, was bei Annahme des Profils eines zu konstruierenden Trägers sehr häufig der Fall ist, so lässt sich mit Hilfe der ideellen Momente die zusammengesetzte Festigkeit leicht in Betracht ziehen, indem der in der Klammer zur Rechten enthaltene Ausdruck den Hebelarm der gegebenen Kraft P für das ideelle Moment angibt. Derselbe ist meistens, namentlich graphisch, sehr leicht zu bestimmen, und man kann alsdann gerade so wie bei einer gewöhnlichen Biegungsbeanspruchung rechnen. Ist z. B. im Falle II. bei $\alpha = 45^\circ$, also $\cos \alpha = \sin \alpha = 0,707$ die Rechteckhöhe h gewählt, so ist der Querschnitt bei B so zu berechnen, als griffe eine biegende Kraft P an dem Arme $0,707 l$ (der Projektion von l auf die Befestigungsebene) $+ 0,707 \frac{h}{6}$ an. Im Falle I. erhält man bei $R = 0$ für den Kreisquerschnitt $(M_b)_i = P \frac{d}{8}$, was gleichzusetzen ist $\mathfrak{E} \frac{\pi}{32} d^3$; dies gibt $P = \mathfrak{E} \frac{\pi}{4} d^2$, wie kommen muss, weil bei $R = 0$ der Stab nur auf Zugfestigkeit beansprucht ist. $\frac{d}{8}$ ist danach also der Hebelarm, an welchem angreifend eine

biegende Kraft P den Stab ebenso stark beansprucht, als eine in der Achsenrichtung ziehende von gleicher Grösse. Dies gilt allerdings strenggenommen nur unter Vernachlässigung der Schubspannungen bei Berechnung der Biegung. — Viele nützliche Anwendungen finden auch die Formeln der Fälle IV. und V. (s. bei den Achsen und Wellen).

§. 19.

Festigkeit der Gefässwände.

Zur Beurtheilung der Festigkeit runder Gefässe von verhältnissmässig geringer Wanddicke können die in folgender Tabelle zusammengestellten Werthe, welche sich auf einige der wichtigsten Fälle der Maschinenpraxis beziehen, gebraucht werden. Die Theorie der Gefässfestigkeit ist noch nicht als völlig abgeschlossen zu betrachten; ziemlich unsicher erscheint namentlich bis dahin noch die Theorie des von aussen gepressten dünnwandigen Cylinders, weshalb die bezüglichen Formeln weggelassen wurden. In den umstehenden Ausdrücken bezeichnet:

p den auf die Gefässwand wirkenden Flächendruck (nach Abzug des gegenseitigen),

\mathfrak{S} die im Material der Wand eintretende Maximalspannung,

E den Elastizitätsmodul des Materials,

r und δ Gefässhalbmesser und -Wanddicke.

Die Formeln unter (I.) und (II.) haben eine bis zur Bruchgrenze gehende Gültigkeit, immerhin aber nur als Annäherungswerthe.

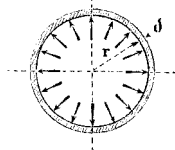
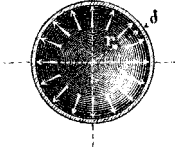
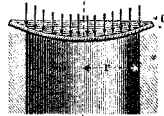
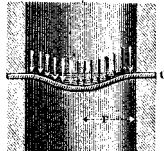
1. *Beispiel.* Für ein schmiedeisernes cylindrisches Gefäss von 1000^{mm} Durchmesser und 10^{mm} Wanddicke sei eine Materialspannung $\mathfrak{S} = 8$ gestattet. Dann kann dasselbe nach (I.) einer inneren Ueberdruckspannung

$$p = 8 \left(\sqrt{\frac{520}{500}} - 1 \right) = 8 \cdot 0,0198 = 0,158^k \text{ pro } \square \text{ Millimeter ausgesetzt}$$

werden. In Atmosphären ausgedrückt beträgt dies $100 \cdot 0,158 = 15,8$ Atm. Das Gefäss würde zerspringen (wegen $K = 40$), wenn die innere Spannung etwa das 5fache oder 79 Atmosphären betrage.

2. *Beispiel.* Ein kugelförmiges Gefäss von den genannten Angaben würde nach (II.) für $\mathfrak{S} = 8$ einer Spannung $p = \frac{16 \cdot 10}{500} = 0,32^k$ pro \square^{mm} , d. i. einem Drucke von 32 Atmosphären auszusetzen sein.

3. *Beispiel.* Ein dem ersten Gefässe angenteter ebener schmiedeiserner Boden würde nach (IV.) bei $\mathfrak{S} = 8$ folgende grosse Dicke δ haben müssen: $\delta = 500 \cdot \sqrt[2]{\frac{3}{8}} \cdot \sqrt{\frac{0,158}{8}} = 500 \cdot 0,816 \cdot 0,14 = 57,12 \sim 57^{mm}$.

Nro.	Angriffsweise.	Tragkraft p .	Wanddicke δ .
I. Cylinder.		$p = \sigma \left(\sqrt{1 + \frac{2\delta}{r}} - 1 \right)$	$\frac{\delta}{r} = \frac{p}{\sigma} \left(1 + \frac{p}{2\sigma} \right)$
II. Kugel.		$p = 2\sigma \frac{\delta}{r}$	$\frac{\delta}{r} = \frac{p}{2\sigma}$
III. Runde Platte.		$p = \sigma \left(\frac{\delta}{r} \right)^2$	$\frac{\delta}{r} = \sqrt{\frac{p}{\sigma}}$
IV. Runde Platte.		$p = \frac{3}{2}\sigma \left(\frac{\delta}{r} \right)^2$	$\frac{\delta}{r} = \sqrt{\frac{2}{3}} \sqrt{\frac{p}{\sigma}}$

Die Einbiegung f , welche die ebene runde Platte erfährt, lässt sich nach Grashof für den Fall III. berechnen aus:

$$\frac{f}{\delta} = \frac{5}{6} \left(\frac{r}{\delta} \right)^4 \frac{p}{E} \dots \dots \dots (24)$$

und für den Fall IV.:

$$\frac{f}{\delta} = \frac{1}{6} \left(\frac{r}{\delta} \right)^4 \frac{p}{E} \dots \dots \dots (25)$$

4. Beispiel. Die in Beispiel 3. berechnete Platte würde sich hiernach wegen $E = 20000$ einbiegen um $f = \frac{57}{6} \cdot \left(\frac{500}{57} \right)^4 \cdot \frac{0,158}{20000} = 0,44 \text{ mm}$.

Für Gefässe, deren Wände wegen aussergewöhnlicher innerer Pressungen verhältnissmässig sehr dick gemacht werden müssen, wie die Cylinder und Pumpen hydraulischer Pressen, die Kanonen u. s. w., reichen die vorstehenden Formeln nicht aus. Bei solchen Gefässen sind die Faserspannungen an verschiedenen Punkten eines Radius unter Umständen sehr von einander verschieden; ihr Verhältniss ist aber von entscheidendem Einfluss auf die Tragkraft. Je nachdem dieses Verhältniss der Spannungen angenommen oder berechnet wird, gestalten sich die Formeln für die Wanddicke wesentlich anders. Brix berechnet die Spannungen an verschiedenen Punkten eines Radius unter der Annahme, dass die Dicke der Rohrwand durch die innere Pressung nicht geändert werde; Barlow nimmt eine Aenderung an, und zwar eine solche, bei der der ringförmige Querschnitt des (runden) Gefässes seine Grösse nicht ändere; Lamé macht keine vorgängige Annahme, sondern berechnet mit grosser Strenge die Spannungsänderung, welche an jeder Stelle in Folge der inneren Pressung stattfindet, und hat damit die zuverlässigste, das wahrscheinliche Verhalten der Stofftheilchen am genauesten ausdrückende Berechnungsmethode geliefert. Unter Beibehaltung der vorhin gebrauchten Bezeichnungen erhält man nach den drei Theorien*) die folgenden Formeln:

Werthe.	Brix.	Barlow.	Lamé.
Hohlcylinder $\left\{ \begin{array}{l} p = \\ \frac{\delta}{r} = \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} \mathfrak{E} \log \text{nat } e^{\frac{p}{\mathfrak{E}}} - 1 \\ e^{\frac{p}{\mathfrak{E}}} - 1 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\mathfrak{E}}{1 + \frac{r}{\delta}} \\ \frac{p}{\mathfrak{E} - p} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} \mathfrak{E} \frac{(r + \delta)^2 - r^2}{(r + \delta)^2 + r^2} \\ \sqrt{\frac{\mathfrak{E} + p}{\mathfrak{E} - p}} - 1 \end{array} \right.$
Hohlkugel $\left\{ \begin{array}{l} p = \\ \frac{\delta}{r} = \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 2 \mathfrak{E} \frac{\delta}{r} \\ \frac{1}{2} \frac{p}{\mathfrak{E}} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} \frac{2 \mathfrak{E}}{1 + \frac{r}{\delta}} \\ \frac{p}{2 \mathfrak{E} - p} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 2 \mathfrak{E} \frac{(r + \delta)^3 - r^3}{(r + \delta)^3 + 2r^3} \\ \sqrt[3]{\frac{2(\mathfrak{E} + p)}{2 \mathfrak{E} - p}} - 1 \end{array} \right.$

*) Siehe Org. f. Eisenbahwesen 1859, S. 59 ff. Baurath Dr. H. Scheffler: Die Elastizitätsverhältnisse der Röhren, in welchem lehrreichen Artikel der Gegenstand in eingehender Weise auch für die verwickelten Probleme von Röhren mit Böden und von verstärkten Röhren behandelt ist.

Für die Spannung \mathfrak{S}' in einer Ringschicht, welche um r' statt um r vom Zentrum abliegt, ergibt die Lamé'sche Untersuchung den Werth:

$$\mathfrak{S}' = \frac{\mathfrak{S}}{2} \left[1 + \left(\frac{r}{r'} \right)^2 \right] - \frac{p}{2} \left[1 - \left(\frac{r}{r'} \right)^2 \right].$$

Entspricht r' der Schicht am Umfang des (cylindrischen) Gefässes, so dass $r' = r + \delta$, so folgt hieraus:

$$\mathfrak{S}' = \frac{\mathfrak{S}}{2} \left[\frac{\left(1 + \frac{r}{\delta} \right)^2 + 1}{\left(1 + \frac{\delta}{r} \right)^2} \right] - \frac{p}{2} \frac{\left(1 + \frac{\delta}{r} \right)^2 - 1}{\left(1 + \frac{\delta}{r} \right)^2} \quad \dots \quad (26)$$

oder abgekürzt, wenn $\left(1 + \frac{\delta}{r} \right)$ mit μ bezeichnet wird:

$$\mathfrak{S}' = \frac{\mathfrak{S}}{2} \frac{\mu^2 + 1}{\mu^2} - \frac{p}{2} \frac{\mu^2 - 1}{\mu^2}.$$

Beispiel. Für $\delta = r$, d. i. $\mu = 2$ kommt $\mathfrak{S}' = \frac{5}{8} \mathfrak{S} - \frac{3}{8} p$. In diesem Falle ist ausserdem nach der Anfangsformel $p = \frac{3}{5} \mathfrak{S}$, somit $\mathfrak{S}' = \frac{5}{8} \mathfrak{S} - \frac{9}{40} \mathfrak{S} = \frac{2}{5} \mathfrak{S}$. Das Material ist hiernach bei dickwandigen Gefässen mit innerem Druck aussen weniger als innen, also nicht besonders günstig verwendet.

Alle drei Theorien ergeben, dass an der inneren Wand die Materialspannung am stärksten wird; es gilt demnach \mathfrak{S} für die innerste Ringschicht; die Lamé'sche Formel, und auch schon die Barlow'sche, zeigt dabei das bemerkenswerthe Resultat, dass das Steigern der Wanddicke über gewisse Grenzen hinaus die Tragkraft nicht mehr erhöht. Die Grenze für die Tragkraft zur Spannung \mathfrak{S} wird erreicht, wenn $p = \mathfrak{S}$ wird; die theoretische Tragkraft überhaupt wird also erschöpft, wenn $p =$ dem Tragmodul des Materials wird. Der innere Druck fängt dann an, die innersten Fasern bleibend zu dehnen, und muss sie bei Steigerungen über den Bruchmodul hinaus zersprengen. Die theoretische Tragkraftgrenze liegt hiernach bei $p = T$, also für

	Gusseisen	Schmiedeeisen	Gussstahl
bei p	= 7,5	15	25
in Atmosphären	750	1500	2500

Ungleichförmigkeiten des Materials können herbeiführen, dass ziemlich tief unter diesen Grenzen schon die Gefahr nicht nur des Dehnens, sondern des Bruches eintritt. Da in Geschützen von grossem Kaliber Spannungen über 2500 Atmosphären vorkommen, so ist es erklärlich, dass Geschütze aus gewöhnlicher Bronze den

Schusswirkungen nicht dauernd widerstehen können, ja wenn auch homogene Gussstahlgeschütze grossen Kalibers sich oft nicht haltbar zeigten.

Das Ausschliessen oder Ausbrennen der Kammer in den gewöhnlichen Bronzegeschützen erklärt sich hier schon als aus der übermässigen Beanspruchung der innersten Ringschicht hervorgehend, wenn auch chemische Wirkungen mitspielen mögen.

Um die Geschütze genügend fest zu erhalten, hat man mit Erfolg den Weg betreten, ihre Ringschichten unhomogen, die äusseren anders gespannt als die inneren, herzustellen, und dazu das Umreifen, das Abschrecken von innen und andere Methoden versucht*). Die Umreifung hat sich als die zweckmässigste Methode herausgestellt. Ihre wesentliche Wirkung besteht in einer Zusammensetzung der innersten Ringschichten. Diese werden nun durch die Pressung der Pulvergase vorerst zurück in den Normalzustand und dann erst in den gedehnten Zustand versetzt, dürfen demnach einer weit stärkeren Dehnung ausgesetzt werden, als wenn sie ihren natürlichen Molekularanziehungen allein überlassen wären.

Die Berechnung der Festigkeitszustände unreifer Geschütze ist nicht wenig weitläufig. Einigen Anhalt kann das Folgende geben. Zieht man nicht bloss die innere, sondern auch die äussere, die Gefässwände belastende Pressung p' in Betracht, so erhält man die folgende, ebenfalls von Lamé ermittelte Beziehung:

$$\left(1 + \frac{\delta}{r}\right)^2 = \frac{\varepsilon + p}{\varepsilon - p + 2p'} \dots \dots \dots (27)$$

Hieraus ergibt sich, wenn, wie vorhin abkürzend, $1 + \frac{\delta}{r} = \mu$ gesetzt wird:

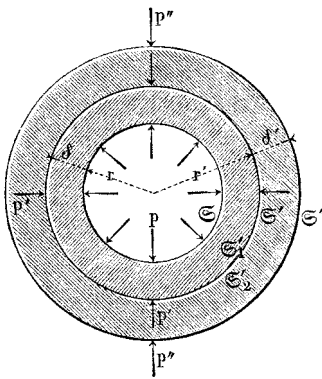
$$p = \varepsilon \frac{\mu^2 - 1}{\mu^2 + 1} + 2p' \frac{\mu^2}{\mu^2 + 1} \dots \dots \dots (28)$$

wonach ε um so kleiner gegen p , also in unserem Falle günstiger ausfällt, je grösser p' wird. Beim beringten Gefäss ist nun p' nicht unveränderlich und konstant, sondern hängt ab von dem durch die innere Pressung p hervorgerufenen Druck der Cylinderwand auf den Reifen. Unter Benutzung der in Fig. 6 (a. f. S.) eingezeichneten Bezeichnungen nehmen wir vorerst an, dass im Normal-

*) Siehe Dingler's Journal 1865, Bd. 177. Ueber die künstlichen Metallkonstruktionen der Geschützrohre, von Hauptmann D...y (Darapsky) in Kassel, von welchem Verfasser andere treffliche Mittheilungen über ähnliche Gegenstände den angeführten folgen; siehe ferner die Aufsätze im Pract. Mech. Journ. 1867: On some points of practice in iron founding.

zustand der Ring das Rohr mit der Spannung Null berühre, also dass bei $p = 0$ auch $\mathfrak{E}'_1 = \mathfrak{E}'_2 = 0$. Tritt alsdann der Druck p

Fig. 6.



ein und ist ausserdem $p'' = 0$ oder vernachlässigbar, so dehnen sich die Schichten bei r' um gleichviel aus, haben also die gleiche Zugspannung $\mathfrak{E}'_1 = \mathfrak{E}'_2$. Dann aber bewirkt zugleich die Spannung \mathfrak{E}'_2 der inneren Schicht des Reifens den nach innen gerichteten Druck p' , und es besteht zwischen diesem und den Materialspannungen des Reifens die durch die erste Lamé'sche Formel*) angegebene Beziehung, nämlich,

wenn $1 + \frac{\delta'}{r'} = \mu'$ gesetzt wird:

$$p' = \mathfrak{E}'_2 \frac{\mu'^2 - 1}{\mu'^2 + 1} \dots \dots \dots (29)$$

Dies in (28) eingeführt, gibt wegen $\mathfrak{E}' = \mathfrak{E}'_2 = \mathfrak{E}'_1$:

$$p = \mathfrak{E} \frac{\mu^2 - 1}{\mu^2 + 1} + 2 \mathfrak{E}' \frac{\mu'^2 - 1}{\mu'^2 + 1} \frac{\mu^2}{\mu^2 + 1}$$

\mathfrak{E}' ist aber gemäss (26) durch p und \mathfrak{E} ausdrückbar. Man erhält nach einiger Umformung:

$$p = \mathfrak{E} \frac{\mu^2 \mu'^2 - 1}{\mu^2 \mu'^2 + 1} = \mathfrak{E} \frac{\left(1 + \frac{r}{\delta}\right)^2 \left(1 + \frac{r'}{\delta'}\right)^2 - 1}{\left(1 + \frac{r}{\delta}\right)^2 \left(1 + \frac{r'}{\delta'}\right)^2 + 1} \dots (30)$$

Hier ist nach wie vor zwar die Spannung \mathfrak{E} der innersten Ringschicht immer $> p$, allein ihr Verhältniss zu p nähert sich doch weit mehr der Einheit, als früher, wie folgende Zahlenreihe zeigt.

Wenn:		so ist:		und wird:			
$\frac{\delta}{r}$	$\frac{\delta'}{r'}$	μ	μ'	$\frac{p}{\mathfrak{E}}$	$\frac{\mathfrak{E}}{p}$	$\frac{\mathfrak{E}'}{p}$	$\frac{\mathfrak{E}'}{\mathfrak{E}}$
1	0	2	1	0,600	1,667	0,667	0,400
1	0,5	2	1,5	0,800	1,250	0,406	0,325
2	1	3	2	0,905	1,057	0,143	0,135

*) Diese wird aus (28) erhalten, wenn daselbst $p' = \text{Null}$ gemacht wird.

Man sieht hieraus, dass die blosse druckfreie Belegung eines Geschützes mit einem Reif, welcher aus demselben Material besteht, wie das Rohr, dieses letztere schon wesentlich verstärken kann. Wird aber der Reif auf das Rohr aufgezwängt, so übt derselbe von Anfang an einen radial nach innen gerichteten Druck p' auf die Rohrwand aus, welcher auf die durch p bedingte Grösse von \mathfrak{S} einen bedeutenden und günstigen Einfluss ausüben kann.

Wir erhalten nämlich, indem wir den Werth für p' aus (29) in Formel (28) einführen:

$$p = \mathfrak{S} \frac{\mu^2 - 1}{\mu^2 + 1} + 2 \mathfrak{S}_2' \frac{\mu'^2 - 1}{\mu'^2 + 1} \frac{\mu^2}{\mu^2 + 1} \dots \quad (31)$$

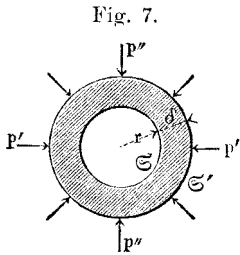
Hierin ist \mathfrak{S}_2' einestheils eine Funktion von p , andernteils aber auch eine solche der Herstellungsweise des Rohres. Wir werden weiter unten noch genauer sehen, wie ausserordentlich stark der letztere Einfluss ist und müssen uns deshalb hier mit Annahmen begnügen. Machen wir diejenige, dass der Reif gerade so fest aufgezogen sei, dass beim Maximalwerthe von p die Spannung $\mathfrak{S}_2' =$ der Spannung \mathfrak{S} in der Rohrseele werde (was ohne Zweifel die günstigste Annahme sein wird), so erhalten wir aus (31):

$$\frac{p}{\mathfrak{S}} = \frac{\mu^2 - 1}{\mu^2 + 1} + 2 \frac{\mu'^2 - 1}{\mu'^2 + 1} \frac{\mu^2}{\mu^2 + 1} \dots \quad (32)$$

Beispiel. Es sei $\delta = r$, $\delta' = \delta = \frac{1}{2} r'$, so ist $\mu = 2$, $\mu' = \frac{3}{2}$, und es kommt $\frac{p}{\mathfrak{S}} = \frac{3}{5} + \frac{10}{13} \cdot \frac{4}{5} = \frac{79}{65}$. Hier bleibt also \mathfrak{S} hinter dem

Werthe von p zurück oder mit anderen Worten p darf über den Tragmodul des Materials hinaus gesteigert werden, ohne dass die Spannung in letzterem denselben erreicht. Auch sehen wir hier, dass durch eine Umgürtung der Reifen mit weiteren Reifen, wie sie für die schwersten Geschütze benutzt wird, das Verhältniss zwischen p und \mathfrak{S} noch günstiger gestaltet werden kann. Immerhin zeigt indessen unsere Rechnung, dass, wenn das Geschützmaterial gewöhnlicher Gussstahl wäre, also den Tragmodul 25 hätte, die Pulvergasspannung nicht über etwa $30^k = 3000$ Atmosphären hinaus gesteigert werden dürfte, ohne dem Rohr Gefahr zu drohen. Dem widersprechen aber die Messungen bei neueren Geschützproben. So soll die jüngste englische Riesenkanone Spannungen von 25,8 Tonnen pro Quadratzoll ausgehalten haben. Die Ingenieure sollen nun zwar solche Spannungen für zu hoch und für gefährlich halten, dagegen 25 Tonnen, d. i. rund 40^k auf den \square_{mm} für zulässig erachten. Dies würde nothwendig voraussetzen, dass der Tragmodul des verwendeten Materials den des gewöhnlichen Gussstahls, d. i. 25^k , übertrifft; viellezt hat man aber auch eine Härtung der Rohrseele wand anzunehmen, die sich, wenn gut ausführbar, jedenfalls empfiehlt.

Die blosse Zusammenpressung eines cylindrischen Rohres von



aussen, Fig. 7, ruft eine Beanspruchung der Rohrwand hervor, über welche Formel (27) Aufschluss zu geben vermag. Setzt man in derselben $p = 0$ oder nimmt p als vernachlässigbar an, so erhält man: $(\mathfrak{E} + 2p') \mu^2 = \mathfrak{E}$, woraus:

$$p' = \frac{\mathfrak{E}}{2} \frac{1 - \mu^2}{\mu^2}$$

oder
$$\mathfrak{E} = - p' \frac{2\mu^2}{\mu^2 - 1} = - p' \frac{2 \left(1 + \frac{\delta}{r}\right)^2}{\left(1 + \frac{\delta}{r}\right)^2 - 1} \dots (33)$$

Das Minuszeichen zeigt an, dass die Spannung in der Rohrseelenwand nunmehr aus einer Zugspannung in eine Druckspannung übergegangen ist. Für die Spannung \mathfrak{E}' an der Mantelfläche kommt nach (26) wegen $p = \text{Null}$: $\mathfrak{E}' = \frac{\mathfrak{E}}{2} \frac{\mu^2 + 1}{\mu^2}$; dies gibt:

$$\mathfrak{E}' = - p' \frac{\mu^2 + 1}{\mu^2 - 1} = - p' \frac{\left(1 + \frac{\delta}{r}\right)^2 + 1}{\left(1 + \frac{\delta}{r}\right)^2 - 1} \dots (34)$$

Dieser Werth ist kleiner als der vorige; denn, dividiren wir so erhalten wir das Verhältniss:

$$\frac{\mathfrak{E}'}{\mathfrak{E}} = \frac{1}{2} \frac{\mu^2 + 1}{\mu^2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\left(1 + \frac{\delta}{r}\right)^2 + 1}{\left(1 + \frac{\delta}{r}\right)^2} \dots (35)$$

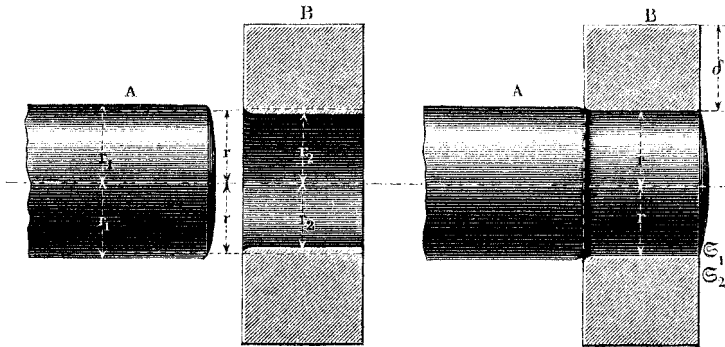
welches erst = 1 wird, wenn μ auf 1 herabgegangen, d. i. $\delta = 0$ geworden ist. Auch bei blosser äusserer Pressung ist somit die Spannung in der innersten Schicht der Rohrwand stärker als jede andere.

Beispiel. $\delta = r$, also $\mu = 2$. Dann ist die Spannung in der innersten Wandschicht $\mathfrak{E} = - \frac{2}{3} p'$ und $\mathfrak{E}' = - \frac{1}{3} p'$, somit $\mathfrak{E}' = \frac{5}{8} \mathfrak{E}$. Die entstehende Druckspannung an der Seelenwand ist somit grösser als die unter gleichen Verhältnissen bei der Pressung von innen entstehende Zugspannung in derselben Wandschicht; denn für diese fanden wir oben (bei Formel (30)) nur $\mathfrak{E} = \frac{5}{3} p$.

Im Maschinenbau wird das Aufziehen oder Aufzwängen von Reifen, von ringförmigen Radnaben, von Walzen u. s. w. vielfach ausgeführt, wodurch Verbindungen geschaffen werden, welche man Zwängungsverbindungen nennen kann. Das Verfahren hängt mit dem vorerwähnten eng zusammen. Die Theorie für den einfachsten Fall sei hier vorgeführt.

Ist, Fig. 8, *B* ein Ring oder eine Nabe von cylindrischer Bohrung, welche auf die cylindrische Achse *A* aufgezwingt werden soll, sei es in warmem, sei es in kaltem Zustande, so habe vor der Operation die Achse den Halbmesser r_1 , die Ringhölzung den Halbmesser r_2 , nach geschehener Aufzwängung sei der den beiden Stücken gemeinsame Halbmesser = r . In *A* herrscht nach der

Fig. 8.



Aufzwängung eine gleichförmig vertheilte Druckspannung ϵ_1 , in *B* an der innersten Schicht eine solche auf Zug ϵ_2 . Für diese Spannungen gilt bei den Elastizitätsmodeln E_1 und E_2 gemäss Formel (2):

$$\frac{\epsilon_1}{E_1} = \frac{r_1 - r}{r_1}, \quad \frac{\epsilon_2}{E_2} = \frac{r - r_2}{r_2}.$$

Addirend erhält man: $r_1 \frac{\epsilon_1}{E_1} + r_2 \frac{\epsilon_2}{E_2} = r_1 - r_2$. Für den Konstrukteur ist wünschenswerth zu wissen, welches Verhältniss den Werthen r_1 und r_2 zu geben ist, um zu guten Resultaten zu gelangen. Bezeichnet man mit ψ den Quotienten $\frac{r_1 - r_2}{r_2}$, so erhält man aus dem Vorigen:

$$\psi = \frac{r_1}{r_2} \frac{\epsilon_1}{E_1} + \frac{\epsilon_2}{E_2} = \frac{\frac{\epsilon_1}{E_1} + \frac{\epsilon_2}{E_2}}{1 - \frac{\epsilon_1}{E_1}} \dots \dots \dots (36)$$

\mathfrak{S}_1 und \mathfrak{S}_2 sind aber von einander abhängig und zwar haben sie nach der Lamé'schen Formel folgende Beziehung:

$$\mathfrak{S}_1 = \mathfrak{S}_2 \frac{\mu^2 - 1}{\mu^2 + 1} = \mathfrak{S}_2 \frac{\left(1 + \frac{\delta}{r}\right)^2 - 1}{\left(1 + \frac{\delta}{r}\right)^2 + 1},$$

wofür der Kürze halber gesetzt werde $\mathfrak{S}_1 = \mathfrak{S}_2 \varrho$. Dies ergibt:

$$\psi = \frac{\frac{\mathfrak{S}_1}{E_1} + \frac{\mathfrak{S}_1}{\varrho E_2}}{1 - \frac{\mathfrak{S}_1}{E_1}} = \frac{\frac{\mathfrak{S}_2}{E_2} + \frac{\mathfrak{S}_2 \varrho}{E_1}}{1 - \frac{\mathfrak{S}_2 \varrho}{E_1}} \dots \dots \dots (37)$$

Wenn A und B aus Metallen hergestellt sind, so kann der Bruch neben der Einheit im Nenner vernachlässigt werden, und wir erhalten als praktisch verwertbare Formel:

$$\psi = \frac{\mathfrak{S}_1}{E_1} + \frac{\mathfrak{S}_1}{\varrho E_2} = \frac{\mathfrak{S}_2}{E_2} + \frac{\mathfrak{S}_2 \varrho}{E_1} \dots \dots \dots (38)$$

Hierin ist, wenn:

$\frac{\delta}{r} =$	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,5	2,0	3,0
$\varrho =$	0,385	0,438	0,468	0,528	0,600	0,724	0,800	0,882

Auch hat man noch aus (38):

$$\mathfrak{S}_1 = \frac{\psi E_1}{1 + \frac{E_1}{E_2} \frac{1}{\varrho}} \text{ und } \mathfrak{S}_2 = \frac{\psi E_2}{1 + \frac{E_2 \varrho}{E_1}} \dots \dots \dots (39)$$

Der Werth ψ fällt meistens so klein aus, dass die Herstellung des richtigen Verhältnisses zwischen r_1 und r_2 auf der Drehbank grosse Sorgfalt erheischt.

Beispiel. Schmiedeiserne Achse, gusseiserne Nabe, $E_1 = 20000$, $E_2 = 10000$; es sei $\delta = 2r$, also $\varrho = 0,8$, und werde gefordert, dass die durch die Zwängung entstehende Materialspannung \mathfrak{S}_2 in der inneren Nebenhöhlung nicht 5^k übersteige. Dann ist zu machen nach (38): $\psi = \frac{5}{10000} + \frac{5 \cdot 0,8}{20000} = \frac{7}{10000} = \frac{1}{1429} \sim \frac{1}{1400}$. Machte man $\psi = 1:600$, so würde gemäss (39) in der Nabe eine Spannung von der Grösse $\mathfrak{S}_2 = \frac{\frac{1}{600} \cdot 10000}{1 + \frac{10000 \cdot 0,8}{20000}} = \frac{100}{6 \cdot 1,4}$, d. i. nahe $11,5^k$ entstehen; die Nabe würde also zerspringen. Die Kleinheit von ψ lässt schon die Tiefe der Drehstriche als beachtenswerth erscheinen.

§. 20.

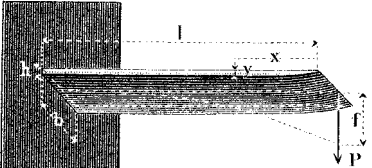
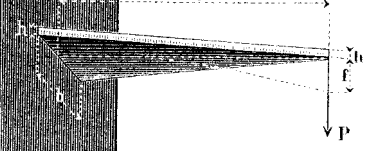
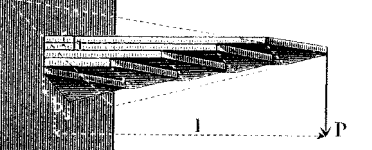
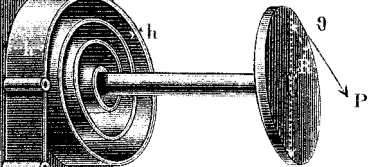
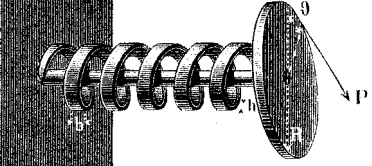
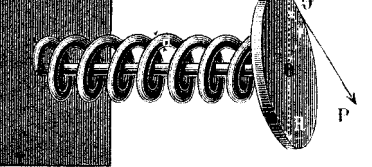
Berechnung der Federn*).

Die Konstruktionsmaterialien des Maschinenbauers sind alle mehr oder weniger elastisch nachgiebig, so dass sie äusseren Kräften nur unter Eingehung einer Formänderung zu widerstehen vermögen, welche bei richtig gewählten Abmessungen nach Aufhören der äusseren Kraftwirkung wieder verschwindet. Diese Formänderung — Ausdehnung, Kürzung, Biegung, Verdrehung — sucht man gewöhnlich behufs möglicher Annäherung an die Starrheit der konstruktiven Systeme so viel als thunlich einzuschränken. Bei den Federn jedoch zieht man Vortheil aus derselben, indem man die elastische Nachgiebigkeit von übrigens widerstandsfähigen Systemen zur Aufnahme von Stosswirkungen (Buffer, Wagenfedern), zum Hervorbringen von Bewegungen (Uhren), zum Bilden weicher und doch haltbarer Unterlagen (Polster) verwerthet. Zu Federn eignen sich deshalb vor allem solche körperliche Systeme, welche innerhalb der Elastizitätsgrenzen verhältnissmässig grosse Formänderungen erleiden können, was sich nach deren Festigkeitseigenschaften beurtheilen lässt.

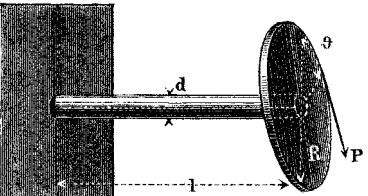
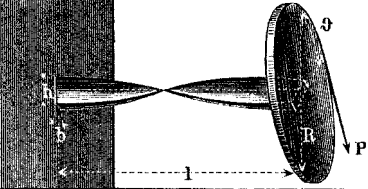
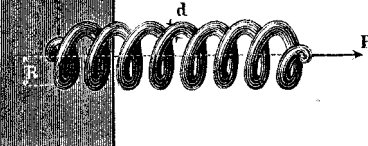
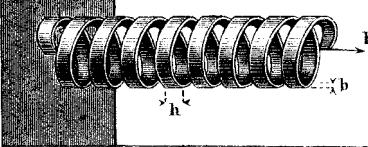
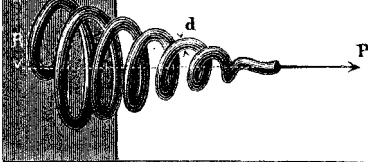
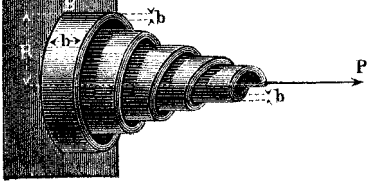
Beanspruchungen auf Zug- und Druckfestigkeit sind nur bei ganz besonders dehn- und pressbaren Stoffen, wie z. B. beim Kautschuck, zur Federbildung dienlich; bei den steiferen Materialien, den Hölzern und namentlich den Metallen, eignen sich vorwiegend nur die Biegungs- und die Drehungsfestigkeit. In der folgenden Tabelle sind die wichtigsten Biegungs- und Torsionsfedern unter kurzer Angabe ihrer Haupteigenschaften zusammengestellt.

Neben grosser Aenderbarkeit der Form tritt als zweite wesentliche Eigenschaft der Federn der geringe Materialverbrauch, mit welchem ihre Raumbeanspruchung zusammenhängt, in den Vordergrund. Der Materialverbrauch wurde deshalb in der Zusammenstellung berücksichtigt, indem derselbe, gleiche Belastung und Verschiebung des Kraftangriffpunktes bei sämtlichen Federn vorausgesetzt, in der vorletzten Spalte angegeben ist. Das Volumen der Dreieckfeder ist dabei als Einheit angenommen.

*) Siehe Ausführliches in des Verfassers „Konstruktion und Berechnung der wichtigsten Federarten“. Winterthur, Wurster et Comp., 1857.

Nro.	Form.	Benennung.	Tragkraft.
I.		Rechteckfeder. Cubisch parabolisch zugschärf.	$P = \frac{\sigma}{6} \frac{bh^2}{l}$
II.		Einfache Dreieckfeder.	$P = \frac{\sigma}{6} \frac{bh^2}{l}$
III.		Zusammengesetzte oder geschichtete Dreieckfeder.	$P = \frac{\sigma}{6} \frac{ibh^2}{l}$ <i>i die Blätterzahl.</i>
IV.		Spiralfeder, flachdrähtig.	$P = \frac{\sigma}{6} \frac{bh^2}{R}$
V.		Drehschraubenfeder, flachdrähtig.	$P = \frac{\sigma}{6} \frac{bh^2}{R}$
VI.		Drehschraubenfeder, runddrähtig.	$P = \frac{\sigma \pi}{32} \frac{d^3}{R}$

Federung.	Biegsamkeit.	Körperinhalt.	Bemerkungen.
$f = 6 \frac{Pl^3}{Eb h^3}$	$\frac{f}{l} = \frac{\mathcal{E}}{E} \frac{l}{h}$	$\frac{1}{2}$	In der Ausführung statt $\frac{y}{h} = \sqrt{\frac{x}{l}}$ anzunähern durch ein Trapezprofil mit der Endhöhe $\frac{2}{3} h$.
$f = 6 \frac{Pl^3}{Eb h^3}$	$\frac{f}{l} = \frac{\mathcal{E}}{E} \frac{l}{h}$	1	Körper von gleicher Biegefestigkeit; in der Ausführung ist das freie Ende mit einer Verstärkung zu versehen.
$f = 6 \frac{Pl^3}{Eib h^3}$	$\frac{f}{l} = \frac{\mathcal{E}}{E} \frac{l}{h}$	1	Verhält sich so, wie eine einfache Dreieckfeder von der Basisbreite ib (s. die Punktirung), und kann durch Zerschneidung und Schichtung einer solchen entstanden gedacht werden.
$f = R\vartheta = 12 \frac{PlR^2}{Eb h^3}$	$\frac{f}{R} = 2 \frac{\mathcal{E}}{E} \frac{l}{h}$	1	l die Länge des gestreckt gedachten Federblattes.
$f = R\vartheta = 12 \frac{PlR^2}{Eb h^3}$	$\frac{f}{R} = 2 \frac{\mathcal{E}}{E} \frac{l}{h}$	1	Alle drei Formen sind Körperformen von gleicher Biegefestigkeit. Der Werth $\frac{f}{R}$ ist der Winkel ϑ der Verdrehung, welche die Belastung P hervorbringt.
$f = R\vartheta = \frac{64}{\pi} \frac{PlR^2}{E d^4}$	$\frac{f}{R} = 2 \frac{\mathcal{E}}{E} \frac{l}{d}$	$\frac{1}{3}$	

Nro.	Form.	Benennung.	Tragkraft.
VII.		Einfache Torsionsfeder, runddrätig.	$P = \varepsilon \frac{\pi d^3}{16 R}$
VIII.		Einfache Torsionsfeder, flachdrätig.	$P = \frac{\varepsilon}{3 R} \frac{b^2 h^2}{\sqrt{b^2 + h^2}}$ <p>Annähernd ($h > b$)</p> $P = \frac{\varepsilon}{R} \frac{b^2 h^2}{3(0,4b + 0,96h)}$
IX.		(Zylindrische) Schraubenfeder, runddrätig.	$P = \varepsilon \frac{\pi d^3}{16 R}$
X.		(Zylindrische) Schraubenfeder, flachdrätig.	$P = \frac{\varepsilon}{3 R} \frac{b^2 h^2}{\sqrt{b^2 + h^2}}$ <p>Annähernd ($h > b$)</p> $P = \frac{\varepsilon}{R} \frac{b^2 h^2}{3(0,4b + 0,96h)}$
XI.		Kegelschraubenfeder oder Kegelfeder, runddrätig.	$P = \varepsilon \frac{\pi d^3}{16 R}$
XII.		Kegelfeder, flachdrätig.	$P = \frac{\varepsilon}{3 R} \frac{b^2 h^2}{\sqrt{b^2 + h^2}}$ <p>Annähernd ($h > b$)</p> $P = \frac{\varepsilon}{R} \frac{b^2 h^2}{3(0,4b + 0,96h)}$

Federung.	Biegsamkeit.	Körperinhalt.	Bemerkungen.
$f = R^3 = \frac{32}{\pi} \frac{P}{G} \frac{R^2 l}{d^4}$	$\frac{f}{R} = 2 \frac{\xi}{G} \frac{l}{d}$	$\frac{5}{12}$	In den Fällen VII. bis X. ist die Feder ein Körper von gleicher Torsionsfestigkeit.
$f = R^3 = 3 \frac{PR^2 l}{G} \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3}$	$\frac{f}{R} = \frac{\xi}{G} \frac{l \sqrt{b^2 + h^2}}{bh}$	$\frac{5}{8}$	Federn nach VII. und VIII. eignen sich auch zur Bildung von zusammengesetzten oder Bündelfedern.
$f = \frac{32}{\pi} \frac{PR^2 l}{G d^4}$	$\frac{f}{R} = 2 \frac{\xi}{G} \frac{l}{d}$	$\frac{5}{12}$	In den Fällen IX. bis XII. ist l immer die Länge des gestreckt gedachten Drahtes.
$f = 3 \frac{PR^2 l}{G} \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3}$	$\frac{f}{R} = \frac{\xi}{G} \frac{l \sqrt{b^2 + h^2}}{bh}$	$\frac{5}{8}$	Es ist gleichgültig, ob die grössere Querschnittseite parallel, normal, oder schief zur Achse steht.
Annähernd: $= \frac{16}{\pi} \frac{PR^2 l}{G d^4}$	$\frac{f}{R} = \frac{\xi}{G} \frac{l}{d}$	$\frac{5}{6}$	Hier wie in XII. ist die Feder bis zur Kegelspitze ausgeführt angenommen; in beiden Fällen gefährlicher Querschnitt bei B .
Annähernd: $f = \frac{3}{2} \frac{PR^2 l}{G} \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3}$	$\frac{f}{R} = \frac{1}{2} \frac{\xi}{G} \frac{l \sqrt{b^2 + h^2}}{bh}$	$\frac{5}{4}$	Lässt sich durch allmähliche Verkleinerung der Querschnittshöhe h von B aus nach oben zu einem Körper von gleicher Festigkeit machen.

In den Formeln der vorstehenden Tabelle bezeichnet immer:

E den Elastizitätsmodul,

G den Drehungsmodul des Materials der Feder, welcher
(s. §. 13) = $\frac{2}{5} E$ ist.

Die Festigkeitskoeffizienten für die Materialien der Federn sind in §. 2 angegeben. Zu bemerken ist aber, dass bei allen Torsionsfedern für gleiche Sicherheit mit den Biegungsfedern das $\frac{4}{5}$ fache der dort angewandten Materialspannung \mathfrak{E} einzusetzen ist (vergl. §. 5). Die Formeln behalten ihre Geltung, wenn die Richtung der Kraft P der in den Figuren angedeuteten entgegengesetzt wird. In allen angeführten Fällen ist das Volumen V der Feder zu erhalten aus dem Ausdrucke:

$$V = C.(P.f) \frac{E}{\mathfrak{E}^2} \dots \dots \dots (26)$$

wobei C eine von der Federform abhängige Konstante bezeichnet, und (Pf) das Produkt aus Belastung und Federung oder die sogenannte Federungsarbeit ist. Dies hat die interessante Bedeutung, dass Federn von gleicher Grundform und gleichem Material bei gleicher Sicherheit für dieselbe Federungsarbeit Pf immer gleich schwer ausfallen, wie man auch die Länge l oder überhaupt die frei zu wählenden Abmessungen macht. Der Quotient $\frac{E}{\mathfrak{E}^2}$ zeigt, dass ein kleiner Elastizitätsmodul, namentlich aber ein hoher Tragmodul günstig für das Material der Federn ist. Man erhält nach Tabelle §. 2 für:

Gussstahl, gehärtet und angelassen	$\frac{E}{T^2} = \frac{30000}{65^2} =$	7,10
Gewöhnlichen Stahl (ungehärtet)	$= \frac{20000}{25^2} =$	32,00
Messing	$= \frac{6500}{4,8^2} =$	28,21
Holz	$= \frac{1100}{2^2} =$	275,00

Der gehärtete und angelassene Gussstahl ist hiernach auch theoretisch weitaus das beste Federmaterial.

Bemerkenswerth ist noch für die sämtlichen aufgeführten Federn, dass bei ihnen die Federung oder Verschiebung des Kraftangriffpunktes proportional der Belastung ist.

Dieser Umstand hat zur Folge, dass die Schwingungen, welche die belastete Feder macht, in die Klasse der „einfachen“

oder „pendelartigen“ Schwingungen fallen, und eine leicht zu berechnende Dauer haben. Bei Vernachlässigung des Federgewichtes schwingt nämlich jede der obigen Federn bei der Belastung P wie ein einfaches (mathematisches) Pendel von der Länge f^* , so dass die Zeit t einer einfachen Schwingung (eines Hinganges oder eines Herganges) ist:

$$t = \pi \sqrt{\frac{f}{g}} \dots \dots \dots (27)$$

wobei g die Beschleunigung der Schwere = $9,81^m = 31,25$ preuss. Fuss, für unsere gewöhnliche Rechnung in Millimetern 9810^{mm} ist.

Beispiele zur Theorie der Federn. 1. Zu berechnen eine einfache Dreieckfeder nach Nro. II. für eine Last $P = 50^k$ und eine Federung $f = 20^{mm}$. Wir wählen als Material Gussstahl mit $E = 30000$ und setzen $\mathcal{C} = 40^{\circ}$; nehmen hierauf die Länge l der Feder zu 400^{mm} an, und haben nun nach Spalte 6: $\frac{20}{400} = \frac{40}{30000} \cdot \frac{400}{h}$, woraus $h = \frac{40 \cdot 400 \cdot 400}{20 \cdot 30000} = 10\frac{2}{3}^{mm}$. Nun wird nach Spalte 4: $50 = \frac{40}{6} \frac{b \cdot 32^2}{400 \cdot 32^2}$, oder $b = 26,36^{mm} \sim 26,5^{mm}$. Das Volumen V wird $= \frac{bhl}{2} = \frac{26,5 \cdot 32 \cdot 400}{3 \cdot 2} = 56533$ Kbcm.

2. Beispiel. Machen wir unter Beibehaltung des Materials $l = 300$, so wird $h = \frac{40 \cdot 300 \cdot 300}{20 \cdot 30000} = 6^{mm}$, $b = \frac{6 \cdot 300 \cdot 50}{40 \cdot 36} = 62,5^{mm}$; das Volumen also: $V = \frac{bhl}{2} = \frac{62,5 \cdot 6 \cdot 300}{2} = 56250$ Kbcm, d. i. abgesehen von dem durch die Abrundungen entstandenen Unterschiede, soviel wie vorher, wie es der Bemerkung zu Formel (26) entspricht.

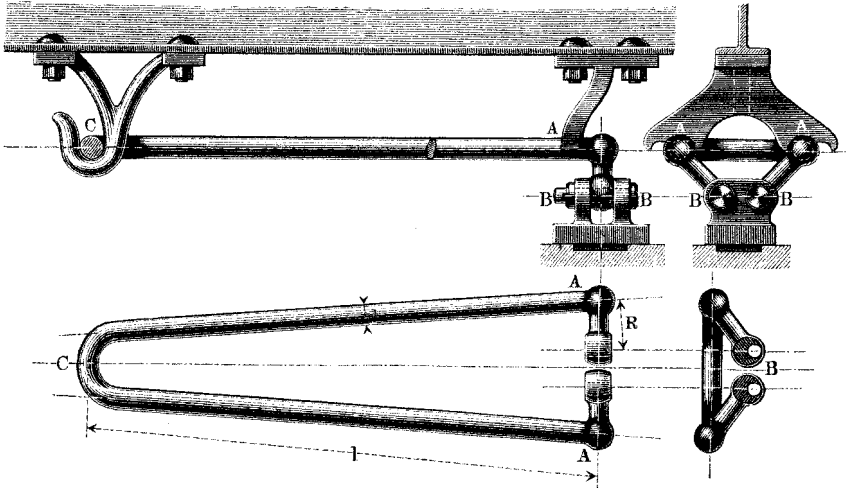
3. Beispiel. Die vorige Feder sei durch eine cylindrische Schraubenfeder nach Nro. IX., die aus demselben Gussstahl gemacht werden soll, zu ersetzen. Da dieselbe eine Torsionsfeder ist, so haben wir für gleiche Sicherheit statt $\mathcal{C} = 40$ dessen $\frac{4}{3}$ fachen Werth 32 einzusetzen; wählen wir nun die Drahtdicke $d = 6^{mm}$, so kommt nach Spalte 4, Nro. IX.: $50 = \frac{32}{16} \pi \frac{6^3}{R}$, woraus $R = \frac{\pi \cdot 216}{25} = 27,14 \sim 27^{mm}$ folgt. Nach Spalte 6 ist nun zu nehmen die Drahtlänge $l = \frac{6 \cdot 20 \cdot 0,4 \cdot 30000}{32 \cdot 2 \cdot 27} = \frac{10000}{12} = 833,3$. Dies liefert eine Gewindefzahl $i = \frac{l}{2 \pi R} = \frac{833,3}{2 \cdot \pi \cdot 27} = 4,91 \sim 5$. Wollte man mehr Windungen erhalten, so müsste man d kleiner angenommen haben. Das Volumen V_1 der Feder wird: $V_1 = l \cdot \frac{\pi}{4}$

*) Siehe u. a. Eisenlohr's Physik, 6. Aufl. Stuttgart 1857, S. 57.

$d^2 = 833,3 \frac{\pi}{4} 36 = 23562 \text{ Kmm.}$ Dieses Volumen mit dem oben gefundenen verglichen, liefert $\frac{V_1}{V} = \frac{23562}{56250} = \frac{5}{11,99}$, also sehr nahe $\frac{5}{12}$, wie nach Spalte 7, Nro. IX. kommen musste.

4. Beispiel. In der neuesten Zeit hat man bei uns angefangen, die Torsionsfeder in der in Fig. 9 dargestellten Form als Eisenbahnwagen-

Fig. 9.



feder einzuführen. Die Konstruktion rührt von dem Amerikaner Dudley her*). Die haarnadelförmig gebogene Feder hat zwei zylindrische Schenkel AB , welche mittelst Bolzen in ein, die Achsbüchse belastendes Stück eingehängt sind; bei A werden die Rundstäbe durch einen am Längsträger des Wagens befestigten Sattel, welcher ihnen in der Querrichtung das erforderliche Spiel gestattet, niedergedrückt; der Haken bei C dient zum Tragen der Feder. Berechnen wir die Materialspannung \mathfrak{E} , welche unter folgenden Voraussetzungen in den Federschenkeln AC entsteht. Dicke $d = 29\text{mm}$; der Hebelarm R , der gleich der Horizontalprojektion des Hebelarmes AB ist, betrage 100mm ; mittlere Belastung der ganzen Feder = ein Viertel von der Wagen-Tragkraft $200 \text{ Ztr.} +$ ein Viertel des Wagenkastengewichtes $\sim 160 \text{ Ztr.}$, zusammen 90 Ztr. ; demnach Belastung P des einzelnen Armes $AB = 0,5 \cdot 90 \cdot 50^k = 2250^k$.

Hiernach berechnet sich gemäss der obigen Tabelle, VII., Sp. 4: $\mathfrak{E} =$

*) Die Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1875, S. 155 nennt als Erfinder wohl irthümlich den Ober-Lokomotivführer Wendt.

$\frac{16}{\pi} \frac{P R}{d^3} = \frac{16}{\pi} \frac{2250 \cdot 100}{29^3} = 46,9 \sim 47^k$. Die angeführte Quelle gibt an, dass nur Sheffield-Stahl sich für Federn der vorliegenden Art bewährt habe. Der Elastizitätsmodul für dieses Material wird ungemein klein (also für die Verwendung zu Federn günstig) angegeben; er soll nur 17000^k betragen, wonach der Drehungsmodul $G = 6800^k$ zu setzen wäre*). Wir können hiernach die Einsenkung f aus Nr. VII., Spalte 6, annähernd ermitteln. Dieselbe würde betragen, da die Länge l mit 850^{mm} eingeführt werden kann: $f = \frac{100 \cdot 2 \cdot 47 \cdot 850}{6800 \cdot 29} \sim 40,5^{\text{mm}}$. Die oben im Maassstab von $\frac{1}{12}$ dargestellte Feder wiegt nur 11^k, d. i. $11 : 2 \cdot 2250 \sim \frac{1}{410}$ ihrer Bruttotragkraft oder $11 : 50 \cdot 50 \sim \frac{1}{227}$ ihrer Taratragkraft. Eine ihr gleichwerthige zweiarmige Blattfeder nach III., Spalte 2, unserer Tabelle soll etwa 45^k wiegen, wobei, wie vorhin, keiner der Beschlagtheile mitgerechnet ist. Diese Blattfeder wiegt demnach über 4 mal soviel als die Torsionsfeder, nämlich $45 : 2 \cdot 2250 \sim \frac{1}{100}$ ihrer Brutto-, oder $45 : 50 \cdot 50 \sim \frac{1}{56}$ ihrer Taratragkraft.

Schon im Jahre 1857 machte ich**) dringend auf die Materialersparniss aufmerksam, welche die Anwendung der Torsionsfedern statt der Blattfedern für den Eisenbahnwagenbau mit sich bringen würde. Die Langsamkeit, mit der sich diese Einsicht in der Praxis Bahn bricht, ist wohl einestheils in der überraschenden Grösse des Unterschiedes, andererseits in der Schwierigkeit, Rundstahlfedern gut zu härten, begründet. Das letztere Hinderniss scheint bei der Dudley-Feder völlig überwunden zu sein. Dies vorausgesetzt, würde sich nach wie vor die ganz schlichte Schraubfeder nach Nro. IX. (auf Verkürzung, statt auf Verlängerung beansprucht) wohl noch besser empfehlen, als die Haarnadelfeder, da sie sehr bequem in die Achslagergabel eingesetzt werden könnte und keinerlei besondere Formgebung ähnlich derjenigen der Knöpfchen bei A und der Gelenke bei B Fig. 9 erfordern würde.

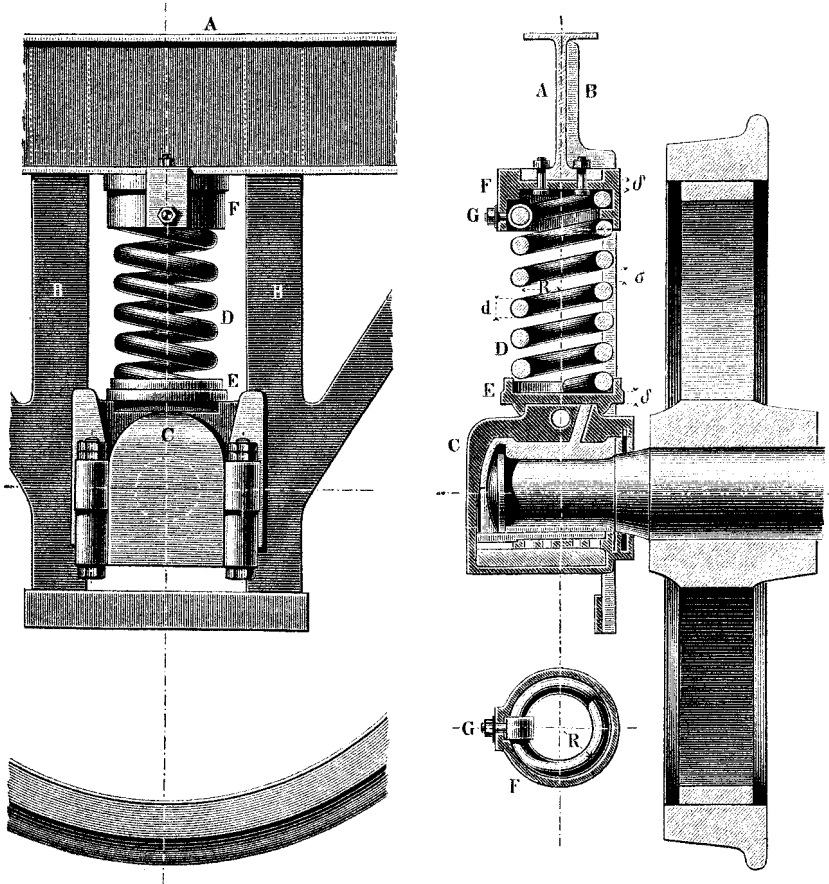
Fig. 10 (a. f. S.) zeigt, in welcher Weise die Feder z. B. bei dem Achslager eines Güterwagens an Stelle einer Blattfeder angebracht werden kann. An der Langwiede A ist die Achslagergabel B befestigt, welche dem Lager C zur Führung dient. Die Feder D vermittelt die Uebertragung der Belastung zwischen A und C. Sie ist einfach in Schrauben-

*) Eine 15^{mm} dicke Dudley-Feder amerikanischen Ursprungs, welche der Modellsammlung der Königl. Gewerbe-Akademie angehört, zeigt einen Elastizitätsmodul von fast genau 20000^k.

**) Konstr. u. Ber. d. Federarten, S. 72. Es sei hier hervorgehoben, dass ich in dieser kleinen Schrift das theoretische Verhältniss zwischen dem Gewichte der Torsionsfedern VII. und IX. und dem der gleichschweren Dreieckfeder Nr. II. und III. zu $\frac{1}{15}$ statt zu $\frac{5}{12}$ wie hier angegeben habe. Die neuere Zahl ist die bessere, indem sie den Unterschied zwischen Schub- und Zugfestigkeit festhält, wonach erstere nur 0,8 mal so grosse Spannungen gestattet, als letztere. Das Gewichtsverhältniss wird deshalb $(\frac{5}{4})^2 \times \frac{4}{15} = \frac{5}{12}$. Die Praxis zeigt immer noch weit günstigere Verhältnisse, da bei den Biegungsfedern die Nebentheile (Federkapsel etc.) noch so bedeutend ins Gewicht fallen.

form gewunden; doch ist ihr unteres Ende auf etwa $\frac{3}{4}$ Windungen drehrund abgebogen, um mit dem so erhaltenen ebenen Abschluss in das Unterlags-

Fig. 10.



stück *E* eingesetzt werden zu können. Oben geht die Feder um $1\frac{1}{2}$ Windungen in die mit eingegossenem Muttergewinde versehene Kappe *F* hinein, welche an die Langwiede angeschraubt ist. Beim Einsetzen der Feder wird diese so weit in die Kappe hineingedreht, als es sich wegen des Justirens erforderlich zeigt; darauf klemmt man sie mittel der Schraube *G* fest. Verliert die Feder nach längerem Gebrauch an Elastizität, so wird sie gelöst und durch Herausschrauben neu justirt.

Da die Berechnung einer solchen Schraubenfeder nicht ganz einfach ist, sei hier ein Zahlenbeispiel eingefügt. Vierrädriger Güterwagen von 100 Ztr. Eigengewicht, 200 Ztr. Belastung. Auf die einzelne Feder kommt die Last $P=75$ Ztr. oder 3750t ; gefordert werde, dass bei dieser

Belastung die Einsenkung $f = 45\text{mm}$ werde. Dabei soll die Materialspannung \mathfrak{E} wie oben $= 47^k$ werden, auch wieder $G = 6800$ vorausgesetzt sein. Da es erwünscht ist, eine runde Zahl für die Drahtdicke d zu erhalten, auch bei verschiedenen Drahtdicken die Gesamtabmessungen verschieden ausfallen, nehmen wir vor der Hand die Drahtdicke a und berechnen für mehrere Werthe derselben den Windungshalbmesser R aus der Formel zu Fall IX., vierte Spalte, S. 64, wonach $R = \mathfrak{E} \frac{\pi d^3}{16 P}$. Wir wählen nacheinander:

$$d = 26, 27, 28, 29\text{mm.}$$

Für dieselben Werthe ermitteln wir sodann die Anzahl n der Windungen, welche die Feder erhalten muss, damit bei $P = 3750^k$ der Werth $f = 45\text{mm}$ ausfalle. Für n aber haben wir annähernd: $2\pi Rn =$ der Drahtlänge l , oder, gemäss der Formel bei IX., S. 65, zweite Spalte: $f = 2 \frac{\mathfrak{E} 2\pi R^2 n}{G d}$, woraus $n = \frac{f G}{4\pi \mathfrak{E}} \cdot \frac{d}{R^2}$. Der Abstand der Kappe F von der Sohlplatte E müsste nun mindestens $= nd + f$ sein; indessen müssen wir bei zusammengepresster Feder noch zwischen den Gängen einen gewissen Spielraum σ bestehen lassen, damit die Feder noch frei schwingen kann. Es sei $\sigma = 8\text{mm}$. Darauf können wir die Steigung s der Schraubengänge der unbelasteten Feder ermitteln. Dieselbe beträgt:

$$s = \frac{nd + f + n\sigma}{n}$$

Die Gesamthöhe der unbelasteten Feder, wie sie aus der Werkstätte kommt, ist nun aber noch um $1,5 s + d$ grösser als ns , weil oben die Feder um $1/2$ Windungen in die Kappe F hineinreichen soll, und weil unten und oben je $1/2$ Drahtdicke hinzukommt. Zählen wir hierzu endlich noch die Bodenstärke δ der Kappe F und die der Sohlplatte E , die wir jede mit 13mm ($1/2$ Zoll) einführen können, so erhalten wir die Höhe des ganzen Federwerkes. Dieselbe darf nicht grösser ausfallen, als der zwischen der Langwiede A und dem Lager C verfügbar bleibende grösste Abstand. Dieses Maass beträgt bei der, der obigen Figur zu Grunde gelegten Zeichnung 350mm . Man erhält nun aus den angedeuteten Rechnungen die folgenden Zahlenergebnisse.

$d =$	26	27	28	29
$R =$	43,30	48,40	54,10	60,03
\sim	43,00	48,00	54,00	60,00
$n =$	7,27	6,63	4,97	4,17
$nd =$	189,02	176,01	139,16	120,93
$n\sigma =$	58,16	53,04	39,76	33,36
$f =$	45,00	45,00	45,00	45,00
$n(d + \sigma) + f =$	292,38	277,05	223,92	199,29
$s =$	40,20	41,79	45,05	47,78
\sim	40,00	42,00	45,00	48,00
$1,5s =$	60,00	63,00	67,50	72,00
$2\delta =$	26,00	26,00	26,00	26,00
Gesamthöhe $=$	404,28	393,05	344,42	326,29
\sim	404,00	393,00	344,00	326,00

Die beiden ersten der Schlusswerthe sind zu gross, die beiden letzten dagegen brauchbar, da sie kleiner als der verfügbare Werth 350mm sind. Man kann daher nehmen:

$$d = 28\text{mm mit } s = 45\text{mm}$$

$$\text{oder } d = 29\text{mm mit } s = 48\text{mm.}$$

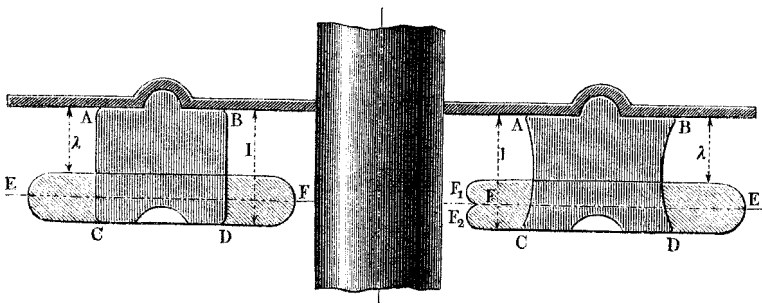
Die Einfachheit der Konstruktion ist augenfällig, die Kostenersparniss, welche sie erzielen würde, sehr bedeutend. Für Personenwagen, welche weit nachgiebigere Federn verlangen — man findet meistens jetzt f zwischen 150 und 170mm — wird man meist genöthigt sein, jedes Federwerk in drei Federn aufzulösen, womit indessen keine Schwierigkeiten verknüpft sein würden.

Der vulkanisirte oder geschwefelte Kautschuck, neuerdings auch Vulkanit genannt, wird als Federmaterial namentlich für die Buffer der Eisenbahnfahrzeuge, Prellklötze der Hämmer u. s. w. vielfach benutzt, und zwar meistens in der Form von übereinander geschichteten Ringen, die durch Eisenplatten getrennt sind. Das Verhalten des Federharzes bei Formänderungen ist experimentell noch nicht vollständig erforscht, indessen können für einen beschränkten Umfang, insbesondere für die genannten ringförmigen Bufferfedern nachstehende Angaben *) zum Anhalt dienen.

Als die gebräuchlichsten Querschnitte der Bufferringe können die in den Figuren 11 und 12 dargestellten betrachtet werden; sie haben an der einen Stirnfläche einen ringförmigen Wulst, an

Fig. 11.

Fig. 12.



der anderen eine entsprechende Kehle, in welche die Zwischenplatte eingreift, um Querverschiebungen in der Bufferbüchse zu verhindern. Ueber das Verhalten solcher und ähnlich geformter Ringe gegen Zusammendrückung in der Richtung der Achse haben Versuche Folgendes ergeben.

*) Für dieselben haben sehr schätzbare Versuche des Ober-Ingenieurs Werder der Fabrik von Klett u. Co. in Nürnberg die Zahlengrundlagen geliefert.

Beim Zusammenpressen bleibt das Volumen des Ringes un-
geändert; der Peripheriequerschnitt desselben wird zwar etwas
kleiner, dafür aber der Durchmesser entsprechend grösser; der
Umfang des Peripheriequerschnittes nimmt dabei zu. Die stärkst
gespannten Fasern liegen auf dem äusseren Rande des Wulstes
bei E , und sind auf Zugfestigkeit beansprucht, indem nämlich
dasselbst bei Ueberschreitung der Elastizitätsgrenze Risse entstehen.

Die Elastizitätsgrenze wird ungefähr erreicht bei einer Be-
lastung des ursprünglichen, normal zur Achse gemessenen
Querschnittes mit $\frac{1}{2}$ Kil. pro \square^{mm} , so dass also der Tragmodul
 T mit der Grösse $0,5^k$ einzuführen wäre, wenn man die Rechnung
so anstellt, als fände eine gewöhnliche Belastung auf Druckfestig-
keit statt. Dieser fingirte Tragmodul ist etwas wenigens höher
(bis zu $0,55^k$) bei den spezifisch leichtesten, etwas wenigens niedri-
ger (bis zu $0,45^k$) bei den spezifisch schwereren Kautschucksorten.
Das spezifische Gewicht γ des Stoffes, welches je nach der
Schwefelbeimengung sich ändert, ist bei den leichten Sorten $= 1$,
bei den schweren $1,15$ bis $1,32$.

Bei Erreichung der Elastizitätsgrenze hat der mittelste, nach
 EF geführte Ringquerschnitt ungefähr das Doppelte der ur-
sprünglichen Grösse angenommen; der Umfang des Peripherie-
querschnittes ist dabei ungefähr $\frac{4}{3}$ mal so gross geworden, als
der ursprüngliche Umfang $ABCD$.

Die Zusammenpressung findet innerhalb der Elastizitätsgrenze
nach einem von der Güte des Kautschucks abhängigen Gesetze
statt, welches sich für das metrische Maasssystem annähernd
durch die empirische Formel

$$\lambda = \frac{l}{\gamma} \sqrt{\frac{P}{q}} \dots \dots \dots (40)$$

ausdrücken lässt, in welcher bedeutet: λ die durch die zusammen-
pressende Kraft P entstehende Verkürzung der ursprünglichen
Ringdicke l , q den ursprünglichen Querschnitt des Ringes in einer
zur Achse normalen Ebene, γ das spezifische Gewicht des Materials.

Beispiel. Ein nach Fig. 11 gestalteter Bufferring habe $14,2^{\text{mm}}$ äusse-
ren, $7,4^{\text{mm}}$ inneren Durchmesser, was einer Grundfläche oder einem Quer-
schnitt $q = 11536 \square^{\text{mm}}$ entspricht, dabei die Ringdicke $l = 35^{\text{mm}}$, und
das spezifische Gewicht $\gamma = 1$. Er werde mit 2500^k zusammengepresst.
Dann ist seine Belastung pro Flächeneinheit des ursprünglichen Quer-
schnittes: $\frac{P}{q} = \frac{2500}{11536} = 0,217^k$, liegt also unterhalb der Elastizitäts-
grenze. Nach (40) würde nun die Zusammenpressung betragen $\lambda = 35 \sqrt{0,217}$
 $= 35 \cdot 0,466 = 16,31^{\text{mm}}$. Versuche ergaben für denselben Ring $\lambda = 16,75^{\text{mm}}$,

Mehrere grössere Versuchsreihen über die Widerstandsfähigkeit des Kautschucks hat der belgische Ingenieur Stévant ausgeführt*). Sowohl die Zug- als die Druckversuche bestätigen die oben angeführte Beobachtung, dass der Kautschuck bei den Beanspruchungen sein Volum kaum ändert, also nahezu unzusammendrückbar ist, ähnlich dem Wasser. Die Zugversuche ergaben einen Elastizitätsmodul von $0,084^k$. Aus den Druckversuchen, welche ebenfalls an Bufferringen angestellt wurden, leitet Stévant eine von der obigen abweichende Formel ab. Dieselbe lautet:

$$\frac{l}{l - \lambda} = \sqrt{aP + 1}$$
 a bezeichnet wieder einen Koeffizienten, der nach Stévant für jeden einzelnen Ring einen andern Werth haben kann (Beispiele: $a = 0,96, 1,15, 1,50$). Die Formel gibt die von Stévant vorgelegten Versuchsergebnisse sehr genau wieder.

Bei den Eisenbahnbuffern wendet man 4 bis 7 Ringe von ungefähr solchen Dimensionen, wie sie in dem obigen Beispiel benutzt wurden, an. Die Gesamteinpressung ist dabei, wie leicht einzusehen, gleich derjenigen des einzelnen Ringes multipliziert mit der Ringzahl.

Beim praktischen Gebrauch der Kautschuckbuffer findet man häufig, dass der Stoff sehr rasch an Federkraft verliert, und endlich in eine brüchige harte Masse übergeht. Aus dem Erfolg neuerer sorgfältiger Konstruktionen ist aber zu schliessen, dass dieser Uebelstand vorzugsweise nur dann eintritt, wenn die Ringe beim Spiel gleitender Reibung ausgesetzt sind. Um solche zu verhüten, müssen die Zwischenscheiben nach innen und aussen so weit über den Federring vorgebaut werden, dass derselbe bei seiner Breitquetschung nie weder die Mittelstange, noch auch die äussere Büchse berühren kann. Buffer, welche mit Beobachtung dieser Vorsicht gebaut sind, sollen eine vollkommen befriedigende Dauerhaftigkeit zeigen.

Es empfiehlt sich, die Form der Ringe so zu wählen, dass die Bildung von Falten in der Ringoberfläche verhütet wird, indem die derselben ausgesetzte Ringstelle sich rasch abnutzt. Die Faltenbildung entsteht aber leicht bei Ringen von der Querschnittform Fig. 12, wie auch in dieser Figur bei $F_1 F_2$ angedeutet ist. Die Ringe von rechteckigem Querschnitte, wie Fig. 11, zeigen den Uebelstand nicht, und sind deshalb den ausgekehrten vorzuziehen.

*) Siehe De Cuyper, Revue universelle Bd. XXX, S. 401. Bd. XXVIII, S. 424.

ZWEITER ABSCHNITT.

HILFSLEHREN AUS DER GRAPHOSTATIK.

§. 21.

Vorbemerkungen.

Das Gleichgewicht von Kräften an Punktsystemen lässt sich zeichnerisch dadurch darstellen, dass man die einander das Gleichgewicht haltenden oder gleichwiegenden Kräfte nach ihrer Richtung, Grösse und der Lage ihrer Richtungslinien als gerade Strecken aufträgt. Die Richtung einer Kraft wird durch die Winkel angegeben, welche ihre Richtungslinie mit den zu Grunde gelegten Koordinatenachsen einschliesst; die Länge der darstellenden Strecke gibt die absolute Grösse der Kraft, angebrachte Pfeile deren Bewegungssinn oder Vorzeichen an, womit die algebraische Grösse vollständig wird; die Lage der Strecke im Koordinatensystem gibt endlich die noch erforderlichen Konstanten für die Gleichung der Richtungslinie an. Vermöge dieser Darstellbarkeit von Kräften durch geometrische Grössen lassen sich die Aufgaben der Statik in solche der angewandten Geometrie verwandeln, und alsdann oft weit leichter lösen, als durch die Mittel der algebraischen Analysis, namentlich in solchen Fällen, wo ohnedies die zu ermittelnden Grössen geometrische sind, und verzeichnet werden müssen. Man hat deshalb die allmählich sehr zahlreich gewordenen einschlagenden Verfahrungsweisen methodisch ge-

ordnet, und unter dem Namen graphische Statik, oder wie hier gesagt werden soll, Graphostatik zusammengefasst*). Diese Lehre ist für das Maschinen-Entwerfen sehr nützlich, und ist in der unten folgenden Behandlung der Maschinen-Elemente vielfach angewandt. Zur Sicherung des Verständnisses sollen hier einige Hauptsätze der graphostatischen Methode in kurzer Fassung vorgeführt werden.

Von der Graphostatik lassen sich ohne Zwang diejenigen Methoden abtrennen, welche für das graphisch auszuführende Rechnen an sich gelten, wobei nämlich die in Rechnung kommenden Werthe nur in Bezug auf ihr Maass, z. B. Kräfte nur in Bezug auf ihre Grösse betrachtet werden, demnach auch anderes als Kräfte, überhaupt also Grössen darstellen. Es ist deshalb die Unterabtheilung des graphischen Rechnens, Reissrechnens, oder der graphischen Arithmetik, Arithmographie, gemacht worden**). In dem, was folgt, ist diese Abtrennung zwar nicht scharf hervorgehoben, aber immerhin eingehalten, indem namentlich die zuerst mitgetheilten Sätze der reinen Arithmographie angehören. Dem Mechaniker ist ihr Studium und ihre Benutzung anzuempfehlen, wie denn auch im Verlaufe des Buches mehrfache Anwendungen davon vorkommen.

§. 22.

Multiplikation von Strecken.

Die beim graphischen Rechnen gebrauchten Strecken werden mit Zirkel und Maassstab gemessen, und sind alsdann in Bezug auf ihre Grösse je nach der zu Grunde gelegten Maasseinheit, Zoll, Millimeter, Dezimeter, Quadratfuss, Kubikfuss, Geschwindigkeitseinheit, Münzeinheit u. s. w. bequem ausdrückbar. Auch ist mit denselben Hilfsmitteln das Addiren und Subtrahiren durch An- oder Abtragen je nach dem Vorzeichen, leicht zu bewirken; es

*) Siehe Culmann, die graphische Statik, Zürich 1866, welches verdienstvolle Werk die Theorie der Graphostatik gibt und sehr reich an Aufgaben und Anwendungen derselben auf die Werke des Bau-Ingenieurs ist, überhaupt diesen Wissenszweig zuerst methodisch zusammengefasst und in die Praxis eingeführt hat.

**) Siehe Dr. H. Eggers, Grdz. einer graph. Arithmetik, Schaffhausen 1865; ferner Schlesinger, über Potenzkurven, Ztschr. des österr. Ing. u. Arch. Vereins 1866, S. 156; auch E. Stamm, sul calcolo grafico, Rendiconti del R. Istituto Lombardo, Fasc. VI.

können also auf diese dem gewöhnlichen Zifferrechnen entsprechende Weise Zahlen durch Strecken unschwer dargestellt werden. Nicht ganz so einfach zu übertragen ist das Multiplizieren mit den so erhaltenen Grössen; mindestens bedarf dasselbe einer Erklärung. Wie aber alles Messen auf das Angeben des Verhältnisses einer Grösse zu einer als Einheit gewählten Grösse hinausläuft, so wird beim graphischen Multiplizieren die Auffindung solcher Strecken bezweckt, die zu einer als Einheit gewählten Strecke Verhältnisse besitzen, welche durch andere, mit derselben Einheit gemessene Strecken angegeben werden. Demnach heisst zwei Strecken a und b mit einander multiplizieren, oder, genauer gesprochen, eine Strecke von der Länge a mit einer solchen von der Länge b multiplizieren: eine Strecke x angeben, welche $a \times b$ mal die Einheit enthält, mit welcher die beiden gegebenen Strecken (Faktoren) gemessen sind. Dies lässt sich einfach und auf mancherlei Weise durch Anwendung ähnlicher Dreiecke erzielen. Einige Arten der Multiplikation seien hier vorgeführt.

I. Man mache OE , Fig. 13, gleich der zu Grunde zu legenden Einheit, errichte in E ein Perpendikel, schneide in dieses aus O mit $OB = b$, und in die Linie $OE \dots$ mit $OA = a$ ein, und ziehe aus A eine Parallele zu EB , so schneidet diese die Linie $OB \dots$ in C , und es ist OC das gesuchte Produkt x . Denn es ist $\frac{OC}{OA} = \frac{OB}{OE}$, d. i. $x = \frac{ab}{1}$, da OE die Einheit ist. Dieses Verfahren setzt voraus, dass ein Faktor (b) grösser als die Einheit sei.

II. Fig. 14. Unter Beibehaltung des vorigen Verfahrens im übrigen kann EB auch schief statt senkrecht auf OE stossen. Alsdann können beide Faktoren kleiner als die Einheit sein.

Fig. 13.

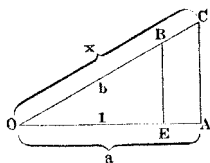


Fig. 14.

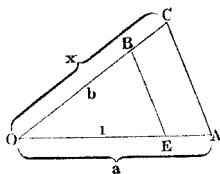
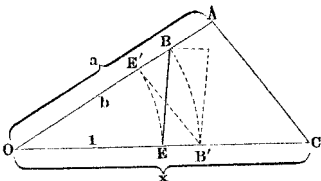


Fig. 15.



III. Man mache, Fig. 15, OE und OB wie vorhin, trage $OA = a$ auf die Linie $OB \dots$, und ziehe AC so, dass $\angle OAC = \angle OEB$, d. h. dass AC antiparallel EB , dann ist OC das gesuchte Produkt x , da die Dreiecke OEB und OAC ähnlich

sind. Die antiparallele Richtung findet man, indem man $OE' = OE$, $OB' = OB$ und $AC \parallel E'B'$ zieht. (Würde man das Dreieck $BE'B'$ um eine durch BB' gehende Achse nach rechts klappen, so würden die beiden Dreiecke $BB'E'$ und $BB'E$ ein Parallelogramm bilden, woher die Bezeichnung antiparallel.) Am bequemsten ist es, wenn EB senkrecht auf OE steht, was aber nur geht, wenn $b > 1$ ist.

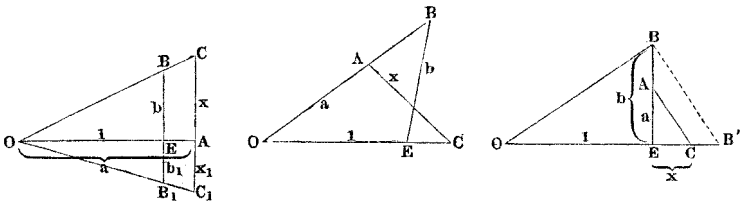
IV. Man mache, Fig. 16, $OE = 1$ der Einheit, trage auf $OE \dots$ den Faktor $OA = a$ auf, und errichte in E ein Perpendikel oder eine geneigte Linie, auf welcher man $EB = b$ auftrage; zieht man dann durch A eine Parallele zu EB , so schneidet die Verlängerte $OB \dots$ von dieser das Produkt $AC = x$ ab, indem $CA : OA = BE : OE$, oder $x : a = b : 1$. a und b können kleiner oder grösser als 1 sein. — Macht man noch $EB_1 = b_1$ und zieht die OB_1 bis zum Schnitte C_1 mit der Verlängerten CA , so ist $AC_1 = x_1$ das Produkt von a und b_1 , CC_1 also das Produkt von a mit BB_1 ; $x + x_1 = a(b + b_1)$. Es kann mithin der Faktor b , der mit a multipliziert werden soll, auch zu beiden Seiten der Einheitslinie OE auf die Normale (oder Geneigte) $BE \dots$ getragen werden; das gesuchte Produkt $ab = x$ wird dann auf der Parallelen zu b , die auf der Einheitslinie um a von O absteht, von den beiden aus O durch die Endpunkte von b gezogenen Strahlen abgeschnitten.

V. Man mache, Fig. 17, $OE = 1$ der Einheit, $EB = b$ dem Faktor b , OB beliebig, nur $< OE + EB$, ferner OA auf $OB \dots = a$ dem Faktor a , und lege durch A eine Antiparallele zu EB (siehe bei III.), so schneidet von dieser die $OE \dots$ das Produkt $AC = x$

Fig. 16.

Fig. 17.

Fig. 18.



ab. Denn es ist $CA : OA = BE : OE$, oder $x : a = b : 1$. a und b können kleiner oder grösser als 1 sein.

VI. Man mache wieder, Fig. 18, $OE = 1$, errichte in E ein

Perpendikel, mache $EA = a$, $EB = b$, verbinde O mit B , ziehe BB' normal zu OB , und lege durch A eine Parallele zu BB' , so schneidet diese von der Verlängerung der OE das Stück $EC =$ dem Produkt x ab. Denn es ist $EC : EA = BE : OE$, oder $x : a = b : 1$.

In Zeichnungen kommt es häufig vor, dass zu multiplizierende Strecken eine gegebene, zum graphischen Multiplizieren schon brauchbare Lage haben, wenn dieselben auch nicht so bequem wie die bisher benutzten sind. Alsdann kann von folgenden Multiplikationsweisen oft Gebrauch gemacht werden.

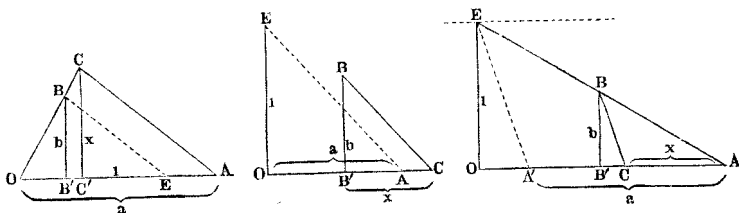
VII. Fig. 19. $OA = a$ und $B'B = b$ stehen senkrecht oder geneigt auf einander, so aber, dass B' zwischen O und A fällt. Dann trage auf $OA \dots$ die Einheit OE auf, verbinde B mit E , und lege durch A eine Parallele zu BE , und durch den Schnittpunkt C der Parallelen und der Linie $OC \dots$ die Parallele CC' zur Gegebenen BB' , so schneidet $OC \dots$ von der $CC' \dots$ das Produkt $CC' = x$ ab. Denn es ist $CC' : OA = BB' : OE$, oder $x : a = b : 1$.

VIII. Fig. 20. Gegeben wie vorhin, $OA = a$ und $BB' = b$, senkrecht oder geneigt zu OA . Dann trage $OE =$ der Einheit von O aus parallel zu BB' auf, verbinde E mit A , und ziehe durch B eine Parallele zu EA , so schneidet diese die $OA \dots$ in C ein und es ist $B'C$ das Produkt x . Denn man hat $B'C : B'B = OA : OE$, oder $x : b = a : 1$.

Fig. 19.

Fig. 20.

Fig. 21.



IX. Fig. 21. Gegeben wie vorhin $AA' = a$, und senkrecht dazu $B'B = b$, so ziehe $AB \dots$ bis zum Schnitt E mit einer von AA' um die Einheit OE abstehenden Parallelen zu AA' , falle das Loth EO , welches dann $=$ der Einheit ist, ziehe EA' und zu diesem parallel eine Gerade durch B , so schneidet diese von der AA' das Produkt $AC = x$ ab. Denn es ist $AC : CB$

$= AA' : A'E$, also auch $AC : B'B = AA' : EO$, oder $x : b = a : 1$.

X. Fig. 22. Gegeben $AA' = a$, und $BO = b$ senkrecht zu AA' . Dann schneide mit der Zirkelöffnung $OE =$ der Einheit aus O in AA' ein, ziehe durch A' eine Parallele zu OE , durch A eine Normale dazu, so schneiden diese einander in C , und es ist AC das Produkt x . Denn, da der Winkel $CAA' = BOE$, so ist $AC : AA' = OB : OE$, oder $x : a = b : 1$. Die Strecke AA' wurde hier auf eine zu OE senkrechte Linie projiziert. Eine solche Projektion bezeichnet man *) kurz als Antiprojektion von AA' auf OE .

XI. Fig. 23. Wenn die Gegebenen a und b einander rechtwinklig schneiden, wie $AA' = a$ und $BO = b$, so ziehe durch B

Fig. 22.

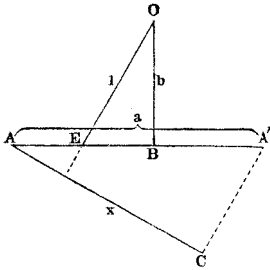
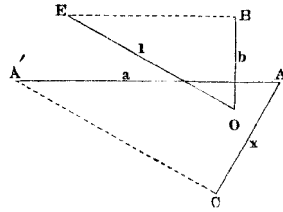


Fig. 23.



eine Parallele zu AA' , schneide aus O mit der Zirkelöffnung $OE =$ der Einheit in $BE \dots$ ein, mache $A'C$ parallel EO und AC normal $A'C$, so ist AC das Produkt x . Denn, da die Winkel bei E und A' gleich sind, hat man $AC : AA' = OB : OE$, oder $x : a = b : 1$.

Die auf die angeführten oder noch andere Arten ausgeführte Multiplikation lässt sich auch mehrfach anwenden, indem man das für zwei Faktoren benutzte Verfahren wiederholt oder auch danach eines der anderen anwendet.

Soll z. B. das Produkt $a \cdot b \cdot c$ dreier Strecken gefunden werden, so ermittelt man zuerst etwa nach (I.) das Produkt $x_1 = ab$, Fig. 24, klappt $OC = ab$ nach OC' auf $OA \dots$, trägt aus O die $OD = c$ auf, errichtet in C' ein Perpendikel und verlängert OD bis zum Schnitte F mit $C'F$, worauf OF das gesuchte

*) Siehe Culmann's graphische Statik.

III. Macht man, Fig. 28, $OB =$ dem Divisor b , auf $OB \dots$ die $OE = 1$, senkrecht auf OB die $AB =$ dem Dividenten a ,

Fig. 26.

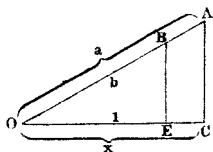


Fig. 27.

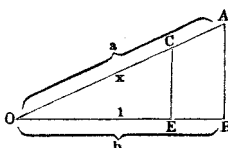
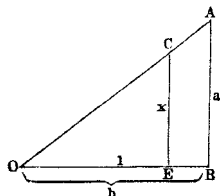


Fig. 28.



zieht OA , und errichtet in E ein Perpendikel auf OE , so wird von diesem durch die $OA \dots$ der Quotient $EC = x$ abgeschnitten. Denn es ist $EC : OE = AB : OB$, oder $x : 1 = a : b$ u. s. w. *).

§. 24.

Multiplikation verbunden mit Division.

Wenn man eine Zahl a mit einem Bruche $\frac{b}{c}$ zu multiplizieren hat, so ist eine Multiplikation von a mit b und eine Division von $a \cdot b$ durch c vorzunehmen, um das Resultat x zu finden. Bedenkt man aber, dass für $x = \frac{ab}{c}$ zu schreiben ist $x : a = b : c$, so sieht man ein, dass die Operationen dadurch vereinigt werden können, dass man bei einem Multiplikationsverfahren statt der Einheit OE den Nenner c aufträgt. Es wird dann die Strecke a statt mit dem Verhältniss $\frac{b}{1}$ mit demjenigen $\frac{b}{c}$ multipliziert. Das Folgende wird zur völligen Erläuterung genügen.

1. Um eine Strecke a mit dem Bruche $\frac{b}{c}$ zu multiplizieren, mache man, Fig. 29, $OA = a$, OE auf $OA \dots$ gleich dem

*) Wegen anderer Regeldetri-Verfahren, z. B. Aufsuchung des gemeinschaftlichen Nenners, Zählers u. s. f. ist das obenangemerkte empfehlenswerthe Schriftchen von Eggers nachzusehen.

Nenner c , errichte in E ein Perpendikel auf OE , in welches man mit $OB = b$ aus O einschneide, ziehe die $OB \dots$, und lege durch A eine Parallele zu EB , so schneidet dieselbe von der $OB \dots$ den Quotienten $OC = x$ ab. Denn es ist $OC : OB = OA : OE$, oder $x : b = a : c$, d. i. $x = \frac{ab}{c}$.

II. Soll das Produkt $\frac{ab}{2}$ erhalten werden, so mache man, Fig. 30, $OA = a$, auf $OA \dots$ die $OE = 2$ mal der Einheit oder

Fig. 29.

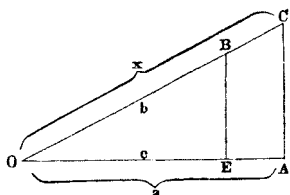
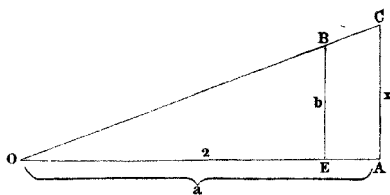


Fig. 30.



$= 2$, $EB = b$ senkrecht zu OE , lege durch A eine Parallele zu EB , und ziehe die $OB \dots$, so schneidet diese von der $AC \dots$ das gesuchte Produkt $AC = x$ ab. Denn es ist $AC : OA = BE : OE$, oder $x : a = b : 2$, d. h. $x = \frac{ab}{2}$.

Das hier angegebene Verfahren, welches auf sämtliche Multiplikationsarten in §. 22 sofort angewandt werden kann, bietet beim Berechnen von Flächeninhalten sehr gute Dienste, wie sofort gezeigt werden soll.

§. 25.

Flächeninhalt des Dreiecks.

Der Inhalt eines Dreieckes als halbes Produkt aus Grundlinie und Höhe ist nach dem vorigen Paragraphen sehr leicht graphisch zu berechnen.

I. Fig. 31 (a. f. S.). Nachdem man eine Seite $OB = b$ des auszumessenden Dreieckes OAB als Grundlinie gewählt hat, wobei das Loth $AA' =$ der Höhe h nicht gezogen zu werden braucht, trägt man auf OB die Strecke $OE = 2$ Einheiten (Zoll, Dezimeter etc.) ab, verbindet, oder denkt verbunden, A mit E , und zieht

durch B eine Parallele zu EA bis zum Schnitte C mit der verlängerten $OA \dots$, so ist das aus C gefällte Loth CC' (nach VII., §. 22, und II., §. 24) das Produkt $\frac{hb}{2}$, also der Inhalt f des Dreieckes.

II. Fig. 32. Trage an das Ende der Grundlinie $OB = b$

Fig. 31.

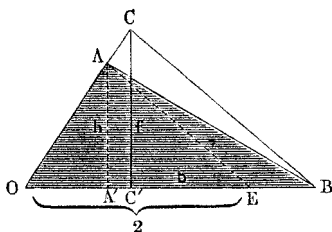
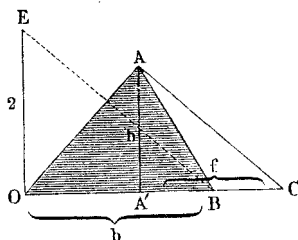


Fig. 32.



senkrecht zu ihr die $OE = 2$ Einheiten auf, falle das Höhenloth $AA' = h$, und ziehe durch A eine Parallele zu EB , so schneidet diese von der Grundlinie $OB \dots$ das Stück $A'C$ ab, welches das Produkt $f = \frac{hb}{2}$ ist (Bew. §. 22, VIII., und §. 24, II.).

III. Verlängere die Grundlinie BC und die Seite BA des Dreieckes ABC , Fig. 33, bis diese Linien die dem Höhenloth $h = AA'$ parallele $OE = 2$ Einheiten zwischen sich fassen, verbinde E mit C und ziehe durch A eine Parallele zu EC , so schneidet diese von der Grundlinie das Stück BD ab, welches das Produkt $f = \frac{hb}{2}$ ist (Bew. §. 22, IX., und §. 24, II.).

IV. Schneide aus dem Scheitel O des Dreieckes AOB ,

Fig. 33.

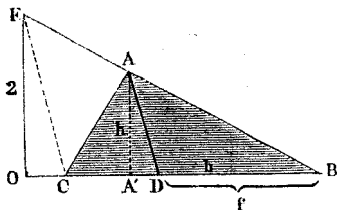


Fig. 34.

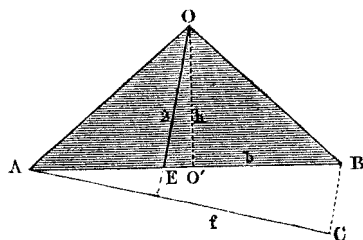


Fig. 34, mit der Zirkelöffnung $OE = 2$ Einheiten in die gegenüberliegende Seite $AB = b$ ein und antiprojizire die Grundlinie

AB auf die OE durch Ziehung der zu OE parallelen $BC \dots$ und der zu ihr normalen AC , so ist letztere das Produkt f aus der Grundlinie b und der Hälfte der Höhe $h = OO'$, also der Flächeninhalt des Dreieckes (Bew. §. 22, X., und §. 24, II.).

War die Einheit 1 Zoll, so gibt das Maass von f , in Zollen ermittelt, die Zahl der Quadratzolle an, welche die Dreiecksfläche enthält, bei Dezimeter gibt es Quadratdezimeter u. s. f. Wäre $f = \frac{7}{8}$ Zoll, so hätte das Dreieck $\frac{7}{8} \square$ Zoll Inhalt; wäre f bei der Einheit Dezimeter 72 Millimeter gross ausgefallen, so wäre der Dreieckinhalt 0,72 Quadratdezimeter, oder $0,72 \cdot 10000 = 7200 \square^{\text{mm}}$.

§. 26.

Flächeninhalt des Vierecks.

Beim Viereck ist der Flächeninhalt entweder direkt bestimmbar, wie beim Parallelogramm, oder man kann es in Dreiecke zerlegen, die man einzeln oder zusammen misst, oder aber man verwandelt das Viereck in ein gleichgrosses Dreieck.

I. Ausmessung des Parallelogramms $ABCO$, Fig. 35. Die Seite OA als Grundlinie betrachtend, macht man $OE =$ der Einheit, errichtet das Perpendikel $EE' = h$ und multipliziert (wie in IV. §. 22) durch Ziehung der $OE' \dots$ und des Perpendikels in A , dessen Abschnitt AD dann der Inhalt $f = bh$ ist.

Fig. 35.

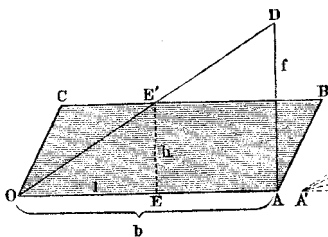
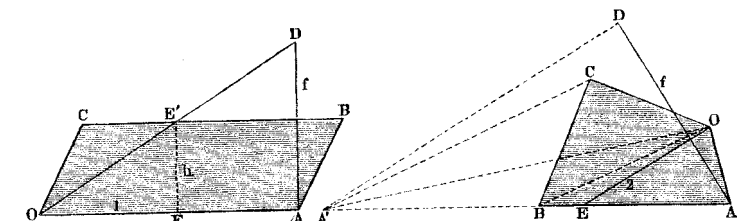


Fig. 36.



II. Das Viereck $ABCO$, Fig. 36, ist durch Ziehung der zur Diagonale OB parallelen $CA' \dots$ bis zum Schnitte mit der verlängerten Grundlinie $AB \dots$ leicht in ein Dreieck verwandelt, da $\triangle OBC = \triangle OBA'$. Es kann nunmehr nach IV. §. 25 ver-

fahren, nämlich $OE = 2$ und $AD =$ der Antiprojektion der AA' auf OE gemacht werden, worauf $AD = f$.

III. Fig. 37. Die Diagonale $AC = b$ theilt das Viereck $ABCO$ in zwei Dreiecke, deren Höhen die Summe $OO' =$ der Antiprojektion der OB auf AC haben. Die Multiplikation von OO' mit $\frac{b}{2}$ kann nun sofort nach XI. §. 22 und II. §. 24 vorgenommen werden, indem man $O'EB \dots$ parallel AC zieht, $OE = 2$ macht, $AD \parallel EO$ und CD normal AD zieht, worauf CD das gesuchte Produkt $f =$ dem Inhalte des Viereckes ist.

Fig. 37.

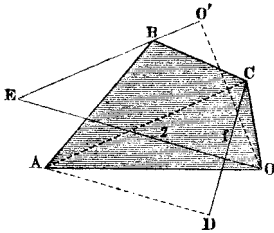
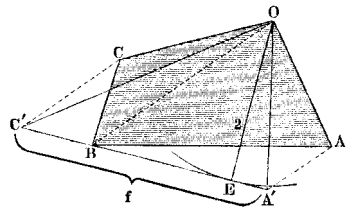


Fig. 38.



IV. Fig. 38. Das Viereck $ABCO$ kann auch auf ein Dreieck von der Höhe 2 gebracht werden, worauf dann die Grundlinie das Produkt $\frac{hb}{2}$ ist. Beschreibe um O einen Kreis mit dem Halbmesser $OE = 2$, und lege an denselben eine Tangente, welche durch die O gegenüberliegende Ecke geht. Ziehe darauf durch die beiden anderen Ecken A und C Parallelen zur Diagonalen OB , so schneiden diese von der genannten Tangente das Stück $A'C'$ ab. Dieses ist die Basis des dem Viereck $ABCO$ inhaltgleichen Dreiecks $A'OC'$ und hat die Grösse $f =$ dem Inhalt dieses Dreieckes.

Mit der einen oder anderen der hier gegebenen Methoden kann man die vorkommenden praktischen Aufgaben jederzeit lösen.

§. 27.

Flächeninhalt von Polygonen.

Zur Ausmessung von Polygonen bedient man sich der Verwandlung derselben in Dreiecke. Diese geschieht auf folgende Weise.

Aus einer Ecke O des Polygons $OABCDE$, Fig. 39, ziehe die Diagonale OB , welche O mit dem nächsten Eckpunkte verbindet, lege parallel dazu eine Gerade durch den zwischen O und B befindlichen Eckpunkt und verlängere die dritte Seite CB bis zum Schnitte B' mit der genannten Parallelen; verbindet man dann O mit B' , so ist, da $\triangle OBB' = \triangle OBA$, das Vieleck $OB'CDE$ inhaltgleich mit dem ursprünglichen, hat aber eine Ecke weniger. Man ziehe nun OC und durch B' die $B'C' \parallel OC$ u. s. f., auch an der anderen Seite von O kann so verfahren werden, worauf schliesslich ein Dreieck $OC'D'$ erhalten wird, welches dem Polygon inhaltgleich ist, und leicht nach dem Früheren auszumessen ist. Die unbenutzten Verbindungslinien OB' u. s. w. brauchen nicht gezogen zu werden. Das Verfahren eignet sich, wie Culmann hervorhebt und allgemeiner ausführt, trefflich für die Ausmessung von Bahn- und Strassenprofilen.

Fig. 39.

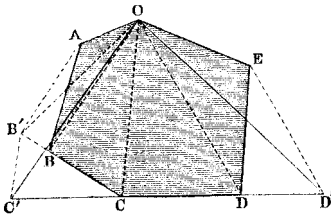
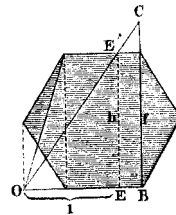


Fig. 40.



Regelmässige Polygone, wie das Sechseck in Fig. 40, brauchen nur zur Hälfte verwandelt zu werden, worauf sie wie Parallelogramme ausgemessen werden können.

§. 28.

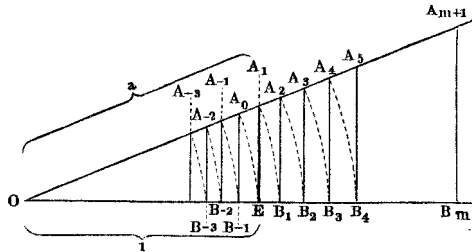
Potenziren von Strecken.

Eine Strecke a in die n te Potenz erheben heisst eine Strecke x angeben, welche die Einheit von a so oft enthält, als die n te Potenz von a angibt, oder welche a^n Einheiten der a lang ist. Das einzuschlagende Verfahren lässt sich, wenn n eine ganze, übrigens positive oder negative Zahl ist, sofort aus der graphischen Multiplikation und Division ableiten, indem es als eine wiederholte Multiplikation oder Division von a mit a aufzufassen ist.

Auch dieses Verfahren ist, entsprechend den früher aufgezeigten Mannigfaltigkeiten, auf mancherlei verschiedene Weisen ausführbar.

I. (Siehe §. 22, I.) Man mache OE , Fig. 41, = der Einheit, errichte in E ein Perpendikel und schneide in dasselbe aus

Fig. 41.



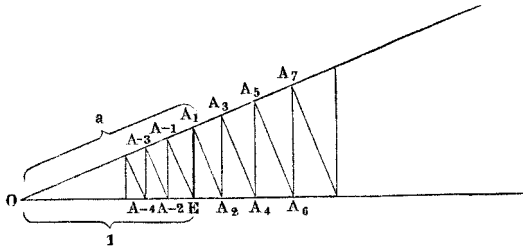
O mit $OA_1 = a$ ein, mache OB_1 auf der $OE \dots$ ebenfalls $= a$, und errichte in B_1 ein Perpendikel, so schneidet dieses die verlängerte OA_1 in A_2 , und es ist (nach I. §. 22) $OA_2 = a^2$. Dieses nach OB_2 niederklappend, und das Perpendikel B_2A_3 ziehend, erhält man in OA_3 den Werth a^3 , und so fortfahrend in OB_4 den Werth a^4 , in OB_5 den a^5 u. s. f. Ueberhaupt wird, wenn OB_m auf $OE \dots$ eine beliebige, z. B. die m te Potenz von a ist, durch das Perpendikel in B_m von der $OA_1 \dots$ die $m+1$ te Potenz von a in dem Stücke OA_{m+1} abgeschnitten. Umgekehrt wird durch ein Loth aus dem Endpunkte A_{m+1} einer Potenz von a auf die Achse $OE \dots$ von dieser ein Stück OB_m abgeschnitten, welches die um 1 verminderte Potenz von a ist (vergl. die Divisionsregel in I. §. 23).

Hieraus folgt ferner, dass das Loth A_1E aus A_1 auf $OE \dots$ die Potenz a^1 auf a^0 , d. i. 1 bringt, wie auch durch die Voraussetzung klar. Trägt man nun wieder OE nach OA_0 und fällt ein Loth A_0B_{-1} , so ist $OB_{-1} = a^{-1}$ oder $\frac{1}{a}$, d. i. der reziproke Werth von OA_1 ; so fortfahrend erhält man in OB_{-2} den Werth $\frac{1}{a^2}$, in OB_{-3} den Werth $\frac{1}{a^3}$ u. s. f.

II. Durch Verbindung der Multiplikationsregeln I. und III. §. 22 erhält man folgendes Potenzirverfahren. Man mache wieder, Fig. 42 $OE = 1$, $OA_1 = a$, EA_1 senkrecht zu OE , und ziehe durch A_1 eine Senkrechte auf OA_1 , so schneidet

diese die $OE \dots$ in A_2 , und es ist $OA_2 = a^2$; in A_2 ein Perpendikel bis zum Schnitte A_3 mit $OA_1 \dots$ errichtend, erhält man

Fig. 42.



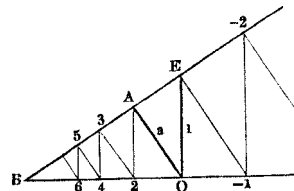
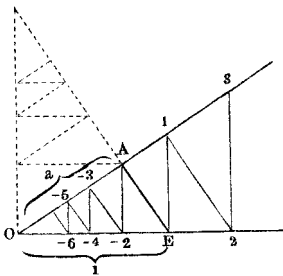
$OA_3 = a^3$, darauf durch ein weiteres Perpendikel auf OA_1 in OA_4 den Werth a^4 , und so fortfahrend auf der Achse $OE \dots$ die geraden, auf $OA_1 \dots$ die ungeraden, und zwar beidemale positiven Potenzen von a . Von E aus rückwärts schreitend erhält man in OA_{-1} die Reziproke von a , in OA_{-2} den Werth $\frac{1}{a^2}$, und so fortfahrend auf $OA_1 \dots$ die ungeraden negativen, auf $OE \dots$ die geraden negativen Potenzen von a .

Die beiden vorstehenden Verfahren setzen voraus, dass $a > 1$ sei; bei den beiden folgenden ist dagegen $a < 1$ vorausgesetzt.

III. Nachdem OE , Fig. 43, gleich der Einheit gemacht, trage man $OA = a$ so auf, dass AE senkrecht zu OA steht. Zieht man dann das Loth $E1$, das Gegenloth 12 , dann Loth 23 , Gegenloth 34 u. s. w., so ist: $O1 = \frac{1}{a}$, $O2 = \frac{1}{a^2}$, $O3 = \frac{1}{a^3}$ u. s. f.

Fig. 43.

Fig. 44.



Von E aus nach links schreitend und abwechselnd Perpendikel und Gegenperpendikel ziehend, erhält man die Werthe: $O - 2$

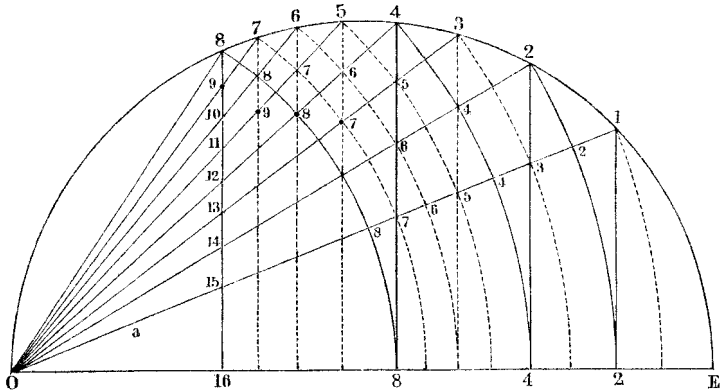
$= a^2$, $O - 3 = a^3$, $O - 4 = a^4$ u. s. w., hier also links die positiven, rechts die negativen Potenzen von a (Bew. s. III. §. 22, auch aus dem obigen Verfahren II. zu entnehmen).

Die Konstruktionslinien, welche im Zickzack zwischen den Achsen hin- und hergehen, haben auch ein nach Potenzen fortschreitendes Wachstum, welches man auf folgende Weise benutzen kann.

IV. Man mache OE , Fig. 44 (a. v. S.), $= 1$, $OA = a$ und Winkel $OA E = 90^\circ$, ferner OB senkrecht zu OE und verlängere EA sowohl bis zum Schnitte B , als rückwärts (vergl. die Punktirung in Fig. 43). Zieht man nun wieder nach rück- und vorwärts die Lothe und Gegenlothe wie vorhin, so erhält man folgende Werthe: $OA = a$, $A 2 = a^2$, $2 3 = a^3$ u. s. f., ferner $OE = a^0$, $E - 1 = a^{-1} = \frac{1}{a}$, $- 1 - 2 = \frac{1}{a^2}$, $- 2 - 3 = \frac{1}{a^3}$ u. s. w.

V. Man schlage über OE als Einheit einen Halbkreis, Fig. 45, mache $O 1 = a$, und fälle aus 1 auf OE das Loth 1 2, so ist

Fig. 45.

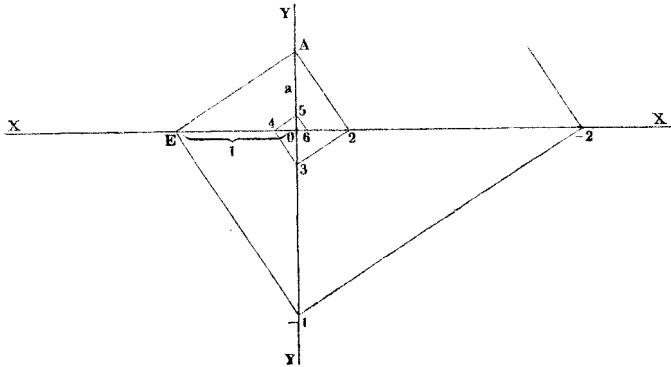


$O 2 = a^2$ (siehe Problem III. dieses §.). Mit $O 2$ als Halbmesser aus O einen Kreis beschreibend und aus dem Schnittpunkt mit dem Umfang das Loth 2 4 auf OE fallend, erhält man in $O 4$ den Werth a^4 , und, in derselben Weise fortfahrend, die Werthe $O 8 = a^8$, a^{16} u. s. w. Der Schnittpunkt 3 des Lothes 2 4 mit dem Strahl $O 1$ steht aber von O um a^3 ab. Denn es ist $O 3 : O 1 = O 4 : O 2$, oder: $O 3 : a = a^4 : a^2$, d. i. $O 3 = a^3$. Jedes der aus einem Potenzpunkt des Umfangs auf die OE gefällten Lothe

schneidet den nächstvorigen Strahl in einem Punkte, welcher um die um 1 verminderte Potenz von O absteht. So erhält man die zwischen der 1sten, 2ten, 4ten und 8ten Potenz liegenden arithmetisch aufsteigenden Potenzen von a durch Lothefällen und Streckenabtragen. Die eben erwähnten Schnittpunkte selbst liegen in einem neuen durch O gehenden Kreise, der den Durchmesser a^2 hat, u. s. w. u. s. w. Das Problem führt also die Potenzenfolge in mehreren Formen vor.

VI. Das folgende Verfahren ist für beliebige Werthe von a , seien sie $>$ oder $<$ 1, anwendbar. Man mache OE , Fig. 46, auf der Achse XOX gleich der Einheit, errichte in O ein Perpendikel YOY , schneide auf demselben $OA = a$ ab, und ziehe (oder denke gezogen) die EA . Zieht man alsdann die $A2$ normal zu EA , so ist der erhaltene Abschnitt $O2$ auf der X -Achse

Fig. 46.



der Werth a^2 ; wird dann 23 senkrecht zu $A2$ gezogen, so ergibt sich in dem Abschnitt $O3$ auf der Y -Achse der Werth a^3 , und so fortfahrend erhält man auf der X -Achse a^4 , überhaupt auf dieser die geraden, auf der Y -Achse die ungeraden positiven Potenzen von a . Beim Rückwärtsverfolgen des spiraligen Streckenzuges vermindert sich der Exponent je um 1 beim Uebergang von einer auf die andere Achse. Von A nach E fahrend, erhält man in EO den Werth $a^0 = 1$, darauf in $O - 1$ den Werth $\frac{1}{a}$, darauf die Werthe $\frac{1}{a^2}, \frac{1}{a^3}$ u. s. w. (Bew.: Mult. VI. §. 22). Dieses Verfahren ist sehr geeignet für einzelne Potenzirungen von dargestellten, in einer Zeichnung vorkommenden Grössen.

§. 29.

Potenziren der trigonometrischen Funktionen.

Die soeben besprochenen Potenzirungsmethoden lassen sich bequem zur Bildung der Potenzen der trigonometrischen Funktionen benutzen, worauf wegen der Anschaulichkeit der sich darstellenden Fortschreitungen aufmerksam gemacht zu werden verdient.

I. Potenzen des Cosinus und Sinus. Mache OE , Fig. 47,

Fig. 47.

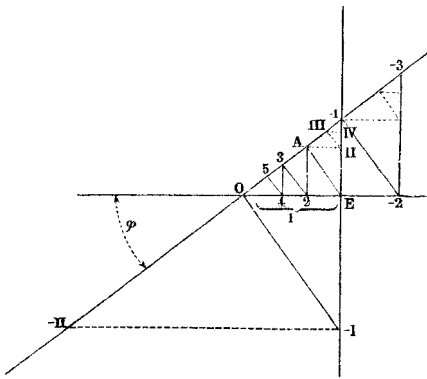
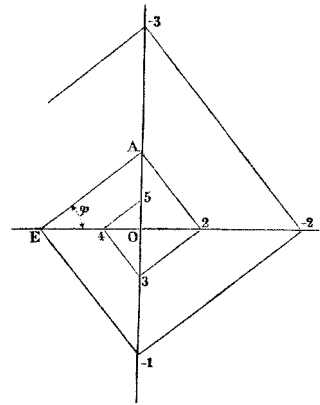


Fig. 48.



$= 1$, Winkel $EOA =$ dem Winkel φ , dessen trigonometrische Funktionen potenzirt werden sollen, EA senkrecht zu $OA \dots$ Zieht man dann die Lothe und Gegenlothe $A2, 23, 34$ u. s. w., ferner $E - 1, -1 - 2$ u. s. f., so hat man: $OA = \cos \varphi, O2 = \cos^2 \varphi, O3 = \cos^3 \varphi, O4 = \cos^4 \varphi; O - 1 = \frac{1}{\cos \varphi}, O - 2 = \frac{1}{\cos^2 \varphi}$ u. s. w. Zieht man die Lothe und Gegenlothe $AII, II. III., III. IV. \dots, O - I, - I. - II.$ u. s. w., so hat man: $AE = \sin \varphi, AII. = \sin^2 \varphi, II. III. = \sin^3 \varphi, III. IV. = \sin^4 \varphi \dots, O - I. = \frac{1}{\sin \varphi}, - I. - II. = \frac{1}{\sin^2 \varphi}$ u. s. f.

II. Potenzen der Tangenten und Cotangenten. Mache, Fig. 48, $EO =$ der Einheit und Winkel $OEA = \varphi$. Zieht man

darauf von A vorwärts und rückwärts die Wechsellöthe wie bei V. §. 28, so erhält man die folgenden Werthe: $OA = \tan \varphi$, $O2 = \tan^2 \varphi$, $O3 = \tan^3 \varphi$ u. s. f., $OE = 1 = \tan^0 \varphi$, $O - 1 = \cotang \varphi$, $O - 2 = \cotang^2 \varphi$ u. s. w.

Die Convergenz und Divergenz der hier so einfach darstellbaren Potenzenfolgen wird durch die Zeichnung, wie man sieht, sehr übersichtlich gemacht.

§. 30.

Wurzelausziehen.

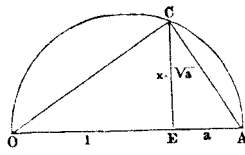
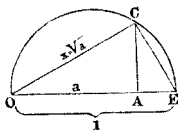
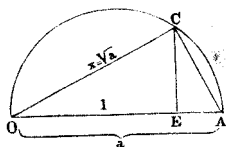
Das Ausziehen der Quadratwurzel ist graphisch leicht zu bewirken, indem \sqrt{a} als mittlere Proportionale zwischen a und 1 auf mancherlei Art bequem zu verzeichnen ist. Auch lassen sich aus den oben angegebenen Potenzirungsmethoden die des Quadratwurzelziehens, deren hier drei stehen mögen, unschwer ableiten.

I. Man mache, Fig. 49, $OE =$ der Einheit, $OA = a$,

Fig. 49.

Fig. 50.

Fig. 51.



schlage einen Halbkreis über OA , errichte in E ein Loth, welches in C von dem Halbkreise geschnitten wird, und ziehe OC , so ist OC die gesuchte Grösse $x = \sqrt{a}$ (siehe §. 28). Hierbei ist $a > 1$, im folgenden Verfahren dagegen $a < 1$ vorausgesetzt.

II. Mache, Fig. 50, $OE = 1$, $OA = a$, schlage einen Halbkreis über OE , errichte in A ein Loth, und ziehe nach dem Schnitte C des Halbkreises mit dem Lothe die OC , so ist diese die gesuchte Grösse $x = \sqrt{a}$.

III. Mache, Fig. 51, $OE = 1$, und auf der verlängerten $OE \dots$ die Strecke $EA = a$, schlage über OA einen Halbkreis, und errichte in E ein Loth, so schneidet dieses den Halbkreis in C , und es ist EC der gesuchte Werth $x = \sqrt{a}$.

Das Ausziehen der vierten Wurzel kann durch zweimalige Ausziehung der Quadratwurzel geschehen, überhaupt dieses Ver-

fahren auf Halbiring des Exponenten eines Radikanden angewandt werden. Schwieriger dagegen ist die Ausziehung der dritten, fünften u. s. w. Wurzel, überhaupt der auf dem soeben erläuterten Wege nicht erhaltbaren Wurzeln aus Strecken. Culmann in seinem angeführten Werke nimmt dabei die logarithmische Spirale zu Hilfe, Schlesinger (siehe oben) benutzt eine nach dem Verfahren in §. 28 verzeichnenbare Schaar von Kurven („Potenzkurven“); andere immerhin nicht ganz einfache Verfahrensweisen sind in den angeführten Quellen angegeben, worauf deshalb verwiesen wird. Hier soll nicht weiter auf dieselben eingegangen werden, da in den später zu behandelnden Aufgaben davon keine Anwendung gemacht wird.

§. 31.

Das Addiren und Subtrahiren von Kräften.

Bei den bisher vorgenommenen rechnerischen Operationen an Strecken wurde nur deren absolute Grösse oder Maass ins Auge gefasst, aber nicht berücksichtigt, welche Richtung die Strecken in der Ebene oder im Raum etwa hatten, noch auch welche bestimmten Punkte der Ebene oder des Raumes den Strecken angehörten, d. h. welche Lage sie einzunehmen bestimmt sein möchten. Diese weiteren Eigenschaften sind aber bei Betrachtung des Gleichgewichtes von Kräften in Betracht zu ziehen, wozu die folgenden Untersuchungen und Aufgaben Anleitung geben. Wir gehen demnach jetzt von den bloss arithmographischen zu den graphostatischen Methoden über.

Wenn mehrere Kräfte auf einen Punkt wirken oder ein Kraftbüschel bilden, so lässt sich deren Gesamtwirkung auf den Punkt durch Addition der Projektionen der die Kräfte darstellenden Strecken auf die Koordinatenachsen erhalten. Diese Addition der Projektionen der Kräfte auf zeichnerischem Wege nennt man das graphische Addiren der Kräfte. Die Summe wird erhalten, wenn man die Kräfte, gleichviel ob sie in der Ebene wirken oder nicht, ihrer Richtung und Grösse nach Ende an Ende so aufträgt, dass in dem entstehenden Polygon ein den Pfeilrichtungen folgender Punkt alle Seiten durchläuft, ohne eine Seite zweimal zu befahren. Sind die Kräfte, z. B. 1, 2, 3 bis 6, Fig. 52, an O im Gleichgewicht, so ist die Summe ihrer Projektionen = Null, das aus den Strecken 1 bis 6 gebildete Polygon, Fig. 53,

geschlossen. Der beim Addiren von Kräften zu bildende Linienzug heisst Kräftepolygon. Die Ordnung, in welcher man im

Fig. 52.

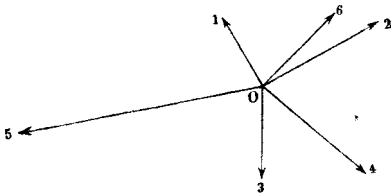
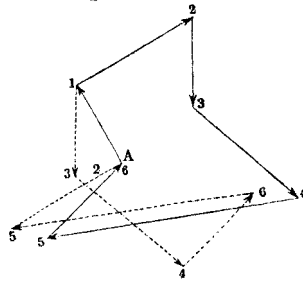


Fig. 53.



Kräftepolygon die Kräfte aufeinander folgen lässt, ist gleichgültig; so kann in Fig. 53 der Zug 1, 2, 3, 4, 5, 6 oder der Zug 1, 3, 4, 6, 5, 2 u. s. w. gewählt werden, ohne dass dadurch das Ergebniss geändert wird.

Das Subtrahiren von Kräften ist wie arithmetisch, so auch graphisch eine Umkehrung des Addirens, und wird durch Umkehren der Pfeilrichtungen der abzuziehenden Kräfte, die alsdann wie oben addirt werden, bewirkt. Für die Graphostatik eignen sich recht eigentlich nur ebene Kräftepolygone, weshalb man unebene auf ebene zurückzuführen hat, was durch passende Kräftezerlegung geschieht. Die vorstehend erklärte Addition und Subtraktion von Strecken, welche Kräfte darstellen, aber auch andere Dinge darstellen könnten, heisst die geometrische Addition und Subtraktion. Ihr schliesst sich die geometrische Multiplikation und Division ebenso an, wie oben die arithmographischen Verfahrensweisen sich aneinander reihen. Doch wird auf diese, hier später nicht benutzten Methoden, welche übrigens das grösste Interesse des Geometers verdienen, nicht eingegangen.

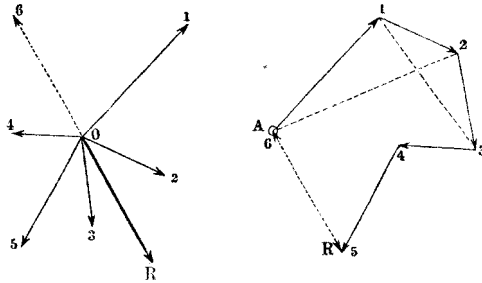
§. 32.

Resultirende oder Mittelkraft eines Kraftbüschels.

Wir nahmen in den vorigen Aufgaben an, dass die betrachteten Kräfte einander das Gleichgewicht hielten, was zur Folge hat, dass der Zug der die Kräfte darstellenden Strecken

in den Ausgangspunkt zurückläuft. Wenn dagegen ein Kräftepolygon für ein gegebenes Kraftbüschel, z. B. das der Kräfte 1 bis 5, Fig. 54, nicht geschlossen ist, so herrscht im Angriffspunkt O kein Gleichgewicht. Um dasselbe herbeizuführen, ist im Angriffspunkt noch eine Kraft 6 zuzufügen, welche nach

Fig. 54.



Richtung und Grösse durch die Schlusslinie 5 6 des Polygons angegeben wird. Mit dieser Kraft sind die übrigen alsdann im Gleichgewicht; sie haben daher eine Mittelkraft R , welche der durch die Schlusslinie angegebenen an Richtung und absoluter Grösse gleich, an algebraischer Grösse oder Vorzeichen aber entgegengesetzt, also mit entgegengesetztem Pfeil zu bezeichnen ist. Hiernach ist im geschlossenen Kräftepolygon jede einzelne Kraft die Resultirende oder Mittelkraft aller übrigen nach Richtung und absoluter Grösse, derselben aber im Bewegungsinne entgegengerichtet. Im nicht geschlossenen Polygon ist die noch zuzufügende Schlusslinie, versehen mit einem dem Pfeilzuge entgegengerichteten Pfeile, die Mittelkraft. So ist in Fig. 54 $A 2$ die Mittelkraft von 1 und 2, wie auch von 3, 4, 5 und 6, ferner 1 3 die Resultirende von 2 und 3, wie auch von 4, 5, 6 und 1 u. s. w. *).

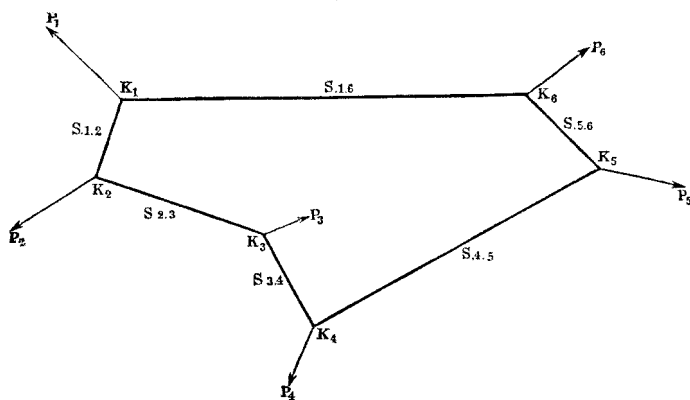
*) Die hier nur von dargestellten Kräften ausgesagten Eigenschaften gelten auch von anderen Grössen, welche die Merkmale Richtung und Grösse besitzen, so von Geschwindigkeiten, die virtuellen eingeschlossen, ferner von Wegen nach bestimmten Punkten, von den Linien, welche die Mittelpunkte der Steine eines Gewölbes verbinden u. s. w. Sie lassen sich auch figürlich verwenden; wissenschaftliche Erörterungen sind oft gleichsam Polygone von Schlüssen, gemacht, um die Schliessungslinie, das Neue, das Resultat zu erhalten.

§. 33.

Zerstreut wirkende Kräfte in der Ebene. Seilpolygon.

Wenn die Richtungslinien von Kräften, welche an einem Körper sich das Gleichgewicht halten, einander nicht in einem Punkte schneiden, was sehr leicht eintreten kann, da sie bei der Anzahl n bis zu $\frac{n}{2} (n-1)$ Schnittpunkte haben können, so kann die obige Darstellung nicht ohne weiteres angewandt werden, doch lässt sich dieser mehr verwickelte Fall auf den einfachen zurückführen. Zu dem Ende denken wir uns, indem wir vorläufig wieder alle Kräfte in einer Ebene wirkend voraussetzen wollen, den Körper durch ein System von geradlinigen festen Gebilden ersetzt, welche, von einer Kraft zur anderen gehend, ein Polygon bilden, dabei sowohl Zug- als Druckkräften (in ihrer Richtung) widerstehen können, und so gerichtet und gelegen sind, dass jede der einzelnen Kräfte im Gleichgewicht mit den beiden Kräften ist, welche, in den genannten Polygonseiten wirkend, mit ihr an einem Punkte angreifen. Das so gebildete Polygon, Fig. 55, führt den Namen Seilpolygon, bei gewölbten Stützlinie oder Drucklinie, weil dort die Verbindungs-

Fig. 55.



geraden vorzugsweise auf Druck beansprucht sind, kann auch allgemein Gelenkpolygon genannt werden*).

*) Das Wort Gelenk in dem Sinne des englischen link genommen, ein starres, an beiden Enden beweglich an andere angefügtes Stück, für welches uns, wie mir scheint, ein ganz guter Name fehlt.

Reuleaux, Konstrukteur.

Die Polygonecken K heissen Knoten. Das Gelenkpolygon kann für die Untersuchung der Kräfte nach dem Vorigen den Körper dann vertreten, wenn zwischen den äusseren Kräften einerseits und den Anspannungen in den Polygonseiten andererseits an jedem Knoten Gleichgewicht herrscht, z. B. in dem Knoten K_2 , wenn die Kräfte $S_{1.2}$ und $S_{2.3}$ zur Resultante eine Kraft haben, welche P_2 gleich an Grösse und Richtungswinkel, entgegengesetzt an Bewegungssinn ist. Die Kräfte in den Polygonseiten mögen die inneren Kräfte des Gelenkpolygons heissen. Ist das Seilpolygon bekannt, so können die obigen graphischen Mittel auf die Ermittlung der Kraftgrössen angewandt werden. Wir haben demnach, um zu dem Seilpolygon für einen bestimmten Fall zu gelangen, die Bedingungen aufzusuchen für das Gleichgewicht

1) der äusseren Kräfte,

2) der inneren Kräfte

des Polygons unter der Voraussetzung, dass zwischen beiden Gleichgewicht bestehe.

§. 34.

Gleichgewicht der äusseren Kräfte am Seilpolygon.

Setzt man die Kraft P_1 mit P_2 zusammen, und vereinigt deren Mittelkraft unter passender Verlegung auf ihrer Richtungslinie mit P_3 , die dann erhaltene Mittelkraft mit P_4 u. s. w., so muss für den Fall, dass Gleichgewicht besteht, die Mittelkraft, welche bei der vorletzten Kraft P_{n-1} erhalten wird, der letzten Kraft P_n gleich und entgegengesetzt sein. Das hier eingeschlagene Verfahren erleidet aber keine Veränderung, so lange nur die Richtungen und Grössen der Kräfte unverändert bleiben. Man kann daher die Abstände der Schnittpunkte der einzelnen Kräfte auch \equiv Null voraussetzen, ohne hinsichtlich des Gleichgewichts der äusseren Kräfte etwas zu ändern. Das Zusammensetzen der Kräfte erfolgt aber dann gerade so wie oben für den Fall, dass die Kräfte alle an einem Punkte angreifen, und kann ohne weiteres durch Auftragung eines Kräftepolygons, aus den äusseren Kräften bestehend, erfolgen. Das Kräftepolygon bestimmt also

auch für getrennt angreifende Kräfte das Gleichgewicht. Das Polygon ist geschlossen, wenn Gleichgewicht stattfindet, oder gibt die Mittelkraft nach Grösse und Richtung an, wenn kein Gleichgewicht herrschte, beziehlich die dasselbe herbeiführende Kraft noch unbekannt war. Es sind somit zwei Unbekannte durch das Seilpolygon bestimmbar. Diese lassen sich auch auf zwei Kräfte vertheilen, also beider Kräfte Richtung oder beider Kräfte Grösse voraussetzen, oder auch, was indessen praktisch selten gefordert wird, die Richtung der einen, die (absolute) Grösse der anderen annehmen, und die beiden fehlenden Stücke bestimmen. Dies kann dann wie folgt geschehen.

I. Zwei gegebene Richtungen. In Fig. 56 sind die beiden Richtungslinien $4,5'$. . . und $A6'$. . . aufgetragen, und durch deren Schnitt 5 die Strecken (Kräfte) 5 und 6 bestimmt. Wenn die Richtungen verwechselt werden dürfen, sind zwei Lösungen möglich. Die zweite ist in Fig. 53 durch die $A VI'$ und $4 V'$, welche die Kräfte AV und $4V$ liefern, gegeben.

II. Zwei gegebene Kraftgrössen. In Fig. 57 wurden mit den beiden der Grösse nach bekannt vorausgesetzten Kräften 5 und 6 aus 4 und A Kreise beschrieben, und dadurch die beiden Richtungen bestimmt. Da die Kreise, wenn überhaupt, so einander zweimal schneiden, so sind wieder zwei Lösungen, hier 4.5 mit $5.A$, oder $4.V$ mit $V.A$ möglich.

III. Eine Kraftgrösse und eine Kraftrichtung gegeben. In Fig. 58 ist in die Richtungslinie $4.5'$. . . mit dem Halb-

Fig. 56.

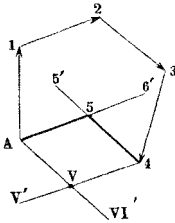


Fig. 57.

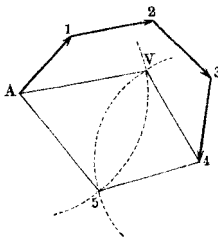
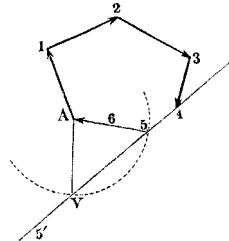


Fig. 58.



messer $A5 =$ der Kraft 6 ein Kreis geschlagen, welcher durch die Einschnitte 5 und V zwei Lösungen wie bei II. und I. liefert. Hätte der Kreis die $4.5'$. . . nicht geschnitten, so wären die Annahmen unbrauchbar gewesen.

Wie diese einfachen Sätze praktisch benutzt werden können, mögen folgende Beispiele zeigen.

1. *Beispiel.* Ein Kran ABC sei bei A mit der Last L beladen, bei B cylindrisch geformt, und von einem (Roll-) Lager umfasst, bei C von einem Fusslager gestützt; in S liege der Schwerpunkt des Krankörpers, dessen Gewicht G sei. Es werden die Kräfte P_1 und P_2 bei B und C gesucht. — Von L und G kennt man die Richtung, sie ist vertikal; von P_1 kennt man sie ebenfalls, wenn man das Lager bei B ganz glatt annimmt, resp. die ohnedies ganz winzige Reibung daselbst, soweit sie den Kran am Abwärtsgehen verhindert, vernachlässigt; P_1 wirkt dann nur horizontal. Denkt man sich nun nach einem passenden Verfahren (siehe z. B. §. 39) G und L vereinigt, und ist TQ die Lage der Mittelkraft $Q = G + L$ *, so muss der Schnittpunkt O der Horizontalen P_1 und der Vertikalen Q ein Punkt der Richtungslinie von P_2 sein. Diese Kraft geht durch den Mittelpunkt des Zapfens bei C , sofern dieser durch seine Pfanne auch seitlich umfasst wird, wie hier angenommen ist. Demnach hat CO die Richtung der Kraft P_2 , und wir können daher sofort, wie bei II. oben, die Grössen von P_1 und P_2 aus dem Kräftepolygon Fig. 60

Fig. 59.

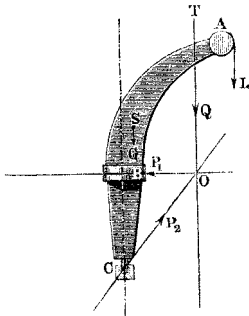
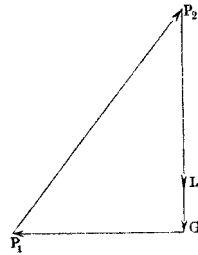


Fig. 60.



erhalten. Wir ziehen nämlich L und daran G vertikal, darauf GI_1 parallel OP_1 und P_1P_2 parallel CO ; es sind dann P_1 und P_2 gefunden, und man kann durch Zerlegung von P_2 die beiden Belastungen des Zapfens C finden.

2. *Beispiel.* Ein wie vorhin belasteter Kran, Fig. 61, ist bei B auf einen cylindrischen Zapfen gelagert, bei C durch eine konische Rolle auf einen Kegel gestützt, der die Spitze mit dem Rollenkegel gemeinschaftlich in der Mitte des Zapfens B hat. — Man kennt nun, wie oben, die

*) Bei unseren gewöhnlichen Uferkranen beträgt G , welches allerdings sehr von der Ausladung BA abhängt, zwischen $\frac{1}{5}$ und $\frac{1}{4}$ der Tragkraft des Krans.

Mittelkraft $Q = L + G$, ferner auch die Richtung der auf die Rolle bei C pressenden Kraft P_1 , als normal zu der Kegelerzeugenden gerichtet, mithin den Schnittpunkt O von P_1 und Q, durch welchen Punkt O auch die Zapfenkraft P_2 gehen muss. Hiernach ist das Kräftepolygon Fig. 62

Fig. 61.

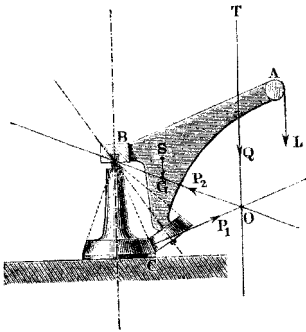
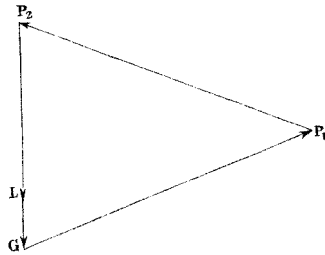


Fig. 62.



durch Ziehen der Vertikalen Q und der beiden Parallelen zu den Kräften P_1 und P_2 alsbald gefunden. Die Vertikalcomponente von P_2 wird hier kleiner als die Belastung Q, während sie beim ersten Beispiel ihr gleich ausfiel. Hier nimmt der Kegel einen Theil der Last auf.

3. Beispiel. Bei einem ähnlichen Krane, Fig. 63, liege die gemeinschaftliche Spitze der beiden Kegel unterhalb der Zapfenmitte B bei D. Sucht man nun, $CO \dots$ wieder normal zu DC richtend, den Punkt O auf, und bildet das Kräftepolygon Fig. 64, so wird (vermöge der Annahme der Kegelspitzenlage D) die Zapfenkraft P_2 schräg nach unten statt nach oben, wie früher, gerichtet. Es muss deshalb der

Fig. 63.

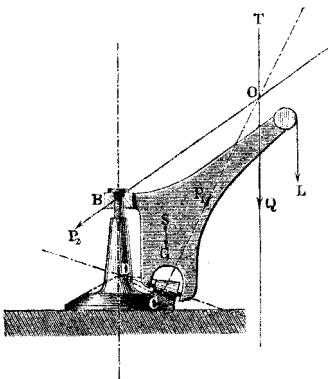
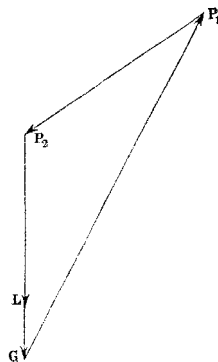


Fig. 64.

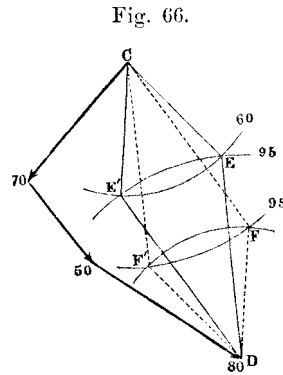
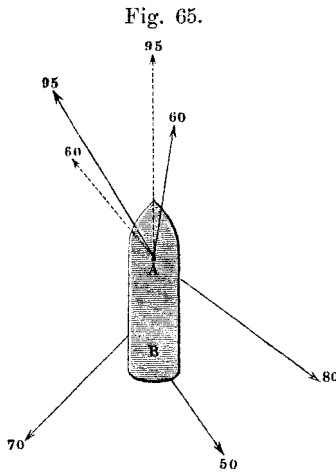


Zapfen mit einem entsprechenden Anlauf oberhalb der Pfanne bei B versehen werden*).

Will man bei Untersuchung der Krane mit noch grösserer Genauigkeit verfahren, so hat man, wie Culmann a. a. O. zeigt, die Richtung des Widerstandes an dem Rollenlager (C bei Fig. 61 und 63, B bei Fig. 59) innerhalb des Reibungswinkels veränderlich anzunehmen, und diejenige Lösung zu benutzen, welche die stärkste Zapfenbelastung liefert.

4. Beispiel. Drei Kräfte von 70, 50 und 80^k wirken unter den durch Fig. 65 angegebenen Winkeln in einer Ebene auf einen Körper AB so ein, dass ihre Mittelkraft durch den Punkt A geht, an welchem zwei weitere Kräfte von 95 und 60^k angreifen und mit jenen ins Gleichgewicht treten sollen. Unter welchen Winkeln mit den übrigen Kräften wird dies geschehen?

Nachdem in Fig. 66 die Kräfte 70, 50 und 80 von C bis D aneinander aufgetragen worden, beschreibt man aus C und D Kreise mit den



Halbmessern 60 und 95, und erhält die Schnittpunkte E und E' oder F und F', wonach man die beiden Richtungslinien DE und EC (gleichbedeutend mit E'C und DF') oder die Linien DF und FC (gleichbedeutend mit E'C und DE') erhält. Beide Lösungen sind in Fig. 65 eingetragen.

5. Beispiel. Ein Obelisk soll unter Drehung um eine Basiskante A, Fig. 67, auf seinen Sockel gehoben werden, indem eine hebende Kraft P_1 in gegebener Richtung am oberen Ende angreift. In welcher Richtung

*) Dies wird manchmal bei ähnlichen Kränkstruktionen übersehen. Dem Verfasser ist ein Fall bekannt, wo deshalb ein Dreissig-Tonnen-Kran beim Heben einer Last von etwa 20 Tonnen zum Umstürzen kam, indem das Lager sich von dem nur zum Stützen eingerichteten Zapfen abstreifte.

muss eine Kraft P_3 von gegebener Grösse auf die Stelle A des Körpers wirken, damit der Sockel nur Vertikaldruck erfährt?

Fig. 67.

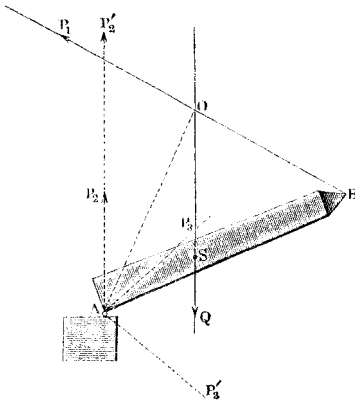
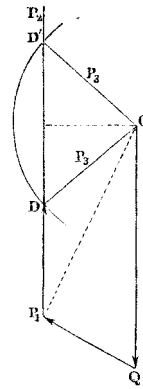


Fig. 68.



Verlängert man die durch den Schwerpunkt S des Obeliskens gehende, das zu hebende Gewicht ausdrückende Kraft Q bis zum Schnitte O mit der Kraft P_1 , so muss zunächst für das Gleichgewicht OA die Richtung der Mittelkraft von Q und P_1 sein. Diese Mittelkraft ist nun in eine vertikal gerichtete Kraft P_2 und eine Kraft P_3 von gegebener Grösse zu zerlegen. Nach Auftragung von Q und P_1 in dem Zuge CQP_1 , Fig. 68, zieht man durch P_1 eine Vertikale $P_1P_2 \dots$, und beschreibt aus C mit der Zirkelöffnung P_3 einen Kreis. Dieser schneidet die P_1P_2 bei genügender Grösse in den Punkten D und D' , wonach wieder zwei Lösungen sich ergeben, indem entweder P_2 die Grösse P_1D und P_3 die Richtung DC , oder P_2 die Grösse P_1D' und P_3 die Richtung $D'C$ erhält. Eine Lösung ist überhaupt nur dann möglich, wenn P_3 mindestens die Grösse des Lothes aus C auf die $P_1P_3 \dots$ besitzt. Die beiden gefundenen Richtungen sind in Fig. 67 als AP_3 und AP'_3 eingetragen. — Aufgaben der in diesem Beispiel behandelten Art sind übrigens, wie schon oben angedeutet wurde, selten.

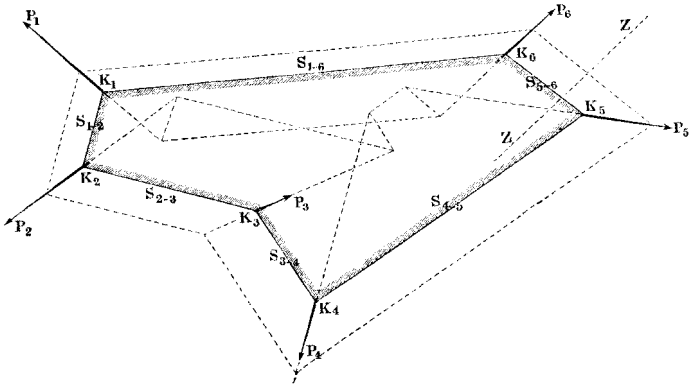
§. 35.

Gleichgewicht der inneren Kräfte am Seilpolygon.

Unter den inneren Kräften im Seil- oder Gelenkpolygon verstehen wir, wie oben erläutert wurde, die auf Zug oder auf Druck wirkenden Kräfte in den einzelnen Gliedern oder Seiten des Seilpolygons, die in Fig. 69 (a. f. S.) mit $S_{1 \cdot 2}$, $S_{2 \cdot 3}$ u. s. w. bezeichnet sind. Diese Kräfte haben eine solche Grösse, dass sie einander an jedem

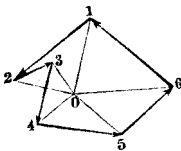
der Knoten K_1, K_2, K_3 u. s. w. das Gleichgewicht halten. Demnach können je zwei derselben, z. B. $S_{1.2}$ und $S_{2.3}$, wenn ihre

Fig. 69.



Richtungen, oder ihre Grössen, oder eine Grösse und eine Richtung bekannt sind (siehe §. 34) aus ihrer Resultirenden P_2 bestimmt werden. Um dies auszuführen, tragen wir in dem Kräftepolygon aus P_1, P_2, P_3 u. s. w., welches nach dem Früheren eine geschlossene Figur sein muss, Fig. 70, von den Enden von P_2

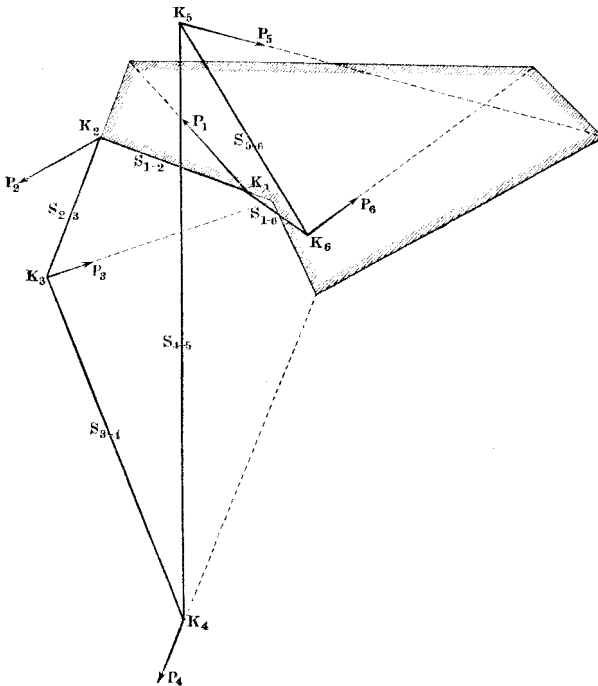
Fig. 70.



aus die Richtungslinien der $S_{1.2}$ und $S_{2.3}$ auf, indem aus Fig. 69 die Richtungen beider Kräfte entnommen werden können. Dieselben schneiden einander in dem Punkte O , und es sind nun $O1$ und $O2$ die Anspannungen $S_{1.2}$ und $S_{2.3}$ der Richtungen und Grösse nach. Geht man nun zum Punkte K_3 über, so sind von den drei dort gleichwiegenden Kräften zwei, nämlich P_3 und $S_{2.3}$, schon bekannt; die dritte, $S_{3.4}$, wird durch Verbindung des Schnittpunktes oder Poles O mit dem Endpunkte von Kraft 3, Fig. 70, erhalten. So fortfahrend erhält man also in den Verbindungslinien des Poles O mit den Ecken des Kräftepolygons die inneren Kräfte in dem Seilpolygon nach Grösse und Richtung, und es zeigt sich, dass bei bekannten Kräften die Annahme der Richtungen zweier an einem Knoten wirkenden Seilkräfte für die übrigen bestimmend ist. Nach dieser Auffindung der Seilkräfte kann das Seil- oder Gelenkpolygon sofort verzeichnet werden. Dies geschieht, indem

man, von einem beliebigen Knoten ausgehend, die Gelenkpolygonseiten parallel den Polstrahlen des Kräftepolygons zieht. Die

Fig. 71.



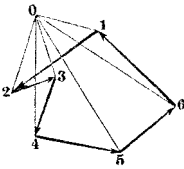
Länge der Polygonseiten wird durch die der Lage nach gegebenen Richtungslinien der äusseren Kräfte bestimmt, worauf alsdann das Seil- oder Gelenkpolygon auch die Lage der inneren Kräfte angibt.

Das Seilpolygon fällt verschieden aus, je nachdem bei der Verzeichnung der Anfangspunkt auf der Richtungslinie gewählt wurde. Zwei andere, mit dem anschräftigten gleichbedeutende Seilpolygone sind in Fig. 69 punktiert eingetragen. Die Seiten derselben sind parallel den entsprechenden des ersten Polygons. Eine zweite Lösung derselben Aufgabe (die äusseren Kräfte durch ein Gelenkpolygon zu verbinden) entsteht in Folge der zweifachen Lösungsart der Aufgabe I. §. 34.

Trägt man, Fig. 72 (a.f.S.), die Richtungen der $S_{1,2}$ und $S_{2,3}$ beziehlich von dem anderen Endpunkte der Kraft P_2 auf, so erhält

man ein neues Seilpolygon, Fig. 71, welches eine von dem vorigen sehr verschiedene Gestalt annimmt. Des Vergleiches halber

Fig. 72.



ist das oben erhaltene Polygon in Fig. 71 nochmals mit angedeutet. Man erhält hier, mit Ausnahme der beiden ersten, ganz andere Richtungen der Polygonseiten als früher, und hat demnach überhaupt die Möglichkeit, auf unendlich verschiedene Arten das Gelenkpolygon zwischen gegebenen Kräften herzustellen.

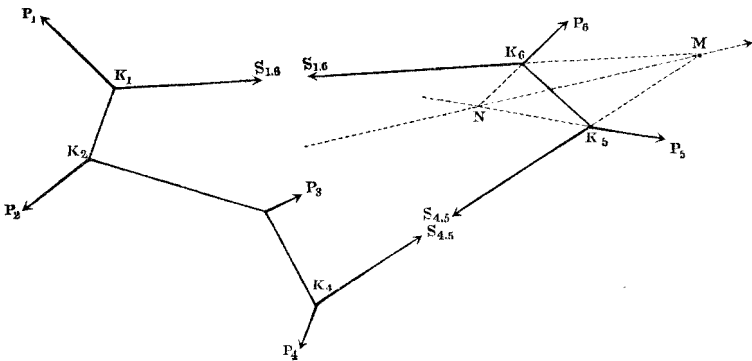
Das Seil- oder Gelenkpolygon bildet mit dem Kräftepolygon zusammen das, was man den graphischen Plan der Kräfte genannt hat. Unter Umständen genügt zur vollständigen Erörterung auch nur eine der beiden Figuren, welche dann für sich ebenfalls der Kräfteplan heisst (vergl. die Beispiele von Kräfteplänen in §. 48 ff.).

§. 36.

Mittelkraft von zerstreut in der Ebene wirkenden Kräften.

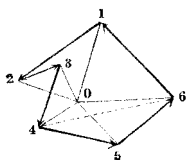
Denkt man sich in einem Seilpolygon zwei der Polygonseiten durchschnitten und an den Schnittpunkten beiderseits Kräfte von der Grösse der in den abgeschnittenen Seilen wirkenden angebracht, welche die Wirkung der abgeschnittenen Stücke ersetzen, so bleibt das Gleichgewicht ungestört; so z. B. wenn man die Seiten K_1K_6 und K_4K_5 in Fig. 73 so zerschneidet und spannt. Dann

Fig. 73.



aber ist sofort ersichtlich, dass die Mittelkraft der nun zu äusseren Kräften gewordenen Seilkräfte $S_{1.6}$ und $S_{1.5}$ den links oder rechts am Polygon wirkenden Kräften das Gleichgewicht hält. Die Lage dieser Kraft bestimmt sich, indem man die Seile bis zu ihrem Schnitte M verlängert, indem alsdann M ein Punkt der Mittelkraft ist. Die Richtung und die Grösse dieser Mittelkraft ergibt sich im Kräftepolygon Fig. 74 in der Diagonale 4. 6, welche die Schlusslinie der beiden Kräfte $S_{1.6} = O6$ und $S_{4.5} = O4$ ist. Diese Kraft ist hier also einerseits die Mittelkraft der

Fig. 74.



Kräfte P_5 und P_6 , andererseits die der Kräfte P_1, P_2, P_3 und P_4 . Allgemein also liefert der Schnittpunkt zweier verlängerten Polygonseiten einen Punkt der Mittelkraft aller zwischen diesen Seiten angreifenden äusseren Kräfte, wobei Grösse und Richtung dieser Kraft durch das Kräftepolygon geliefert werden.

Dieser Satz ist, wie unten durch Beispiele gezeigt werden wird, von einer grossen Anwendbarkeit. Kehrt man denselben um, so folgt sofort, dass man mittelst des Seil- und Kräftepolygons auch Kräfte zerlegen kann. Um z. B. die Kraft 4. 6 in zwei andere, P_5 und P_6 , von gegebenen Richtungen, zu zerlegen, trage man letztere im Kräftepolygon ein, ziehe die eine derselben, z. B. P_6 , im Seilpolygon, wo dieselbe alsdann die 4. 6 in einem Punkte N schneidet; aus diesem zieht man alsdann die P_5 parallel der Seite 4. 5 des Kräftepolygons. Die erstgewählte Lage $K_6 N$ konnte hierbei auch weiter vorwärts oder rückwärts auf der MN gewählt werden, ohne dass das Gleichgewicht gestört worden wäre.

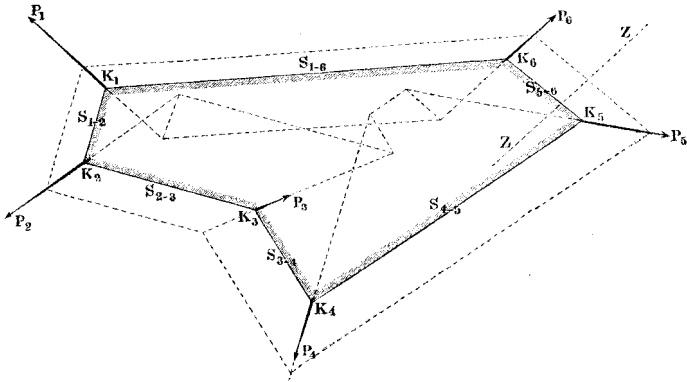
§. 37.

Bedingung für das Gleichgewicht zerstreut wirkender Kräfte in der Ebene.

Wir haben bei den vorstehenden Betrachtungen angenommen, dass die Kräfte, deren Gleichgewicht wir untersuchten, so gelegen waren, dass das Gleichgewicht wirklich stattfand, so dass man sie schon nach der Regel des vorigen Paragraphen auf zwei einander aufhebende Kräfte zurückführen konnte. Die-

ses ist aber nicht notwendig dann immer der Fall, wenn das Kräftepolygon eine geschlossene Figur ist, sondern es muss zugleich auch das Seil- oder Gelenkpolygon geschlossen sein, d. h. die Lage der Kräfte muss eine entsprechende Beschaffenheit haben. Ist die Lage nicht richtig gewählt gewesen, so zeigt das Seilpoly-

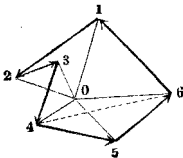
Fig. 75.



gon an, wie dieselbe zu nehmen sei, damit das Gleichgewicht an dem Körper eintreten könne, und nicht ein den Körper drehendes Kräftepaar (siehe den folgenden Paragraphen) übrig bleibe. Man hat zu dem Ende die Lage einer der Kräfte unbestimmt zu lassen.

I. Es sei diese Kraft die P_6 in Fig. 75. Ihre Grösse sei bekannt, ihre Richtung durch die ZZ angegeben. Nach Verzeichnung des Kräftepolygons, Fig. 76, Wahl eines Poles O und Ziehung aller

Fig. 76.



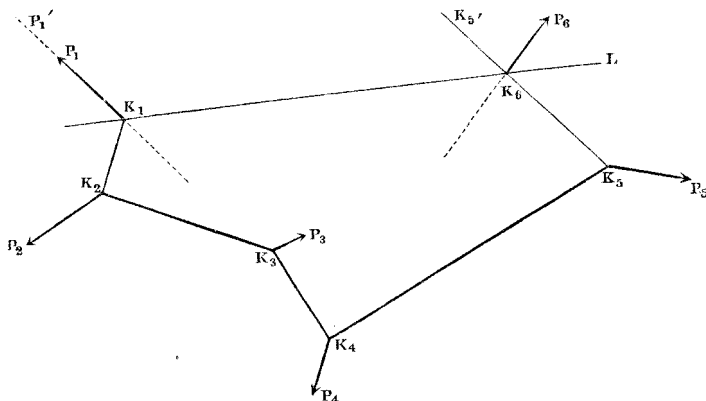
Strahlen aus O nach den Ecken 1 bis 6 ist die Verzeichnung des Seilpolygons vorzunehmen, indem man $K_1K_2 \parallel 1O$, $K_2K_3 \parallel 2O$, $K_3K_4 \parallel 3O$ u. s. w. zieht, bis man die $K_5K_6 \dots$ gefunden. Dann muss die Schlusslinie des Seilpolygons die Richtung der $6O$ haben, gleichzeitig aber durch K_1 gehen. Demnach ist die Lage derselben bestimmt, und ihr Schnitt K_6 mit der $K_5K_6 \dots$ ist ein Punkt der Kraft P_6 , die wir nun \parallel der 5.6 eintragen und dadurch ihre Lage angeben haben.

Ist von der letzten Kraft weder Lage noch Richtung noch Grösse bestimmt, so kann, wenn von einer der anderen Kräfte

nur Richtung und Lage gegeben sind, das Fehlende wie folgt ermittelt werden.

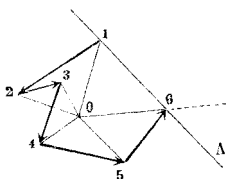
II. Die noch völlig unbekannte Kraft sei die P_6 , Fig. 77, während von der P_1 die Richtung $K_1 P_1'$ und der Punkt K_1 , also

Fig. 77.



ihre Lage bekannt. Wir können nun das Kräftepolygon, Fig. 78, vom Punkte 1 bis 5 verzeichnen, indem wir die Kraft 1 nur ihrer

Fig. 78.



Richtung $A1 \dots$ nach auftragen. Das Seilpolygon kann ferner von K_1 aus durch die Punkte K_2, K_3, K_4, K_5 und K_5' gezogen werden. Wählt man alsdann eine Richtung für die Schlusslinie, z. B. die $K_1 L$, und trägt sie in das Seilpolygon ein, so ist deren Schnitt K_6 mit der $K_5 K_5'$ ein Punkt der Richtungslinie der gesuchten Kraft P_6 . Um ihre Grösse und Richtung zu bestimmen, ziehen wir nun in Fig. 78 die $O6 \dots$ parallel zu $K_1 L$, und verbinden Punkt 5 mit Punkt 6, so ist 5.6 nach Grösse, Richtung und Sinn die Schlusskraft P_6 , sowie 6.1 die Kraft P_1 nach der (noch fehlenden) Grösse.

§. 38.

Kräftepaare.

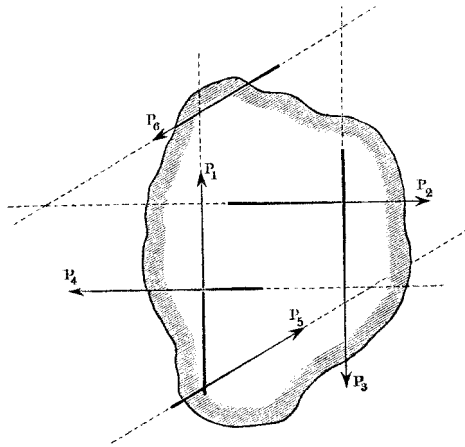
Ist eine ebene Figur in ihrer Ebene nur der Wirkung von Kräftepaaren ausgesetzt, das ist von solchen paarweise gleich

grossen Kräften, welche in parallelen aber nicht zusammenfallenden Richtungslinien in entgegengesetztem Sinne wirken, so erscheint das Kräftepolygon immer geschlossen, ohne dass nothwendig Gleichgewicht an der Figur herrscht. Die Bedingungen für dasselbe lassen sich aber mittelst eines Kräfteplanes wie folgt bestimmen.

Die Kräfte $P_1 \# P_3$ und $P_2 \# P_4$, Fig. 79, bilden ein geschlossenes Kräftepolygon 1, 2, 3, 4, Fig. 80, sind aber an der an-

Fig. 79.

Fig. 80.



gegriffenen Figur nicht im Gleichgewicht, sondern suchen dieselbe um irgend einen ihrer Punkte zu drehen, und zwar mit einem statischen Momente, welches der Summe der Momente der Paare $(P_1 - P_3)$ und $(P_2 - P_4)$ gleich ist. Um das Gleichgewicht herzustellen, soll ein Paar $(P_5 - P_6)$ von entgegengesetztem Drehungssinne zugefügt werden, dessen Moment dem jener beiden gleich ist, und dessen Richtungslinien die Parallelen VV und $VI VI$ sein sollen, siehe Fig. 82.

Wir verzeichnen nun in A , Fig. 81, anfängend, das Kräftepolygon $A1, 2, 3, 4$. Dasselbe ist damit noch nicht beendet; vielmehr fehlen noch die Kräfte 5 und 6. Der Zug derselben muss, wenn sie aneinander getragen sind, wieder nach A zurückführen; ihre Grösse ist aber noch nicht bekannt. Zunächst geht daraus hervor, was wir schon voraussetzten, dass nämlich die beiden Kräfte parallel und gleich sein müssen, also dass nur ein Paar mit den Paaren ins Gleichgewicht treten kann, sobald nur zwei Kräfte noch zu den gegebenen Paaren hinzutreten sollen.

Die Richtung beider Kräfte ist bekannt, wir tragen sie nach $AZ\dots$ auf. Es wird nun ein beliebig gelegener Pol O gewählt; wir

Fig. 81.

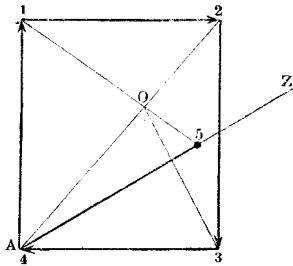
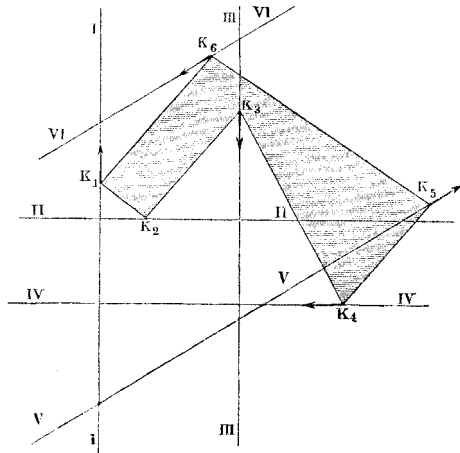


Fig. 82.



ziehen die Strahlen OA , $O1$, $O2$, $O3$, $O4$ ($\equiv OA$), und können nun zur Verzeichnung des Seilpolygons, Fig. 82, schreiten.

Für diesen sind die Richtungslinien $I I$, $II II$ u. s. w. bis $VI VI$ aus Fig. 79 bekannt. Wir ziehen nach einem beliebigen Punkte K_1 der $I I$ Parallelen zu den Strahlen OA und $O1$ (welche die Kraft P_1 zu Resultanten haben) bis zu den Schnitten K_6 mit $VI VI$ und K_2 mit $II II$, darauf $K_2 K_3 \parallel O2$ bis zum Schmitte K_3 mit $III III$, $K_3 K_4 \parallel O3$ bis zum Schmitte mit $IV IV$, und $K_4 K_5 \parallel O4$ bis zum Schmitte K_5 mit $V V$. Von dem Seilpolygon fehlt jetzt nur noch die Schlusslinie. Sie ist die Verbindung von K_5 mit dem zu Anfang gefundenen Punkte K_6 , und es kann nun auch (vergl. §. 37, II.) der Polstrahl $O5 \parallel K_5 K_6$ gezogen werden, worauf das Kräftepolygon wirklich geschlossen ist, und in der Strecke $4 \cdot 5$ ($\equiv A5$) die Kraft P_5 , in $5A$ die Kraft P_6 völlig bestimmt liefert. Das Kräftepolygon hat also hier als vollständigen Verlauf den Zug $A1, 2, 3, 4, 5A$, wobei die Seiten $4, 5$ und $5A$ bei 5 einen unendlich kleinen Winkel einschliessen.

Mit den bis hierhin behandelten Aufgaben über das Kräfte- und Seilpolygon ist nun zunächst für Kräfte in der Ebene erwiesen, wie man mittelst der geometrischen Addition und

Subtraktion das Gleichgewicht beliebig divergirender Kräfte ermitteln kann. Wirken Kräfte in schneidenden oder parallelen Ebenen, so kann nach den gegebenen Regeln das Gleichgewicht für die einzelnen Ebenen bestimmt werden, wobei die erhaltenen Resultate in manchen Fällen sich noch besonders vereinfachen lassen, wovon weiter unten Beispiele. Wir verlassen nun die allgemeinen Sätze und gehen zu den sehr brauchbaren Anwendungen des graphischen Rechnens auf den besonderen Fall der parallelen Kräfte über.

§. 39.

Gleichgewicht zwischen drei parallelen Kräften.

Bei der Ermittlung des Gleichgewichtes zwischen parallelen Kräften kann man sich sowohl des rein arithmographischen Verfahrens, wie auch des geometrischen Addirens und Subtrahirens (Kräfte- und Seilpolygons) bedienen, und wähle in jedem einzelnen Falle das bequemere. Wir betrachten zunächst den sehr schlichten Fall, dass eine Kraft Q einen Körper belastet, und durch zwei ihr parallele zu suchende Kräfte P_1 und P_2 im Gleichgewicht gehalten werden soll.

Ziehen wir zunächst eine zu den Kräften normale Verbindungslinie ABC , Fig. 83, so muss für das Gleichgewicht $P_1 \cdot \overline{AB} = P_2 \cdot \overline{BC}$ oder $P_1 a_1 = P_2 a_2$ und ausserdem $P_1 + P_2 = Q$ sein. Um $P_1 = P_2 \frac{a_2}{a_1}$ graphisch darzustellen, können wir das Verfahren in §. 24 benutzen, indem wir, Fig. 84, $OE =$ dem Divisor

Fig. 83.

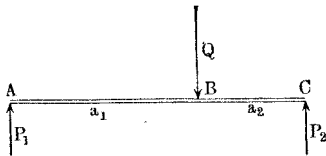
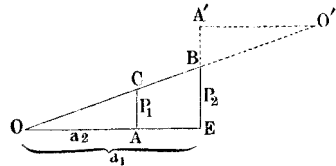


Fig. 84.



a_1 , $OA =$ dem Faktor a_2 , $EB =$ der (einstweilen bekannt gedachten) P_2 machen, worauf die $AC \parallel EB$, welche durch die $OB \dots$ abgeschnitten wird, P_1 darstellt. Auch lässt sich aber das Dreieck CAO in die punktierte Lage $O'BA'$ legen, worauf dann der Voraussetzung nach $A'E = P_1 + P_2 = Q$ sein muss. Damit

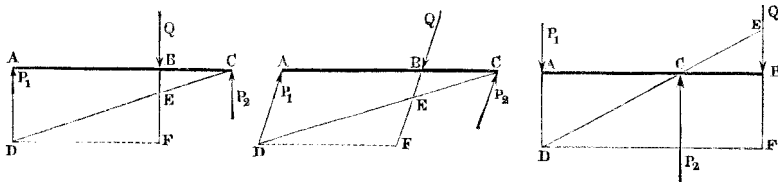
aber hat die Figur eine Gestalt erhalten, vermöge welcher sie sehr leicht in die Fig. 83 eintragbar ist, somit das Zeichnen von Fig. 84 erlässlich wird. Man erhält folgendes Verfahren.

I. Trage die Kraft Q an einen der beiden anderen Angriffspunkte, z. B. A , Fig 85, so dass $\overline{AD} \parallel Q$, verbinde D mit dem dritten Angriffspunkt C , und verlängere die Q bis zum Schnitte F mit der zu AC parallel gezogenen DF ; dann ist nach dem soeben Entwickelten: $BE = P_1$, $EF = P_2$. In Fig. 86 ist das-

Fig. 85.

Fig. 86.

Fig. 87.



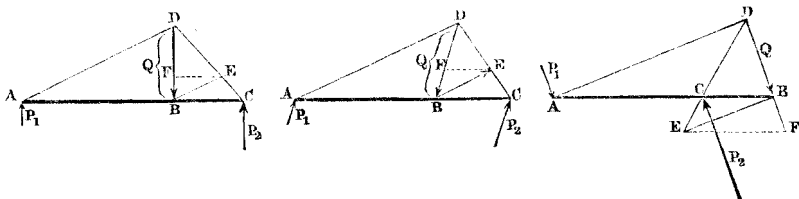
selbe Verfahren für den Fall, dass die ABC schief gegen Q gerichtet ist, angewandt; in Fig. 87 der Angriffspunkt B der Kraft Q ausserhalb AC angenommen.

II. Durch Zerlegung der Kraft Q in zwei Komponenten nach den Stützpunkten A und C hin, Fig. 88 bis 90, erhält man an

Fig. 88.

Fig. 89.

Fig. 90.



denselben schief gerichtete Kräfte, deren parallel zu Q gerichtete Komponenten die gesuchten Gegenkräfte sind, während die parallel ABC fallenden Komponenten einander aufheben. Es ist in allen drei Figuren die $BF = P_1$, $FD = P_2$.

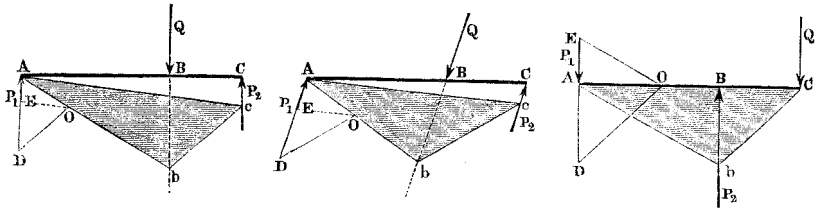
III. Durch Bildung des Kräftepolygons aus $AD = Q$ und einen beliebig gewählten Pol O , Fig. 91, 92, 93 (a. f. S.), und Ziehung der Gelenkpolygonseite $ab \parallel AO$, $bc \parallel DO$, Ziehung der Schlusslinie ca und ihrer Parallelen OE im Kräftepolygon erhält man $EA = P_1$, $DE = P_2$. Das Gelenkpolygon wird ein Dreieck. Will man dessen Schlusslinie zusammenfallend oder parallel mit ABC erhalten, so ziehe man vorerst das Seilpolygon ABC , dann ist CA

wieder die Schlusslinie, Ab der erste Strahl des Seilpolygons zur Kraft $AD = Q$, Cb der zweite, es fällt also der Pol O in den

Fig. 91.

Fig. 92.

Fig. 93.



Schnittpunkt der zu Cb parallel gezogenen DO mit AB , worauf $OE \parallel bA$ zu ziehen, und sich ergibt: $EA = P_1$, $DE = P_2$.

In den behandelten Fällen ist Q der Mittelkraft von P_1 und P_2 gleich an Grösse und ihr entgegen gerichtet. Ist diese Kraft zu suchen, wenn die P_1 und P_2 gegeben sind, so sind ähnliche Verfahrungsweisen wie oben anwendbar.

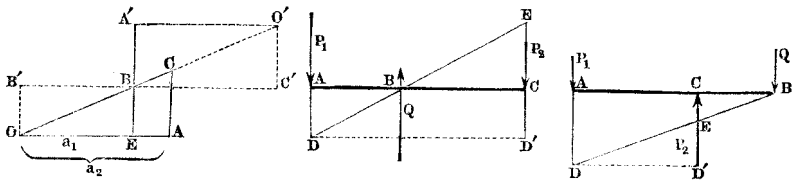
Bildet man zunächst wieder die Berechnungsfigur $OEACB$, Fig. 94, welche wir oben bei (I.) benutzten, verlegt wieder das Dreieck CAO nach $BA'O'$, und zieht noch $B'C' \parallel OA$, $O'C'$ und $OB' \parallel A'B$, so ist $B'B = a_1$, $B'C' = a_2$, $B'O = P_2$, $O'C' = P_1$. Hiernach erhält man folgendes Verfahren.

IV. Vertausche, Fig. 95, 96, die Kräfte P_1 und P_2 unter Verlegung der einen auf die Gegenseite der AC , so dass $AD = P_2$,

Fig. 94.

Fig. 95.

Fig. 96.



$EC = P_1$, verbinde D mit E , so schneidet die DE die AC im Angriffspunkte B der Mittelkraft Q , deren Grösse $= ED' = P_1 + P_2$ ist, indem $DD' \parallel AC$ gezogen wurde.

Da in Fig. 96 P_1 und P_2 von entgegengesetzter Richtung angenommen wurden, so ist deren algebraische Summe DE der absoluten Grösse nach der Unterschied von P_1 und P_2 . Die Mittelkraft Q fällt hier ausserhalb AC .

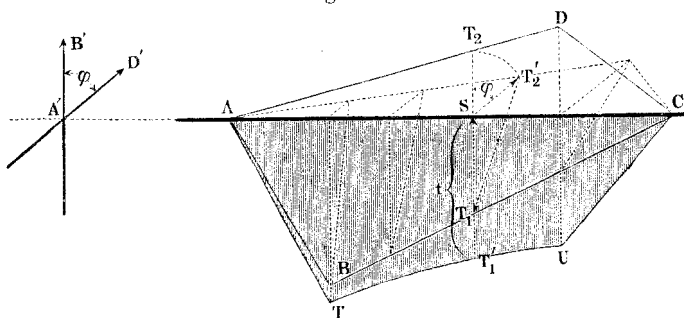
V. Aus (II.) folgt das in Fig. 97 angewandte Verfahren. Trage parallel zu AC von dem Endpunkte a der $Aa = P$ eine

§. 44.

Zusammensetzung und Zerlegung statischer Momente.

Nach dem Vorigen sind statische Momente paralleler Kräfte durch Strecken von bestimmter Lage und Richtung darstellbar, gerade wie einfache Kräfte. Wirken deshalb zwei statische Momente in gleichen oder verschiedenen Richtungen auf denselben Punkt eines Stabes, so können dieselben, wie es von Kräften in §. 31 gezeigt wurde, graphisch addirt werden. Sind ABC und ADC , Fig. 110, die Seilpolygone von zwei Reihen paralleler Kräfte, welche

Fig. 110.



normal auf die Achse eines Drehkörpers AC in den Richtungen $A'B'$ und $A'D'$ wirken, so erhält man das resultierende Moment für einen Punkt S der Achse des Körpers, indem man das Dreieck T_1ST_2' mit dem Winkel $\varphi = \angle B'A'D'$ bildet, worauf $T_1T_2' = ST_1' = t$ das gesuchte Moment darstellt. Die vollzogene Zusammensetzung der Seilpolygone ABC und ADC , die nach dem Besprochenen auch Momentenflächen heißen können, liefert die resultierende Momentenfläche $ATUC$. Die Seiten AT und CU sind hier geradlinig, TU dagegen ist eine Kurve, im vorliegenden Falle eine Hyperbel. Für den praktischen Gebrauch kann sie oft durch ihre Sehne TU ersetzt werden; übrigens ist ihre Verzeichnung nicht umständlich.

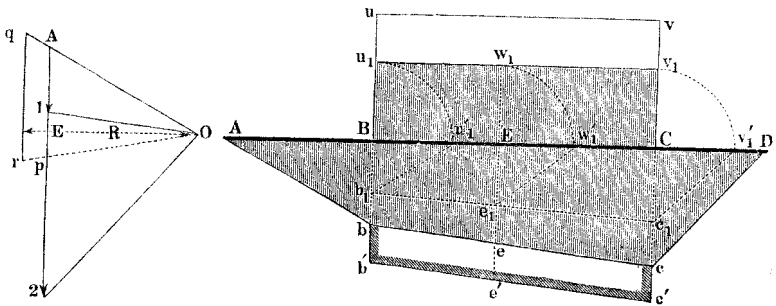
Durch Umkehrung der Aufgabe gelangt man zu der Zerlegung eines beliebigen statischen Momentes t von gegebener Richtung in zwei andere t_1 und t_2 von ebenfalls gegebenen Richtungen.

§. 45.

Verdrehende Momente und deren graphische Vereinigung mit biegenden.

Neben biegenden Momenten und oft mit denselben vereinigt werden viele Konstruktionstheile gleichzeitig auch verdrehenden Momenten ausgesetzt. Dieselben können, wie leicht einzusehen, ebensowohl wie biegende durch Strecken, beziehlich Momentenflächen dargestellt werden. Ist $ABCD$, Fig. 111, die Achse eines

Fig. 111.



Rotationskörpers, welcher durch biegende Kräfte in B und C belastet in A und D gestützt wird, welchen Kräften das Kräftepolygon $AO2$, die Momentenfläche $AbcD$ entspricht, und wird dieser Stab zwischen B und C von einem gegebenen verdrehenden Momente $P \cdot R$ beansprucht, so ist zuerst die Momentenfläche des letzteren zu bestimmen. Nach §. 43 und der Multiplikationsregel I, §. 22, erhält man die Strecke, welche PR darstellt, indem man zunächst P von A bis p im Kräftepolygon aufträgt, den Strahl $Op \dots$ zieht, und in $OA \dots$ und $Op \dots$ mit einer um R von O abstehenden Parallelen zu Ap einschneidet; das abgeschchnittene Stück qr der letzteren stellt dann PR in demselben Maassstabe, d. i. für dieselbe Einheit OE dar, welche für das Polygon $AbcD$ gilt. Die Momentenfläche für die Verdrehung zwischen C und D wird hiernach in dem Rechtecke $BCvu$ erhalten, dessen Höhe Bu oder $Cv = qr$ ist. In der Regel ist bei praktischen Aufgaben dieses Torsionsrechteck zu vergleichen und

beliebige Strecke (Seitenkraft) aA' , und dieser entgegen die ihr an Grösse gleiche cC' an den Endpunkt der $Cc = P_2$; ziehe die $A'A \dots$ und die $C'C \dots$, so schneiden diese einander in F , einem Punkte der Mittelkrafttrichtungslinie FB . Die Mittelkraft Q selbst ist $= P_1 + P_2$, zugleich Resultirende der $DE = C'C$ und $EF = A'A$.

VI. Aus (III.) leitet sich folgendes Verfahren ab, Fig. 98. Mache $DE \# P_2$, $EA \# P_1$, wähle einen Pol O , ziehe die

Fig. 97.

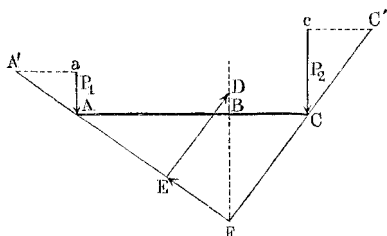
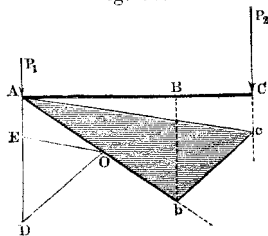


Fig. 98.



Schlusslinie OE des Kräftepolygons. Ziehe dann $Ac \parallel EO$, $cb \parallel OD$ und $Ab \dots$ parallel (hier die Verlängerung von) AO , so ist der Schnittpunkt b ein Punkt der Richtungslinie der Mittelkraft $Q = DA$.

§. 40.

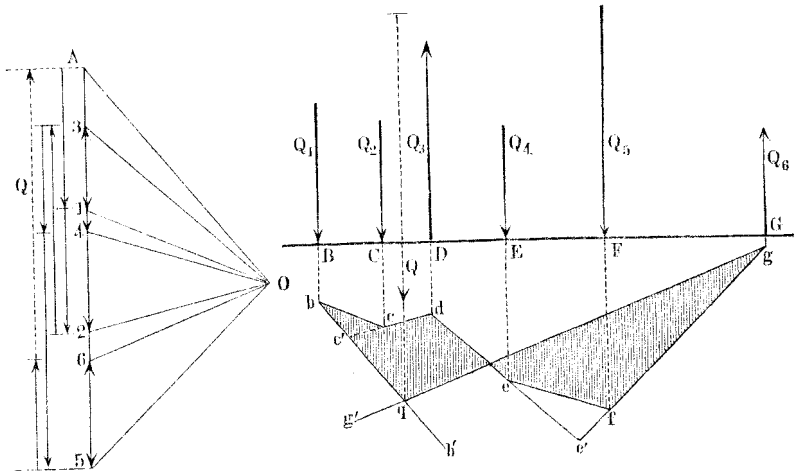
Mittelkraft beliebig vieler Parallelkräfte.

Wirken mehrere parallele Kräfte Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 in gegebenen Lagen in der Ebene auf einen Körper, so kann man zur Bestimmung von deren Mittelkraft zunächst die vorhin besprochenen Methoden benutzen, indem man zwei und zwei Kräfte vereinigt, bis alle vereinigt sind. Oftmals recht brauchbar ist hierzu das Verfahren IV. des vorigen Paragraphen.

I. Nach Auftragung der Kräfte Q_1 bis Q_4 über einer sie normal schneidenden Geraden AF , Fig. 99 (a.f.S.), vereinige man durch Vertauschung von Q_1 und Q_2 diese Kräfte in b zu der Resultanten $Q_1 + Q_2 = bc$, dann diese mit Q_3 zu der $dd' = Q_1 + Q_2 + Q_3$, dann diese unter Uebertragung nach Ee mit Q_4 , wonach sich schliesslich die Mittelkraft $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$, durch M gehend, ergibt. Dieses Verfahren ist bei manchen Berechnungen des Maschinenbauers recht nützlich, namentlich da, wo die

Kräftepolygon; ferner ist e' der Angriffspunkt der Resultierenden von Q_4 und Q_5 .

Fig. 100.



§. 41.

Zerlegung von Kräften in zwei oder mehr parallele Kräfte.

Der besprochenen Zusammensetzung paralleler Kräfte steht deren Zerlegung mittelst des Gelenkpolygons gegenüber. Kennt man das Seilpolygonstück $aqbcd$, Fig. 101 (a. f. S.), für eine Kraft Q , und will dieselbe in zwei durch e und f gehende Kräfte Q_1 und Q_2 zerlegen, so verbinde man die Schnittpunkte e und f der beiden Richtungslinien von Q_1 und Q_2 mit den Seilen aq und bq untereinander; dann ist $aefb$, Fig. 101, das Seilpolygonstück für die neuen Kräfte, deren Grösse durch Ziehen von $O1 \parallel ef$ im Kräftepolygon gefunden wird. Liegen die gesuchten Kräfte Q_1 und Q_2 auf einer und derselben Seite von Q , Fig. 102, so bleibt das Verfahren dasselbe. Es ist nur aq bis zum Schnitte e mit Q_1 zu verlängern, und darauf ef zu ziehen. Auch kann man den Schnitt von Q_1 mit qb , von Q_2 mit qa benutzen. Das Polygon erhält dann die Gestalt $ae'f'b$. Das Kräftepolygon liefert im ersten Falle Q_1

= A_1 , $Q_2 = 1 \cdot 2$, im zweiten die gleichgrossen Stücke $A_1' = Q_2$ und $1'2 = Q_1$.

Soll der von den parallelen Kräften Q_1 bis Q_5 belastete Stab AG durch zwei in A und G angreifende Kräfte P_1 und P_2 ,

Fig. 101.

Fig. 102.

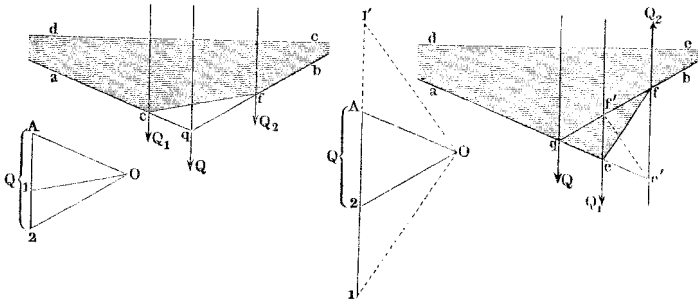
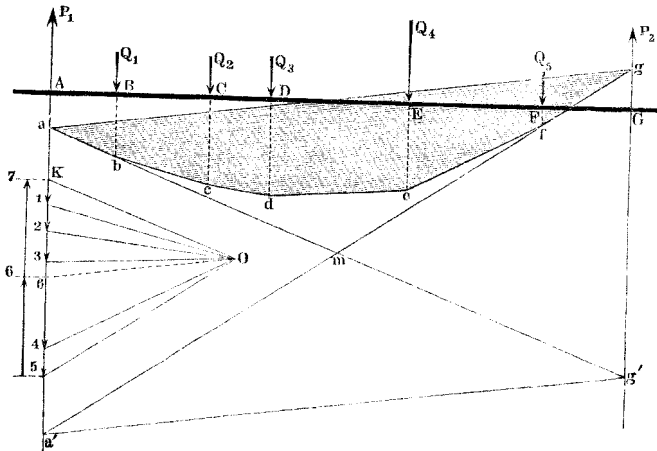


Fig. 103, gestützt werden, so könnte man zunächst die Mittelkraft Q der Belastungen, wie in §. 40 geschah, aufsuchen, und nach

Fig. 103.

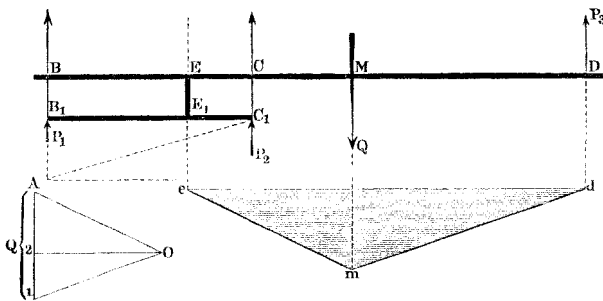


der eben besprochenen Methode in P_1 und P_2 zerlegen. Es kann aber die Aufsuchung von Q unterlassen werden, da die Richtungen von P_1 und P_2 und der Mittelkraft bekannt sind (vergl. §. 37). Man bilde das Kräftepolygon $K1.2 \dots 5 O$, ziehe alle Polstrahlen und darauf deren Parallelen im Gelenkpolygon, bilde die Schmitte a und g der zu KO und $O5$ parallelen Seilpolygonseiten mit

den Krafrichtungen von P_1 und P_2 , und ziehe die ag , so ist diese die Schlusslinie des Seilpolygons, und ihre Parallele $O6$ im Kräftepolygon liefert die beiden Kräfte $P_2 = 56$ und $P_1 = 67$. Hätte man statt der Schnitte a und g die beiden anderen möglichen a' und g' benutzt, so wäre das Ergebniss für die Kräfte dasselbe gewesen, da $a'g' \parallel ag$. Das Seilpolygon hätte die Form $a'g'mbcdefma'$ erhalten, wobei m der Richtungslinie der Mittelkraft der Q_1 bis Q_5 , oder auch der P_1 und P_2 angehört.

Soll ein belasteter Stab auf drei oder mehr Stützen gelegt werden, so müssen diese unter Berücksichtigung der Widerstandsfähigkeit des Stabes ganz genau auf bestimmte Höhen gestellt sein, um ihre Einzelbelastung angeben zu können, weil sonst die Aufgabe unbestimmt bleibt. Doch kann diese Unbestimmtheit durch Einschaltung von Zwischenträgern gehoben werden. Soll der Stab BCD , Fig. 104, auf welchen in M die Mittelkraft Q seiner

Fig. 104.

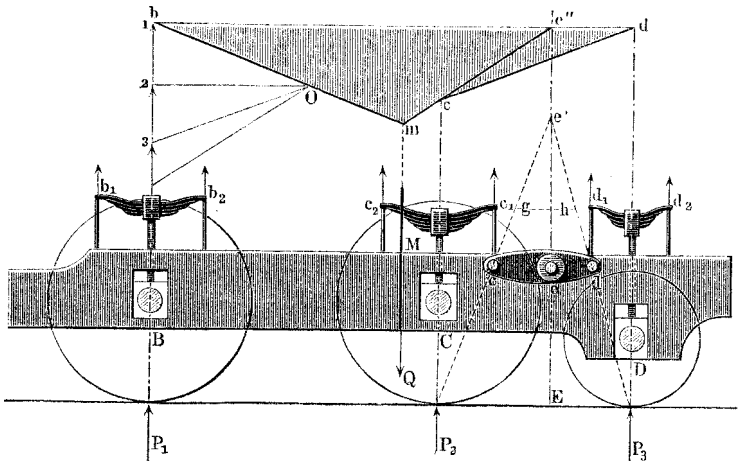


Gesamtbelastung wirkt, durch drei Kräfte P_1 , P_2 , P_3 in den Senkrechten durch B , C und D gestützt werden, so ist zunächst eine Annahme über das Verhältniss zweier der Kräfte, z. B. P_1 und P_2 , zu machen. Diese werden dann durch einen Zwischenträger $B_1 C_1$ aufgenommen, auf welchen in EE_1 der Stab presst, nachdem $E_1 C_1 : E_1 B_1$ gleich dem angenommenen Verhältniss $P_1 : P_2$ gemacht worden. Nunmehr vertheilen wir Q auf E und D mittelst des Seil- und des Kräftepolygons emd und $A O 1 2$. Es ist dann $A 1 = Q$, $1 2 = P_3$, $2 A = P_1 + P_2$, welche letztere Summe dann nach irgend einer der bekannten Methoden auf B_1 und C_1 vertheilt wird. Jede andere Annahme des Verhältnisses $\frac{P_1}{P_2}$ liefert eine andere Grösse für P_3 . Werden P_1 und P_2 gleich gross verlangt, so fällt E in die Mitte von BC und wird der Zwischenträger gleicharmig. Die gewöhnlichen Blattfedern der Eisenbahnwagen und anderer

Fuhrwerke sind gleicharmige Zwischenträger. Bei manchen Luxuswagen, auch selbst bei Lokomotiven, finden sich auch ungleicharmige Federn als Zwischenträger angewandt. Ungleicharmige Zwischenträger sind auch die Hebel der meisten Brückenwaagen.

Soll eine Last auf mehr als drei oder vier Punkte vertheilt werden, so ist durch Zusammensetzung von Zwischenträgern das gewünschte Ergebniss zu erreichen. Solches geschieht z. B. bei den Lokomotiven. Will man die in *M*, Fig. 105, angreifende Ge-

Fig. 105.

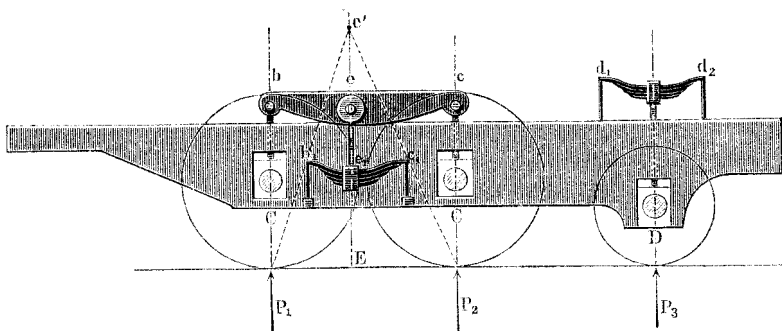


samtbelastung Q eines Lokomotivrahmens so auf drei Achsen BCD vertheilen, dass die Pressungen sämtlich durch Federn auf die Achslager übertragen werden, und ausserdem die Belastungen der Räder C und D ein bestimmtes Verhältniss zu einander annehmen, so kann dies durch Anbringung von drei Federn und einen steifen Zwischenträger an jeder Rahmenseite geschehen; es kommen dann also im Ganzen acht Zwischenträger zur Anwendung. Zunächst theile man, wenn das Verhältniss der Kräfte P_2 und $P_3 = p : q$ sein soll, den Abstand der Achsen C und D wie $q : p$ ein und errichte im Theilpunkte ein Loth Ee . Aus einem beliebigen Punkte e' desselben ziehe man darauf Strahlen nach den Druckpunkten der Räder C und D , d. i. den Angriffspunkten der von der Schiene auf die Räder ausgeübten Kräfte P_2 und P_3 . Alle zusammengehörigen Horizontalabstände dieser Strahlen von der Ee geben zusammengehörige Armlängen für den Zwischen-

träger ced an. Zugleich liefern die Abstände der Punkte c und d von den Lothen in C und D die zusammengehörigen Armlängen der federnden Zwischenträger $e_1 e_2$ und $d_1 d_2$. Die Federn sind gleichschenkelig zu machen, damit die Kräfte an ihren Enden gleich-gross ausfallen. Die Armlänge der Feder bei C ist willkürlich, nur muss auch diese gleichschenkelig sein. Bei einmal gewähltem Verhältniss $p:q$ und gegebenen Achsenabständen kann durch die Wahl der Zwischenträgerlänge nichts an dem Verhältniss von P_1 zu der Summe $P_1 + P_2$ geändert werden, wie die Betrachtung des Seilpolygons $bmed$ lehrt. Die als Zwischenträger wirkenden Federn müssen den sie belastenden Kräften entsprechend stark gemacht, beziehungsweise durch Stellung der Gehänge-Schrauben so lange regulirt werden, bis ihre Widerstände den gewählten Verhältnissen der festen Zwischenträger entsprechen.

Aufgaben wie die obige können auf viele verschiedene Arten gelöst werden; die Praxis weist zahlreiche Beispiele auf. So z. B. kann man die beiden Federn, an welche der feste Zwischenträger angreift, in eine einzige vereinigen, siehe Fig. 106. Hier sind die

Fig. 106.



Achsen C und D unmittelbar durch den steifen Zwischenträger bcc belastet. Dieser aber wird von der Feder $e_1 e_2$ erfasst, deren Enden an den Rahmen angehängt sind. Die Arme $b_1 e_1$ und $e_1 e_2$ der Feder sind ungleich lang, und zwar haben sie dasselbe Verhältniss $p:q$, welches den Armen des Zwischenträgers bcc zukommt. Werden die Armlängen der Zwischenträger nicht richtig gewählt, oder trifft die Lastvertheilung der ausgeführten Lokomotive nicht mit der Vorausannahme überein, so stellen sich die Zwischenträger schief.

§. 42.

Gleichförmig vertheilte parallele Kräfte.

Ist über einen Stab eine Last vollständig gleichförmig vertheilt, so können Kräfte- und Seilpolygon nicht nach den bisherigen Angaben gezeichnet werden, indem das Seilpolygon in eine Kurve übergeht. Die Gestalt dieser letzteren ist indessen wie folgt zu ermitteln. Denkt man zunächst die gleichförmig vertheilte Last in lauter gleich grosse Lasten an einzelnen Punkten von gleichem Nachbarabstand zusammengezogen, wie die Kräfte 1, 2 . . . 9, Fig. 107, und das Seilpolygon verzeichnet, so ist klar, dass die Polygonseiten aM und bc einander mitten zwischen der $1a$. . .

Fig. 107.

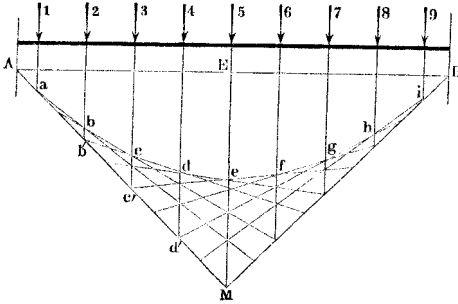
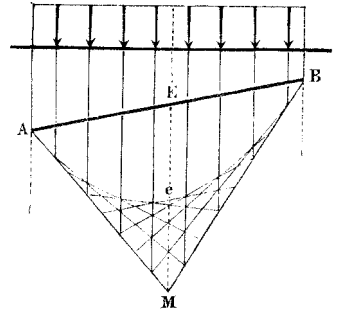


Fig. 108.



und $2b$. . . , also auch mitten auf der ab' schneiden müssen, da Kraft 1 und 2 gleich sind. Ebenso schneiden sich die cd und aM mitten zwischen $3c$. . . und $1a$, also auf der $2b$. . . , d. i. in b' , ferner die de und aM mitten zwischen b' und c' . Und so fort, d. h. die aufeinander folgenden Einschnittspunkte der verlängerten Polygonseiten in die aM , wie auch in die iM , haben auf diesen Geraden gleiche Abstände von einander. Demnach hüllen die Polygonseiten nach einem bekannten Satze eine Parabel ein, deren Scheitel hier bei e auf der Mittellinie EM liegt, und für welchen die Abszisse $Ec = \frac{EM}{2}$. In diese Parabel geht das Seilpolygon über, wenn die Last wieder wie zu Anfang völlig gleichförmig vertheilt wird. Bedenkt man, dass das Dreieck AMB das Polygon

für die in E zusammengezogene Gesamtbelastung ist, so ersieht man sofort, wie die Kurve jederzeit leicht zu verzeichnen ist. Ist die Sehne AEB schief gegen die Kräfte gerichtet, wie in Fig. 108, so wird die Eintheilung auf AM und MB einzeln eine gleichförmige, wiewohl die Theilung auf AM verschieden wird an der auf MB . Der Punkt e liegt auch dabei auf der Mitte von EM , ohne indessen Scheitel der Parabel zu sein.

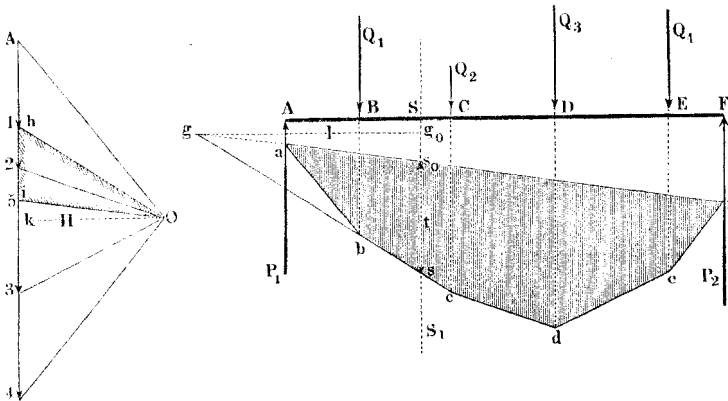
Gelenkpolygone, welche in Kurven übergehen, erhält man auch bei Belastungen, welche über den Stab hingeleiten; sie sind dann die Figuren, welche die auf einander folgenden geradseitigen Polygone einhüllen. Verwickelte Beispiele hiezu liefern die Eisenbahnbrücken, einfachere Uebungsbeispiele die Laufkranträger, auch Geradföhrungsschienen bei Dampfmaschinen.

§. 43.

Statische Momente paralleler Kräfte.

Wirken parallele Kräfte, z. B. die Kräfte Q_1 bis Q_4 , P_1 und P_2 , Fig. 109, normal auf einen Stab, so ist für die Kenntniss des mechanischen Zustandes des Stabes die Kenntniss der statischen

Fig. 109.



Momente der äusseren Kräfte nothwendig. Diese können mittelst des Seil- und Kräftepolygons leicht bestimmt werden. Nach Verzeichnung des Kräftepolygons $AO4$, und des Seilpolygons $abcdef$ sei das statische Moment M für den Punkt S des Stabes

zu bestimmen. Dieses Moment ist das Produkt aus der Mittelkraft aller Kräfte zur einen oder anderen Seite der zur Kraft-richtung parallel gezogenen SS_1 und dem Abstände l derselben von SS_1 . Der Grösse nach erhält man aber diese Mittelkraft als den Abschnitt $hi = 1.5$ im Kräftepolygon zwischen den Strahlen $O1$ und $O5$, welche parallel bc und fa gezogen sind; ihre Lage wird durch Verlängerung letzterer Polygonseiten bis zu ihrem Schnitte g gefunden. Zieht man also das Loth gg_0 , so ist dieses der Arm l der Resultirenden $P = hi$, welche den Stab bei S zu biegen trachtet. Es ist also $M = P \cdot l$.

Diese Multiplikation lässt sich aber auch graphisch ausführen. Fällt man nämlich noch das Loth Ok im Kräftepolygon, so ist dieses die Höhe des Dreieckes Ohi auf der Grundlinie hi , welches Dreieck dem Dreieck gss_0 von der Höhe l ähnlich ist. Es verhält sich also $hi : Ok = ss_0 : gg_0$, oder wenn man Ok mit H , ss_0 mit t bezeichnen:

$$P : H = t : l$$

woraus:

$$M = Pl = Ht.$$

Hiernach verhalten sich die statischen Momente an den einzelnen Stellen des Stabes wie die zugehörigen den Kräften parallelen Ordinaten des Seilpolygones, da H konstant ist. Macht man H zur Einheit, so ist das eben besprochene Verfahren kein anderes, als das in Fall (I.) §. 22 angegebene Multiplikationsverfahren, und dann das Moment M der Ordinate t selbst gleich. Bei einmal verzeichnetem Seilpolygon ist die Aufsuchung der Lage (g) der Mittelkraft nicht nöthig, auch ferner, wo es sich nur um Verhältnisse zwischen den einzelnen statischen Momenten handelt, gleichgültig ob H von vornherein gleich einer bestimmten Maasseinheit gewählt war oder nicht. — Von der hier besprochenen werthvollen Eigenschaft des Seilpolygons für parallele Kräfte wird weiter unten, namentlich bei den Achsen, vielfach Gebrauch gemacht werden. Sie ist für diese, wie für viele andere Fälle um so nützlicher, als ihre Verwerthung keine besondere Abänderung oder Erweiterung der Verzeichnungsmethode erfordert, vielmehr die Momente beim blossen Aufsuchen der Kräfte schon von selbst gefunden werden. Für den praktischen Gebrauch der Figur ist es zweckmässig, den die Momenten-Ordinaten einschliessenden Linienzug mit einem leichten Farben-ton anzulegen.

in Beziehung zu setzen zu gleichzeitig wirkenden biegenden Momenten. Soll dies geschehen, so ist es zu ersetzen durch ein gleichwerthiges, d. h. derselben Tragsicherheit entsprechendes biegendes Moment. Ein solches ist aber nach §. 18 gleich $\frac{5}{8}$ des verdrehenden Momentes. Macht man demnach $Bu_1 = Cv_1 = \frac{5}{8} Bu$, so ist das erhaltene Rechteck die Momentenfläche der biegenden Momente zwischen B und C , welche im Maassstabe der $AbcD$ gezeichnet die verdrehenden Momente ersetzen können.

Sollen diese mit den gegebenen biegenden Momenten vereinigt werden, so hat eine graphische Addition beider stattzufinden, welche durch Formel (IV.) §. 18 S. 49 analytisch angegeben wird, wonach das resultirende (ideelle) biegende Moment M_b , welches das verdrehende M_d und das biegende M_b an jeder Stelle ersetzt:

$$M_i = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_d^2}$$

ist. Zu dem Ende machen wir $Bb_1 = \frac{5}{8} Bb$, $Cc_1 = \frac{3}{8} Cc$, $Ee = \frac{5}{8} Ee$ u. s. w., klappen Bu_1 , Cv_1 , Ew_1 auf AD nieder, und addiren die Hypotenusen b_1u_1' , c_1v_1' , e_1w_1' zu den Strecken bb_1 , cc_1 , ee_1 . Die erhaltenen Summen der wirklichen Längen dieser Strecken sind dann die zu B , C und E gehörigen Ordinaten des resultirenden ideellen Seilpolygones $Bb_1b'c_1c'D$, welches die zusammengesetzte Beanspruchung darstellt.

§. 46.

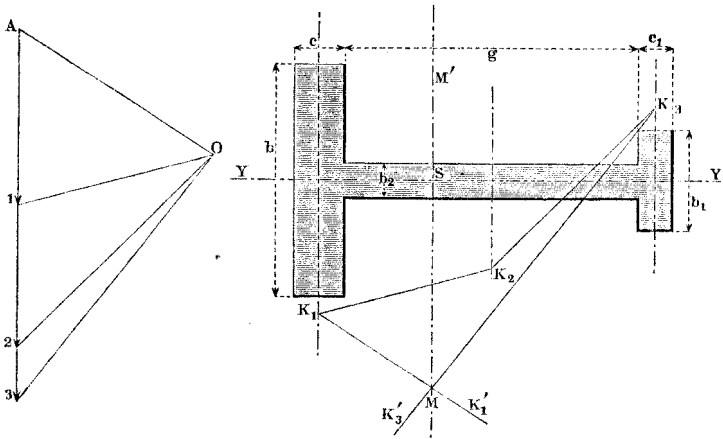
Bestimmung des Schwerpunktes mittelst des Kräfteplanes.

Die Aufsuchung des Schwerpunktes einer ebenen Figur lässt sich mittelst des Kräfteplanes oftmals sehr bequem ausführen. Man zerlegt dieselbe dafür in schmale Streifen von gleicher Breite, deren Inhalt man ihrer mittleren Länge proportional setzen kann, bildet aus denselben ein Kräfte- und Seilpolygon, und erhält dann in der Richtungslinie der Mittelkraft eine Schwerlinie. Ist die Figur nicht symmetrisch, so wiederholt man dasselbe Verfahren unter Annahme einer zweiten Richtung der schmalen Streifen, worauf man eine zweite Schwerlinie, und in deren Schnitt mit der ersten den Schwerpunkt erhält. Bei einfach gestalteten Figuren können auch grössere Abschnitte statt der Streifen ge-

bildet, ihr Flächeninhalt auf irgend eine Weise bestimmt, und in graphischer Auftragung, wie angegeben, benutzt werden.

Es sei z. B. der Schwerpunkt des in Fig. 112 dargestellten T-förmigen Trägerquerschnittes zu suchen. Zur Achse YY ist

Fig. 112.



die Figur symmetrisch, also liegt der Schwerpunkt auf dieser Achse. Wir zerlegen die Figur ferner in die Rechtecke $b \times c$, $b_1 \times c_1$ und $b_2 \times g$ von den Flächeninhalten 1, 2 und 3. Durch die Mitten dieser Figuren gehen dann deren einzelne Schwerlinien. Es sei nun $c = 1,5 b_2$, $c_1 = b_2$. Dann können wir die Kräfte 1, 2 und 3 durch $1,5 \times \frac{b}{2}$, $\frac{g}{2}$ und $\frac{b_1}{2}$ darstellen und aneinandertragen, wie bei $A123$ geschehen ist, wählen einen Pol O und ziehen $K_1'K_1 \parallel OA$, $K_1K_2 \parallel O1$, $K_2K_3 \parallel O2$, $K_3K_3' \parallel O3$; dann ist der Schnittpunkt M der Seiten K_1K_1' und K_3K_3' ein Punkt der gesuchten Schwerlinie MM' , deren Schnittpunkt S mit der Achse YY der Schwerpunkt der Figur ist.

§. 47.

Mittelkraft der Wasserbelastung eines Wasserrades.

Beim Entwurfe eines Wasserrades ist es mitunter wichtig, die Lage der Mittelkraft der Wasserbelastung zu kennen; man kann

dieselbe nach den entwickelten Lehrsätzen unschwer bestimmen, was beispielsweise hier für ein rückschlächtiges*) Zellenrad gezeigt werden soll.

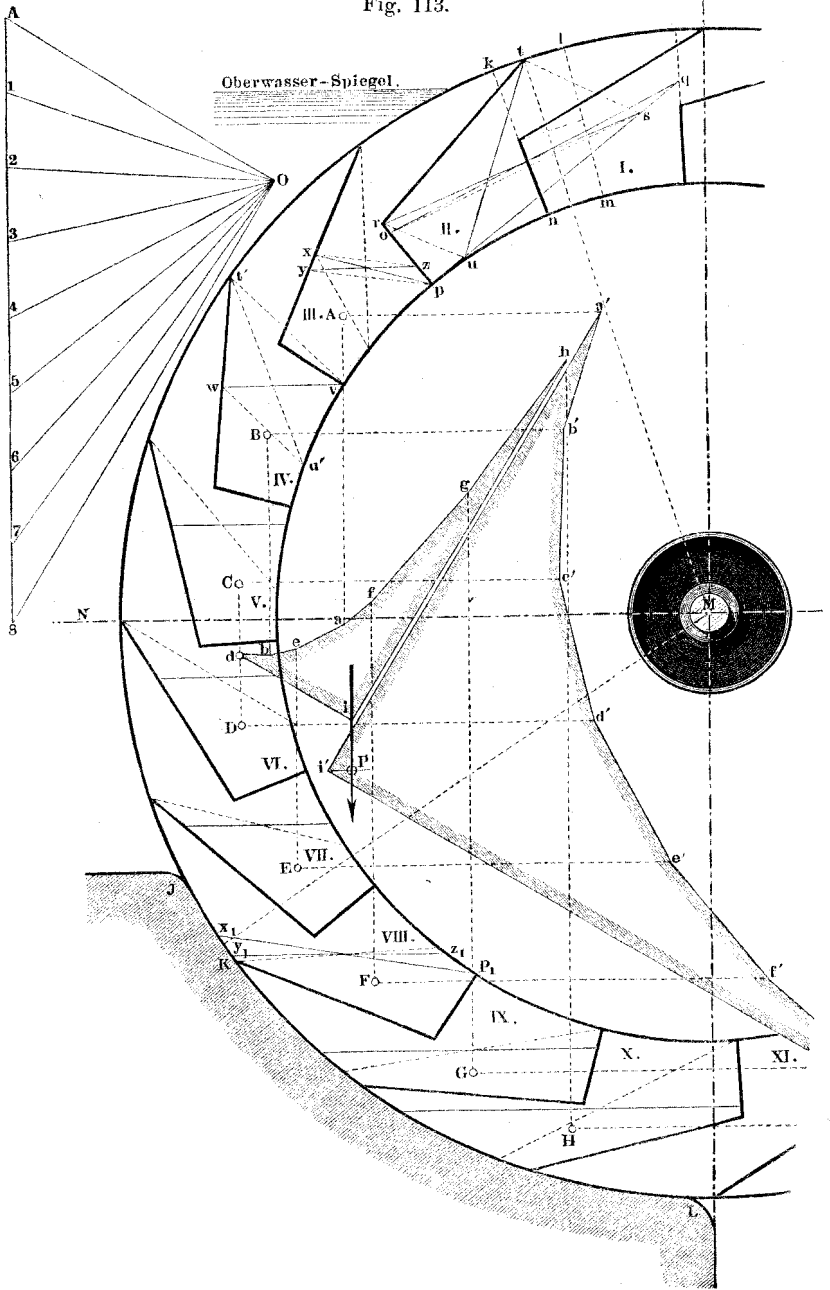
Von den zehn Zellen des in Fig. 113 (a. f. S.) im Profil schematisch dargestellten halben Rades empfängt die dritte von oben das Aufschlagwasser, wobei sie um einen, durch den Füllungskoeffizienten angegebenen Bruchtheil gefüllt wird. Den Wasserspiegel der abwärts gehenden Zellen als waagrecht annehmend, kann man diejenige Zellenstellung bestimmen, bei welcher der Ausfluss aus dem freien Rade beginnen würde, der aber durch den Kropf KL verhindert werden soll. Vernachlässigt man alsdann den Wasserverlust an den Spalten des Kropfes, so sind alle Zellen von Nr. III. bis Nr. X. mit demselben Wassergewicht belastet, welches im Schwerpunkt des Wasserprismas jeder Zelle angeht. Die Zelle XI. nehmen wir als schon entleert an.

I. Bestimmung des Kropfbogens KL . Der Inhalt des Zellenquerschnittes ist der Kranzausschnitt, welcher zwischen zwei verlängerten benachbarten Riegelschaufeln liegt. Es sei nun der Füllungskoeffizient $= 0,4$. Wird dann der Bogen KL in Zelle I. $= 0,4$ der Zellentheilung gemacht, und lm radial gezogen, so ist der Ringausschnitt $klmn$ der Querschnitt einer Zellenfüllung. Diese Figur verwandeln wir in das in Zelle II. angegebene Viereck $rput$, dessen eine Ecke t in dem Umfangspunkt der Stossschaufel rt liegt, worauf ktu der zu suchende Kropfwinkel KML , und utM dessen Komplement NMK ist.

Die Verwandlung geschieht wie folgt. Zuerst wird an dem rechtwinkligen Dreieck opq die Kathete $op =$ der mittleren Breite von $klmn$, und die $pq = 2 \cdot lm$ gemacht, dann dieses Dreieck in das gleichgrosse rps verwandelt (indem man parallel der gezogen gedachten rq die os zieht und r mit s verbindet, vergl. §. 25). Zieht man darauf die st , und parallel zu ihr die ru , und verbind-

*) Es sei vergönnt, hier zu bemerken, dass die in mehreren grossen Lehrbüchern der neueren Zeit gebrauchte Bezeichnung „rückenschlächtig“ sprachlich nicht richtig ist. Das Rad schlägt nicht mit seinem Rücken, sondern wird rückwärts beaufschlagt, oder unten beaufschlagt beim „unterschlächtigen“, oben beim „oberschlächtigen“; hierbei kommt „schlächtig“ (wie Schlacht) von schlagen, wie „trächtig“ (und Tracht) von tragen, und wird „rückschlächtig“ für „rückwärtsschlächtig“ gesagt, gerade wie rückgängig für rückwärtsgängig. Die herkömmlichen Kunstausdrücke sollten in unserer an Sprachgefühl verarmten Zeit geschont, und sehr genau untersucht werden, ehe man sie verwirft.

Fig. 113.



det u mit t , so ist, abgesehen von der statthafter Vernachlässigung der Krümmung von pu , das Viereck $rput$ das gesuchte. Winkel KMN ist $= utM$ gemacht, übrigens wegen des Schwappens des Wassers der Kropf noch bis J hinauf verlängert.

II. Bestimmung der Wasserspiegel in den einzelnen Zellen. Wir beginnen mit Zelle IV. In dieselbe ist die Figur $rput$ eingetragen, darauf von t' aus versuchsweise die $t'v$, und ihr parallel die $u'w$ gezogen, bis die Verbindende vw waagrecht fiel, was nach wenigen Tastversuchen erreicht wird. Ebenso ist mit Zelle V., VI. und VII. verfahren.

In Zelle III. wurde die eingetragene Figur $rput$ vorerst in das Viereck mit der Oberlinie px verwandelt, und dieses dann wie vorhin in die hier fünfeckige Figur mit waagerechter Oberlinie yz umgestaltet.

In Zelle VIII. trat eine dritte Verfahrungsweise ein. Zuerst wurde die eingetragene Figur $rput$ in die mit der Oberlinie p_1x_1 , und darauf diese in die mit waagerechter Oberlinie y_1z_1 verwandelt; auf dieselbe Weise ist endlich in den Zellen IX. und X. verfahren.

III. Kräfteplan für die Wassergewichte. Es werden nunmehr die Schwerpunkte A, B bis H der acht gefüllten Zellen aufgesucht, was auf dem Wege der Zeichnung nach den in der Flächentafel des IV. Abschnittes gegebenen Regeln geschehen kann, und darauf aus den acht gleichen Kräften das Kräftepolygon $AO8$ gebildet. Mit dessen Hilfe wird sodann das Gelenkpolygon $dbcafgghi$ nach den bekannten Regeln konstruiert, und dabei in i ein Punkt der Richtungslinie der Mittelkraft aller Wassergewichte erhalten. Zu bemerken ist über die Zeichnung hier nur, dass wegen der horizontalen Nähe der Schwerpunkte C und D die beiden in ihnen wirkenden Kräfte vereinigt gedacht wurden, so dass $id \parallel AO$, $db \parallel O2$ zu ziehen war, eine Parallele zu $O1$ also wegfiel.

Leicht ist es nun auch, den wirklichen Schwerpunkt P der sämtlichen Wasserprismen zu finden. Wir legen dafür durch ABC u. s. w. Horizontalen, denken uns das Kräftepolygon $AO8$ um 90° gedreht, und bilden mit den Parallelen zu den Polstrahlen ein Seilpolygon, oder — was dieselben Dienste kürzer thut — wir ziehen die Seilpolygonseiten antiparallel, also hier normal, zu den Polstrahlen, und erhalten das zweite Seilpolygon $a'b'c'd'e'f' \dots i'$. Eine Horizontale durch i' schneidet alsdann die Vertikale, welche

durch i gelegt wurde, im Schwerpunkte P der Gesamt-Wassermasse.

Bei Annahme einer anderen Zellenstellung findet sich die iP vielleicht in einer etwas anderen Lage, doch fallen bei gewöhnlichen Rädern die Schwankungen der Lage äusserst klein aus. Das ganze Verfahren führt sich leicht und sicher aus, wenn man nicht übertrieben peinlich auf eine Genauigkeit sieht, welche hier erlässlich ist.

§. 48.

Kräftepläne für Zimmerwerke.

In Bauten aller Art kommen gezimmerte Träger zur Anwendung, welche aus Stäben bestehen, die zu unveränderlichen Systemen zusammengesetzt sind; sie dienen als einfache Tragbalken, als Brückenträger, als Dachstühle, als Hebel (Balanciers) u. s. w. Die in den Stäben auftretenden Zug- und Druckkräfte lassen sich durch Kräftepläne, welche entweder Kräftepolygone und Seilpolygone sind, oder aus solchen gebildet werden, sehr übersichtlich darstellen. Es sollen hier einige lehrreiche Fälle als Beispiele vorgeführt werden. Bei denselben ist überall angenommen, dass an den Knoten, d. h. an den Punkten, wo mehrere Stäbe zusammentreten und verbunden sind, ein Gelenk vorhanden, oder auf die Biegefestigkeit des Knotens wenigstens keine Rücksicht zu nehmen sei.

Um bei bekanntem Konstruktions- oder Bauplan eines solchen Stabsystems dessen Kräfteplan zu bilden, hat man vorerst die Vertheilung der Kräfte der Aufgabe gemäss festzustellen, und dann, bei einer der äusseren Kräfte beginnend, dieselbe den Stabrichtungen nach zu zerlegen; darauf die so erhaltenen Stabkräfte an den nächsten Knoten mit den schon dort angreifenden äusseren Kräften zu vereinigen, und die Resultirende wieder den folgenden Stabrichtungen nach zu zerlegen u. s. f. Die sich hierbei aneinanderreihenden Kräfdreiecke oder -Vierecke bilden den Kräfteplan.

Soll man über die Richtung der Komponenten, in welche eine gegebene oder gefundene Kraft zerlegt wird, stets im Klaren sein, so hat man die in §. 32 erwiesenen Eigenschaften des Kräftepolygons im Auge zu behalten. Aus denselben ist für den hier

zu erreichenden Zweck namentlich folgendes Verfahren abzuleiten. Ist eine Kraft in zwei oder mehrere zu zerlegen, so hat man ihren Richtungspfeil umzukehren, und sie nun zur Schlusslinie S' in dem Zuge der zusammensetzenden Kräfte zu machen, Fig. 114.

Will man zwei oder mehrere gegebene Kräfte durch zwei oder mehrere andere ersetzen, so erhalten das Kräftepolygon aus den gegebenen Kräften und das aus den sie ersetzenden dieselbe Schlusslinie S , Fig. 115

Fig. 114.

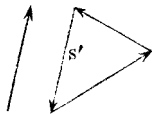
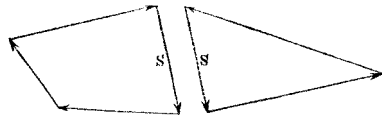


Fig. 115.



Von dieser Regel ist die vorhergehende ein besonderer Fall, indem eine einzeln graphisch dargestellte Kraft als ein ungeschlossenes Kräftepolygon anzusehen ist, dessen Schlusslinie der Rückzug zum Anfangspunkt ist.

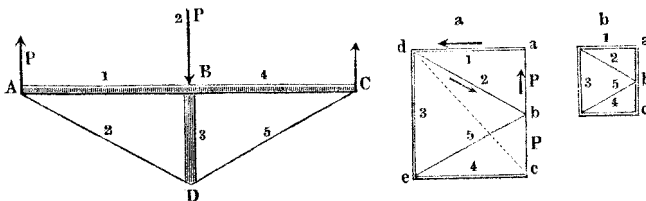
Um die Beanspruchungsart jedes Stabes im Bauplan sicher zu finden, denke man sich, wenn irgend Zweifel entstehen, den Stab zerschnitten und an die beiden Schnittenden äussere Kräfte angesetzt, welche die inneren vertreten; die Richtung dieser Kräfte entscheidet dann sofort mit Bestimmtheit die Beanspruchung.

§. 49.

Kräftepläne für zusammengesetzte Träger.

I. Einfach verspannter Balken. Fig. 116. Der Balken ABC sei bei B normal zu AC mit $2P$ belastet, und bei A und

Fig. 116.



C gestützt; die Stützkräfte werden beide $= P$, da $AB = BC$. Es sind die Beanspruchungen der Stäbe Nr. 1 bis 5 zu suchen.

In dem mit a bezeichneten kleinen Plan ist \overline{ab} die Kraft P , welche bei A nach oben wirkt. Sie ist zu zerlegen in die der Konstruktion als innere Kräfte angehörige Kräfte in AB und AD . Der Einfachheit halber bezeichnen wir diese inneren Kräfte mit den Nummern der entsprechenden Stäbe, und ziehen $1 \parallel AB$, $2 \parallel AD$. Damit die Schlusslinie des hiermit erhaltenen Kräfte-dreieckes die Richtung von P habe (d. h. die Resultierende von 1 und 2 der Kraft P entgegengerichtet sei, vergl. §. 48), müssen 1 und 2 den Pfeilrichtungen in Fig. 116 a nach gerichtet sein. Es wird also AB auf Druck, AD auf Zug beansprucht. Der Deutlichkeit halber bezeichnen wir dieses hier und in den folgenden Fällen im Plane dadurch, dass wir die Kräfte in gedrückten Stäben oder „Streben“, „Pfeilen“, mit Doppellinien, die in gezogenen „Ankern“ oder „Zugstangen“, „Zugbändern“, „Schlaudern“ mit einfachen Linien zeichnen*). Ganz entsprechend verzeichnen wir in der Konstruktionszeichnung oder dem Bauplan des Balkens, hier wie weiter unten, die als Streben erfundenen Stäbe mit einer deutlich messbaren Breite, wie Holzbalken, die als Zugstangen sich ergebenden mit einfachem kräftigem Striche, womit aber selbstverständlich der Wahl des Materials nicht vorgegriffen wird.

Für den Knoten B setzen wir nun $2P = \overline{abc}$ mit 1 zusammen, und zwar in dem Zuge dac , indem der Stab von A nach B hin presst, und zerlegen die (punktirte) Schlusslinie horizontal und vertikal in die Kräfte 3 und 4, welche beide Druckkräfte werden. 2 und 3 zusammengesetzt liefern endlich die Kraft 5, welche eine Zugkraft wird. Der Plan hat zwei kongruente Hälften, wie zu erwarten war wegen der Symmetrie des Bauplanes, weshalb wir uns auch mit Untersuchung der einen Hälfte begnügen könnten.

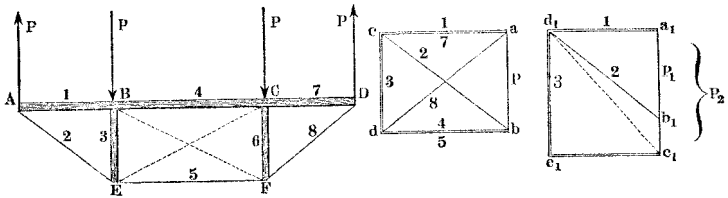
Denkt man sich die Last $2P$ statt in B zusammengezogen, über ABC gleichförmig vertheilt, so vermindern sich die frei übrig bleibenden Kräfte in A und C auf $\frac{P}{2}$, in B auf P , indem von jedem der Felder AB und CB je $\frac{P}{2}$ nach den Knoten A, B

*) Culmann's Anempfehlung befolgend. Die Verdoppelung der Druckkraftlinien geschieht nach ihrer richtigen einfachen Verzeichnung, ist also nur eine Art von Unterstreichung.

und C fallen. Wir erhalten dann den Kräfteplan b , welcher dem ersten geometrisch ähnlich ist, aber nur halb so gross ausfällt.

II. Zweifach verspannter Balken (viel gebraucht als Träger der sogenannten Brücke bei den Zentesimal-Brückenswaagen für Strassen- und Eisenbahn-Fahrzeuge, sowie in manchen anderen kleineren und grösseren Konstruktionen) Fig. 117. In B und C zwei senkrecht abwärts wirkende Kräfte P , in A und

Fig. 117.

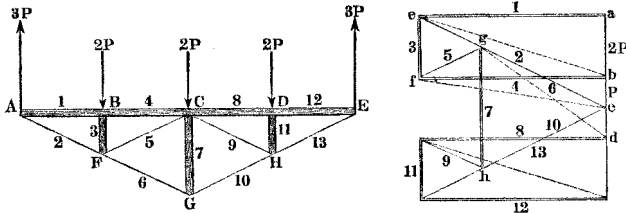


D zwei gleiche nach oben wirkende. Im Kräfteplan a ist $ab = P$ gemacht, $1 \parallel AB$, $2 \parallel AE$ gezogen, wodurch die Kräfte 1 und 2 erhalten werden. 1 ist wie vorhin Druckkraft, 2 Zugkraft. Letztere $\parallel BE$ und $\parallel EF$ zerlegt, zerfällt in die Zugkraft 5 und die Druckkraft 3. 3, 1 und P in B vereinigt liefern nach dem Plan die Druckkraft 4; die andere Hälfte ist der betrachteten gleich. — Wenn die Vertikalkräfte bei A und B an Grösse nicht gleich sind, was leicht bei einer praktischen Ausführung eintritt, so ist entweder bei B das oben erwähnte Gelenk nicht zulässig, oder es müssen noch Verstärkungsbänder EC (und BF) eingezogen werden. Der Plan b zeigt dies. Ist $P_1 = a_1 b_1$ in A wirkend, $P_2 = a_1 c_1$ in B , so ergibt die Zerlegung von $2 \parallel EB$ und EF eine andere Vertikalkraft 3, als die Vereinigung von P_2 und 1 zu der punktirten Resultirenden und Zerlegung derselben $\parallel EB$ und EF . Werden also die Zugbänder weggelassen, so sucht sich das Fachwerk schief zu zwingen, bis die Theile solche Winkel einschliessen, dass die beiden Zerlegungen dasselbe Ergebniss für 3 liefern. Hiernach empfiehlt es sich in einer grossen Zahl von Fällen, die diagonalen Zugbänder im Mittelfelde anzubringen.

III. Dreifach verspannter Balken. Fig. 118 (a. f. S.). Gleichförmig vertheilte Belastung ruft die in den Bauplan eingetragene Kräftevertheilung hervor. Die Kraft $3P = abc$ ist in 2 und 1, ce und ea , zerlegt; darauf 1 mit $ab = 2P$ zu be vereinigt und diese in 3 und 4, ef und fb zerlegt, 2 und 3 wieder

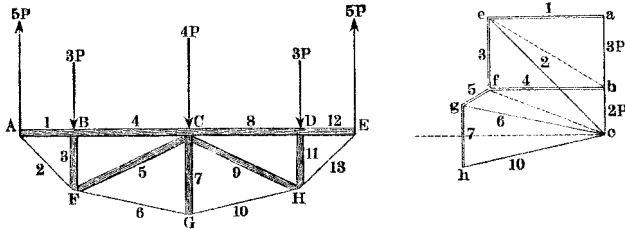
vereinigt, zu fc , und die Resultante in 5 und 6, fg und gc zerlegt. Darauf ist, da 6 und 10 einander gleich sind, $ch \parallel GH$ und $= cg$ gemacht, worauf $gh = 7$; der Rest des Kräfteplanes ist eine Wiederholung der ersten Hälfte desselben.

Fig. 118.



IV. Anderer dreifach verspannter Balken. Fig. 116. Das Feld BC ist doppelt so breit, als das Feld AB , die Last

Fig. 119.



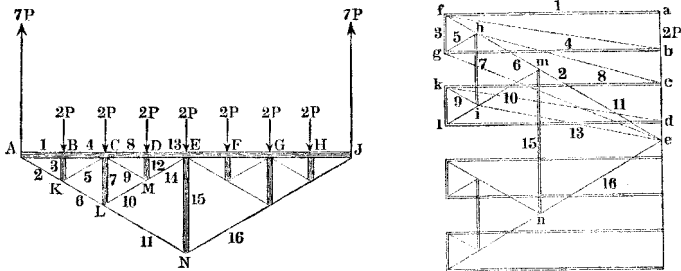
$12 P$ gleichförmig vertheilt angenommen; dann erfahren die Knoten die in Fig. 119 angegebene Belastung.

Es ist nun abc im Kräfteplan $= 5 P$ gemacht, und in 1 und 2, ae und ec zerlegt; dann 1 mit $3 P$ vereinigt (Knoten B) und die Zerlegung in 3 und 4, ef und fb , vollzogen; nun 2 mit 3 zu cf vereinigt, und diese parallel $F'C$ und $F'G$ in 5 und 6 zerlegt. Hier wird, abweichend vom vorigen Beispiel, 5 eine Druckkraft statt eine Zugkraft. Die gleichgrossen Kräfte 6 und 10 liefern den Druck $gh = 7$ für die mittlere Stütze, womit die Hälfte des Kräfteplanes überschritten ist; die symmetrische Wiederholung ist nicht mitgezeichnet.

V. Mehrfach verspannter Balken. Fig. 120. Der Balken AJ ist in acht gleiche Felder getheilt, welche hier gleichförmig belastet angenommen sind, worauf die Belastungen der Knoten die der Figur eingeschriebenen Verhältnisse annehmen.

Im Kräfteplan ist zunächst die $ae = 7P$ gemacht, und durch deren Zerlegung 1 und 2, af und fe erhalten; darauf $ab = 2P$ angetragen, und die Resultirende bf der 1 mit $2P$ in 3 und 4, fg und gb , zerlegt. Die Kräfte 2 und 3 haben die Resultante ge ; zerlegt man diese jetzt parallel KC und KL , so erhält man in gh und he die Zugkräfte 5 und 6. Beim Uebergehen auf K

Fig. 120.



oder L zeigt sich jetzt, abweichend von den bisher betrachteten Fällen, die Schwierigkeit, dass man entweder 6 oder die vereinigten $2P$, 4 und 5 in je drei Kräfte von gegebener Richtung zerlegen muss, was eine unbestimmte Aufgabe ist. Man muss deshalb von einer der Kräfte auch noch die Grösse ermitteln. Dies lässt sich z. B. für die Kraft 7 ausführen. Der Stab CL wird vertikal zusammengedrückt durch die Vertikalkomponenten der Züge 5 und 9 und die unmittelbare Last $2P$; 5 und 9 sind einander aber gleich, da sie symmetrisch zu CL liegen und die gleichbelasteten Pfosten BK und DM tragen. Demnach machen wir im Kräfteplan die hi , welche die Kraft 7 darstellen soll, gleich 2mal der Projektion von 5 auf die Vertikale $+ 2P$, vereinigen hi mit $6 = hc$ zu der ie , und zerlegen diese in die Kräfte 10 und 11, im und me . Auf Knoten C zurückgehend, kann man nun auch sofort die vereinigten 4, 5 und $2P$ parallel CL , CM und CD zerlegen, was den Zug $hike$ ergibt und die Kräfte 8 und 9 liefert. So fortfahrend erhält man 12 bis 15, womit die Hälfte des Planes überschritten ist. Bemerkenswerth ist das Ergebniss, dass der Streckbaum AJ überall gleich stark (auf Druck) beansprucht ist.

Der Kräfteplan ändert sich wesentlich, wenn man die Belastung ungleichförmig, wenn auch regelmässig vertheilt; vergl. die Lastvertheilungen in den Fällen Nr. XII und XIII, S. 12.

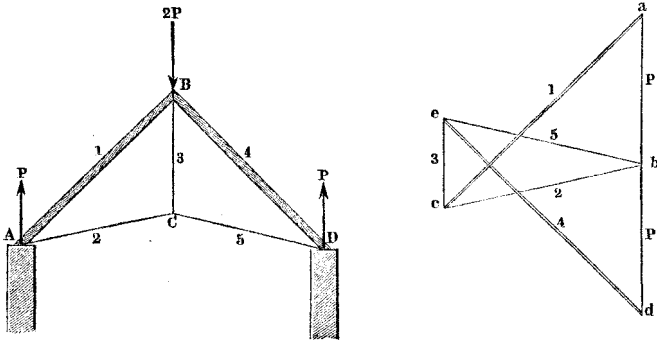
§. 50.

Kräftepläne für Dachstühle.

Die Dachstühle bieten mannigfache Beispiele von gezimmer-ten Trägern *). In den folgenden Aufgaben ist eine gleichförmige vertikal gerichtete Belastung der Sparren vorausgesetzt, so dass die Belastung jedes Feldes dessen Länge in der Sparrenrichtung proportional ist.

I. Dachstuhl mit unverstrebtem Hauptsparren. Fig. 121. Eine gleichvertheilte Last $2P$ auf jeder Dachhälfte gibt die äusseren Kräfte P , $2P$ und P in A , B und C .

Fig. 121.

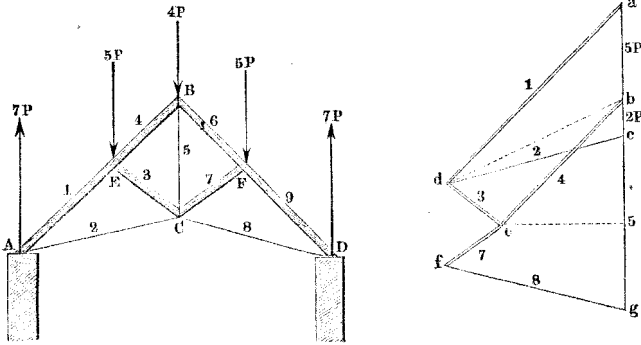


Die Strecke ab im Kräfteplan ist $= P$ gemacht, ac und bc parallel AB und AC gezogen, wodurch die Kräfte 1 und 2 erhalten wurden; 1 ist ein Druck, 2 ein Zug. Letzterer wird vertikal, nach ce , und parallel CD , nach be zerlegt, wodurch die beiden Zugkräfte 3 und 5 gefunden werden, und die Hälfte des Diagramms schon überschritten ist. Vereinigt man übrigens noch 1 mit $2P$ und 3 zu dem Zuge $ecad$, so ist die Schlusslinie de die Kraft 4.

*) Sehr nützliche Beispiele für Uebungen in der Graphostatik sind aus Ritter's Dach- und Brücken-Konstruktionen (Hannover, Rümpler 1863) zu entnehmen, wobei die sorgfältig durchgearbeiteten numerischen Berechnungen der Kräfte in den Stäben als Probe dienen können.

II. Dachstuhl mit einfach verstrebtm Hauptsparren.
 Fig. 122. Fügt man dem vorigen Dachstuhl zwei Streben CE und CF zu, so entsteht der hier gezeichnete. AE und EB verhalten sich hier wie 3 zu 2; ihre Belastungen seien $6P$ und $4P$, dann bewirken diese, dass die äusseren Kräfte an den Knoten die eingeschriebenen Grössen erhalten. Wir machen nun im Kräfte-

Fig. 122.

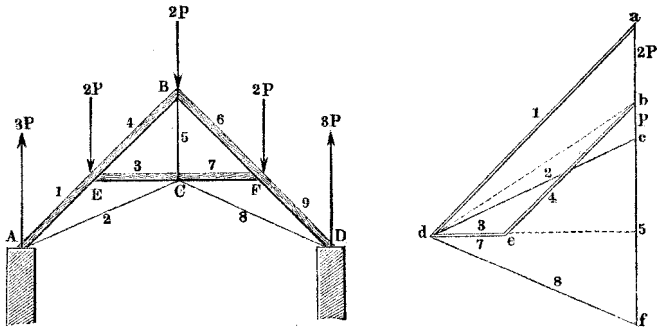


plan $ac = 7P$ und zerlegen letztere Kraft parallel AE und AC in die Kräfte 1 und 2, ad und dc ; darauf 1 mit $5P = ab$ vereinigend, und die (punktirte) Resultante nach EB und EC zerlegend, finden wir die Kräfte 3 und 4, beides Druckkräfte. 2 und 3 werden nun mit ihren Wiederholungen 7 und 8 zu dem Zuge $cddefg$ vereinigt, worauf sich $eg = 5$ ergibt. Letztere Kraft konnte auch durch Zerlegung der vereinigten 4 und $4P$ nach BC und BF gefunden werden, wie denn überhaupt die Anordnung des Kräfteplanes mancherlei Abänderungen zulässt.

III. Anderer Dachstuhl mit einfach verstrebtm Hauptsparren. Fig. 123 (a. f. S.). Dieser Dachstuhl entsteht aus dem vorigen, wenn man an demselben die Streben EC und CF beide horizontal legt. Hier ist $AE = EB$ genommen, wodurch die Felderbelastungen sämtlich gleich werden, und bei A und D die äusseren Kräfte $3P$ entstehen. Letztere Kraft von a bis c im Kräfteplan aufgetragen ergibt in da und cd die Kräfte 1 und 2, darauf nach Vereinigung von 1 mit $2P$ zu der Resultanten db die Druckkräfte 3 und 4 in de und eb . 7 fällt $= 3$, 8 $= 2$ aus; demnach erhält man für 5 die Strecke ef als Schlusslinie des Zuges $cdedf$ oder cdf . Auch muss sich 5 durch Vereinigung der gleichen Kräfte 4 und 6 mit $2P$ ergeben, was die

Figur auch darin zeigt, dass die Vertikalprojektion von 4 um P kleiner, als ef wird. Lässt man die Schlauder CB weg, was sich

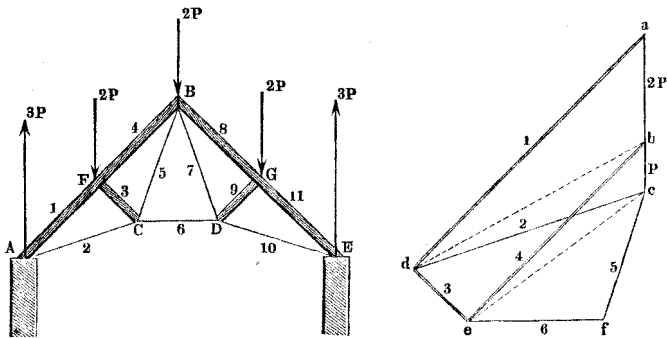
Fig. 123.



bei manchen Ausführungen findet, so kann das Querstück ECF , wenn bei C kein Gelenk gelassen ist, vermöge seiner Biegefestigkeit den Widerstand 5 leisten; bei B aber bäumen sich die Sparren gegen einander auf, wenn der Knoten B nicht in einen festen Verband verwandelt wird.

IV. Dritter Dachstuhl mit einfach verstrebtm Hauptsparren. Fig. 124. Bei dem folgenden Dachstuhl, wel-

Fig. 124.

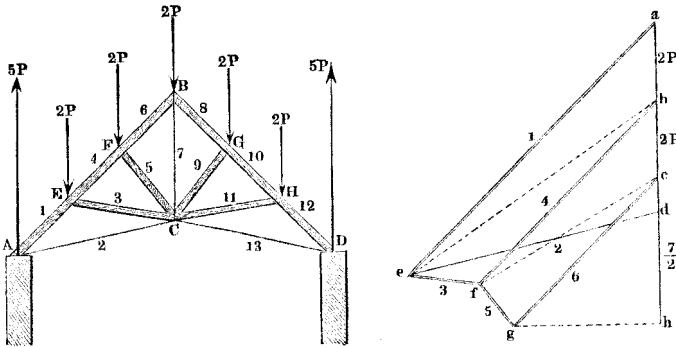


cher häufig als der belgische oder französische bezeichnet wird, ist die mittlere Schlauder der obigen Konstruktionen in ein Dreieck BCD aufgelöst. Die Felder sind gleich breit angenommen, weshalb die äusseren Kräfte an den Knoten wie bei Fig. 120 werden.

Im Kräfteplan ist $abc = 3P$ gemacht, worauf 1 und 2 sofort wie oben gefunden werden. Aus der Zerlegung der vereinigten 1 und $2P$ erhält man dann alsbald die Kräfte 3 und 4 in de und bc , und aus der Resultanten ec der Kräfte 2 und 3 die beiden Zugkräfte 5 und 6 in ef und cf . Die zweite Hälfte wird die symmetrische Wiederholung der ersten.

V. Dachstuhl mit zweifach verstrebttem Hauptsparren. Fig. 125. Diese Konstruktion kann aus der in Fig. 124 da-

Fig. 125.

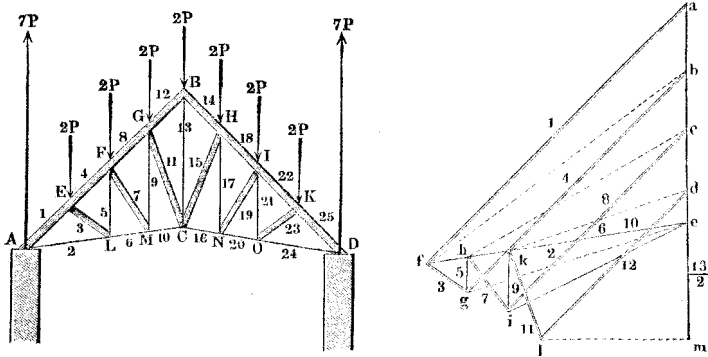


durch erhalten werden, dass man die dort angewandte Strebe des Hauptsparrens in zwei auflöst. Die Felder sind hier wieder gleichgross und gleichbelastet angenommen. Es entstehen dabei, wenn die Belastung jedes Feldes $= 2P$ ist, die freien äusseren Kräfte $5P$ bei A und D . Im Kräfteplan ist nun $ad = 5P$ gemacht und parallel AE und AC zerlegt, wodurch die Kräfte 1 und 2, de und ea , erhalten werden. ea mit $ab = 2P$ zusammengesetzt, liefert die den Knoten E belastende Kraft eb , welche parallel EC und EF zerlegt, in cf und fb , 3 und 4, zerfällt. Ähnlich wird nun die Resultante fc der Kräfte 4 und $2P$ in 5 und 6, fg und gc zerlegt, womit man in der Mitte des symmetrisch ausfallenden Planes angelangt ist. Die Kraft 7 ist die Resultante von 6 und deren Wiederholung 8 und der Firstbelastung $2P$, die Hälfte von 7 also die Projektion von 6 auf eine Vertikale, weniger P , welche Grösse durch die dh dargestellt ist.

VI. Englischer Dachstuhl mit mehrfach verstrebttem Hauptsparren. Fig. 126 (a. f. S.). Hier sind schiefe Streben mit senkrechten Schlaufnern verbunden angewandt. Die Belastung ist wieder gleichförmig angenommen, nämlich jedes der gleich-

grossen Felder senkrecht mit $2P$ belastet gedacht. Bei A und D entstehen die Vertikalkräfte $7P$ als äussere Kräfte.

Fig. 126.



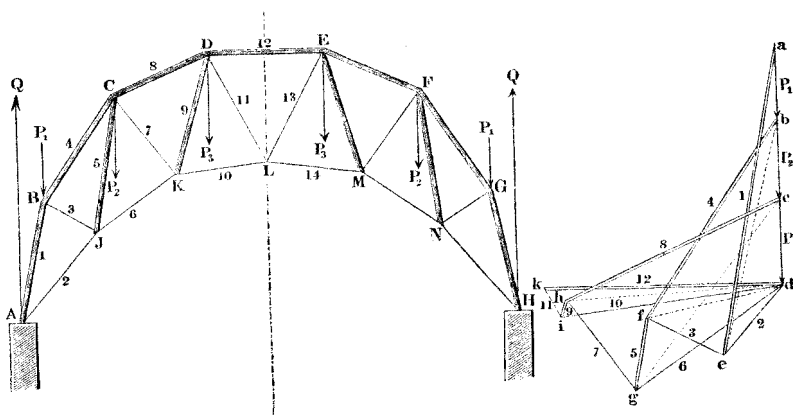
Im Kräfteplan ist $ab + bc + cd + de = 3 \times 2P + P = 7P$ gemacht, ae parallel BE und AL zerlegt, wodurch die Kräfte 1 und 2 in fa und ef erhalten werden. Nun ist 1 mit $ab = 2P$ vereinigt (gedacht) und die Resultante (fb) in die Kräfte 3 und 4, fg und gb zerlegt; alsdann 2 mit 3 (zu ge) verbunden, und diese Resultierende parallel LF und LM in die Kräfte 5 und 6, gh und he zerlegt. So fortfahrend erhält man nach einander die Kräfte bis zu Nr. 12 oder ld , welche alsdann auf die Vertikale projiziert wird. Zieht man endlich jetzt von der so erhaltenen dm die halbe Firstbelastung $P = de$ ab, so bleibt in me die halbe Anspannung der Mittelschlauder BC übrig. Die andere Hälfte des Kräfteplanes fällt gerade so wie die gefundene aus.

VII. Bogenförmiger Dachstuhl, sogenannter Sichelträger. Fig. 127. Der sichelförmige Träger $ABCDEFGH$ in unserer Figur, welcher zur Bedeckung weiter und hoher Räume neuerdings benutzt wird, kann als eine Umformung des englischen Dachstuhles angesehen werden, indem er aus dem letzteren entsteht, wenn man die Abschnitte der Sparren und der unteren Hauptschlauder polygonal anordnet. Die Belastung des Dachstuhles ist hier nicht in bestimmten Verhältnissen angegeben. Zwar ist diejenige, welche von den Deckziegeln und deren Unterstützung herrührt, der Feldbreite proportional zu setzen, nicht aber die vom Schnee herrührende, welche an den steilen Randfeldern bei AB und GH jedenfalls kleiner ausfällt, als bei CD und DE . Es sind deshalb nur unbestimmt gelassene vertikale

Belastungen P_1, P_2, P_3 der Knoten B, C, D, E, F, G eingeführt, denen bei A und B die Kräfte $Q = P_1 + P_2 + P_3$ als äussere Kräfte entgegenwirken.

Im Kräfteplan ist $ab = P_1, bc = P_2, cd = P_3$, also $ad = Q$ gemacht, durch deren Zerlegung parallel AB und AJ die

Fig. 127.



Kräfte 1 und 2, ea und de erhalten werden. 1 mit P_1 zusammen liefert die Kräfte 3 und 4, ef und fb . Aus den nun bekannten Kräften 2 und 3 werden 5 und 6, gf und dg ermittelt; darauf 4 und 5 mit P_2 (zu ge) zusammengesetzt, und durch Zerlegung parallel CK und CD die Kräfte 7 und 8 gefunden, und so fort, bis in kd die Kraft 12 ermittelt ist, welche die Mitte des zu ihr symmetrischen Planes einnimmt. Die Stäbe KL, DL, EL und ML werden sämtlich auf Zug beansprucht.

§. 51.

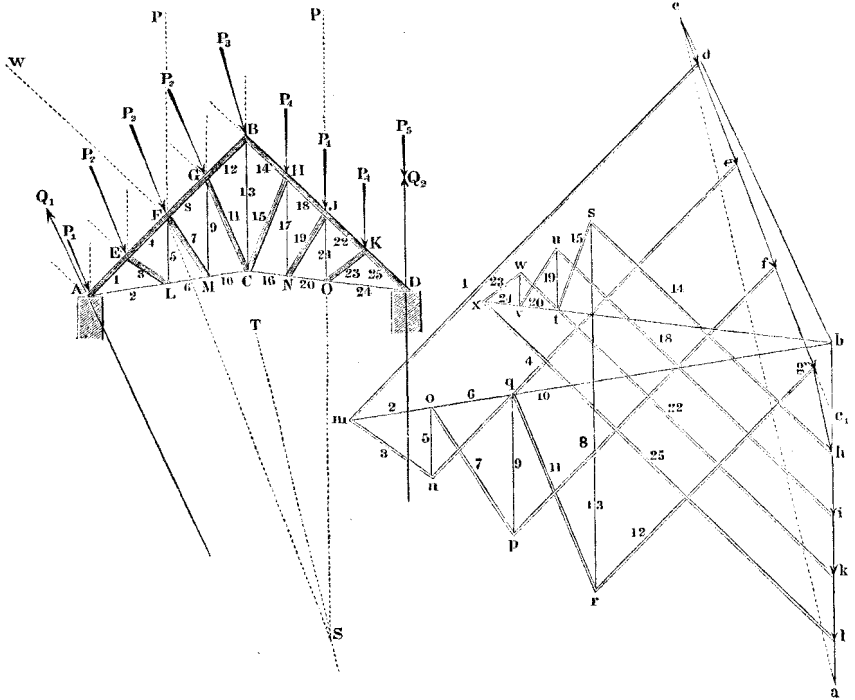
Kräfteplan für einen Dachstuhl mit Winddruck.

Wenn man grosse und schwere Dächer sorgfältig bauen will, muss man ausser der Belastung durch die Konstruktion selbst und den Schnee noch die durch den Wind in Anschlag bringen, indem dieselbe oft beträchtlich ins Gewicht fällt. Um ein Beispiel der graphostatischen Lösung dieser Aufgabe zu geben, untersuchen wir den in Fig. 126 dargestellten englischen Dachstuhl unter Voraussetzung einer Windbelastung W , Fig. 128 (a. f. S.), welche

sich zu der früher in Rechnung gezogenen Vertikalbelastung gesellt.

Zunächst sind hier die Kräfte Q_1 und Q_2 an den Punkten A und D zu bestimmen. Der Winddruck wirkt nur auf die eine

Fig. 128.



Dachfläche, der die Seite AB des Dachstuhles angehört. W sei die normal zu AB gerichtete Mittelkraft des Winddruckes, P die gesammte senkrechte Belastung von AB ; P und W vereinigt bewirken auf AB eine in der Richtung FS wirkende Gesamtbelastung, deren Grösse durch Zusammensetzung von W und P erhalten wird, und die im Kräfteplan durch cc_1 ausgedrückt ist. Auf den anderen Hauptsparren BD wirkt in der Mitte bei J ebenfalls, aber auch allein, die senkrechte Kraft P . Wird deren Richtungslinie bis zum Schmitte S mit der erstgenannten Belastung verlängert, so ist S ein Punkt der Mittelkraft der ganzen Last des Daches. Im Kräfteplan ist $c_1a = P$ gemacht, ac hat also die Richtung dieser Mittelkraft, welche nun nach ST in den Bauplan getragen werden kann. Um die Kräfte Q_1 und Q_2 zu

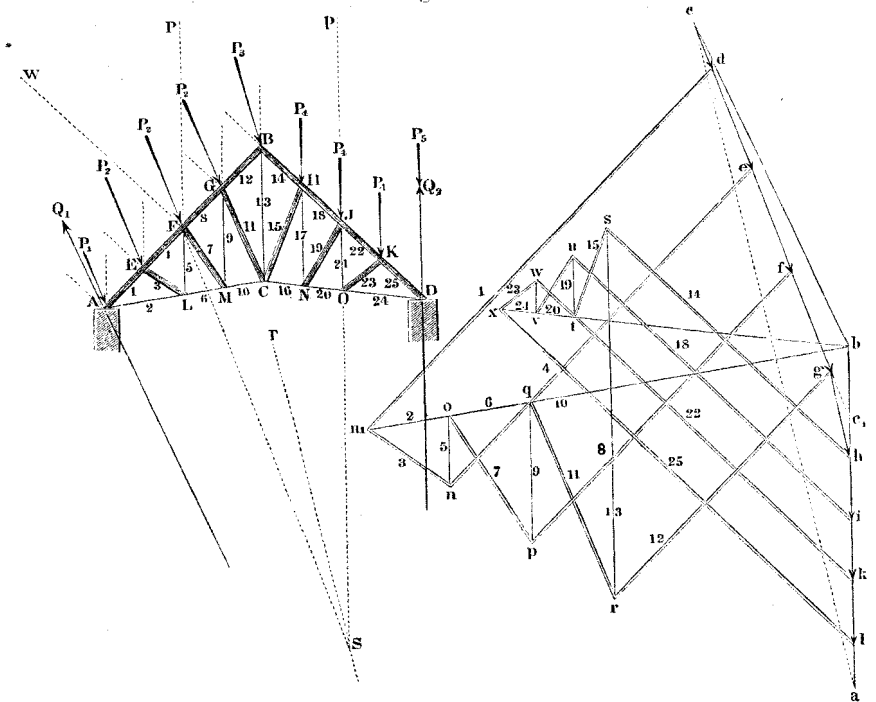
bestimmen, haben wir uns jetzt des in §. 34 Gefundenen zu erinnern, vermöge dessen bei zwei unbekanntem Schlusskräften eines Kräftepolygons wenigstens noch zwei Angaben über die Kräfte vorliegen müssen. Hier lässt sich aber über die Richtungen von Q_1 und Q_2 etwas feststellen.

Der Winddruck ruft eine Horizontalkraft hervor, welche durch die stützenden Wände oder Pfeiler aufgenommen werden muss. Es ist nun in jedem besonderen Falle zu untersuchen, ob die beiden Stützen gleichviel oder ungleichviel Horizontalschub vertragen können, worauf dieser entsprechend zu vertheilen ist. Alsdann sucht man (nach §. 39) die auf die Stützen kommenden Antheile der senkrechten Komponente der Kraft ac auf (nachdem man ac in dem Schnittpunkt der ST . . . mit der AD in senkrechter und waagerechter Richtung zerlegt hat), und setzt sie mit dem betreffenden Antheil der Horizontalkomponente zusammen. Leicht kann der Fall eintreten, dass eine der Stützen gar keinen Seitenschub aufzunehmen vermag, wenn sie nämlich aus frei aufgestellten Säulen oder Pfeilern besteht. Dann kommt der ganze Horizontalschub auf die andere Stütze, die demselben mithin gewachsen sein muss. Hier ist dieser bei Bahnhofshallen nicht seltene Fall vorausgesetzt, nämlich angenommen, dass bei D nur in senkrechter Richtung Widerstand geleistet werden könne. Hiermit sind die Richtungen beider Kräfte festgesetzt. Verlängert man nämlich die Senkrechte in D bis zu dem (hier nicht gezeichneten) Schnitte mit ST , und verbindet den Schnittpunkt mit A , so ist die Richtung der an A angreifenden Kraft gefunden. Diese und die bis jetzt gefundene Rückwirkung bei D sind indessen noch nicht die frei an A und D angreifenden äusseren Kräfte, denn es wirken daselbst noch Antheile der Belastungen der Dachfelder abwärts. Wir vertheilen jetzt, um das Fehlende noch zu finden, die vereinigten P und W auf die Knoten von AB , die P auf die Knoten von BD und erhalten als Belastung von A die Kraft P_1 , für E , F und G die Kraft P_2 , für die First B die Kraft P_3 , für H , J und K die Kraft $P_4 = \frac{P}{4}$ und für D die (senkrechte)

Kraft $P_5 = \frac{P}{8}$. Es ist nun im Kräfteplan gemacht $cd = P_1$, $de = ef = fg = P_2$, $gh = P_3$, $hi = ik = kl = P_4$ und $la = P_5$. Nun endlich haben wir demnach in der Strecke bl die bei D angreifende Kraft Q_2 und in der nicht ausgezogenen Verbindungslinie von b mit a die bei A wirkende äussere Kraft Q_1 .

Die Aufsuchung der Kräfte in dem Gespärre kann nun leicht vorgenommen werden. Zuerst ist $bd = Q_1$ nach AE und AL

Fig. 129.



zu zerlegen, wodurch die bm und md , Kraft 2 und 1 gefunden werden. Darauf wird fortgefahren bis zur Schlauder BC oder Nr. 13, für welche man die Zugkraft $rs = 13$ erhält, indem man in die vertikale rs mit der zu BD parallel gezogenen hs einschneidet. Nunmehr findet man rasch die Kräfte 15 bis 25 in der zweiten Hälfte des Gespärres. Der Kräfteplan liefert ungleiche Kräfte für die entsprechend gelegenen Stäbe. — Die Verzeichnung der Kräfte kann auch mit der Kraft 25, bei dem Dreieck xbl beginnen, und muss dann dasselbe Ergebniss liefern, was als Probe dienen könnte. Da aber der Punkt x durch die von Anfang an verzeichnenbaren Strecken bl und bx bestimmt ist, so zeigt sich die Richtigkeit der ersten Zeichnung schon dadurch, dass die letzte Strecke wx , welche parallel KO zu ziehen ist, in den Punkt x trifft. In der That muss die Zeichnung mit

Sorgfalt ausgeführt werden, damit dieses Zutreffen, d. i. Schliessen des letzten Kräfteedreieckes, stattfindet.

Vergleicht man die in Fig. 129 gefundenen Kräfte mit denen in Fig. 126, so sieht man (da der Kräftemaassstab in beiden Fällen derselbe ist), wie sehr man behufs genauer Berechnung der Dachstühle den Winddruck berücksichtigen muss. Will man im vorliegenden Falle ganz vollständigen Aufschluss haben, so hat man in einem zweiten Plane den Winddruck auf BD angreifend einzuführen.

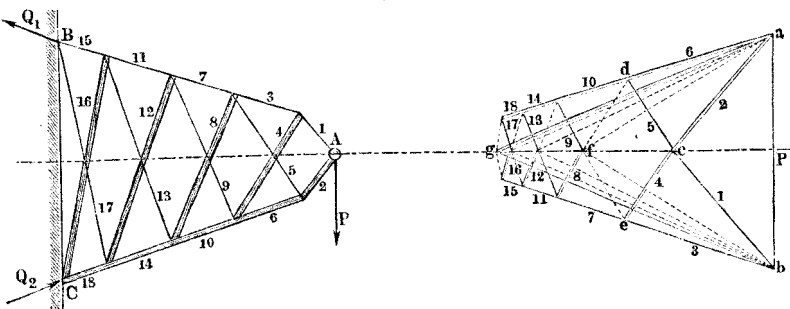
§. 52.

Kräftepläne für gitterförmige Freiträger.

Gitterförmige Freiträger aus Schmiedeeisen wie aus Gusseisen kommen in mancherlei Bauwerken zur Anwendung, in Maschinen u. a. als Balanciers, als Auslader von Kranen u. s. w. Einige Beispiele solcher Träger seien hier noch vorgeführt.

I. Freiträger mit geraden Streckbäumen. Fig. 130. Der hier dargestellte Träger sei in A mit einer Kraft P belastet,

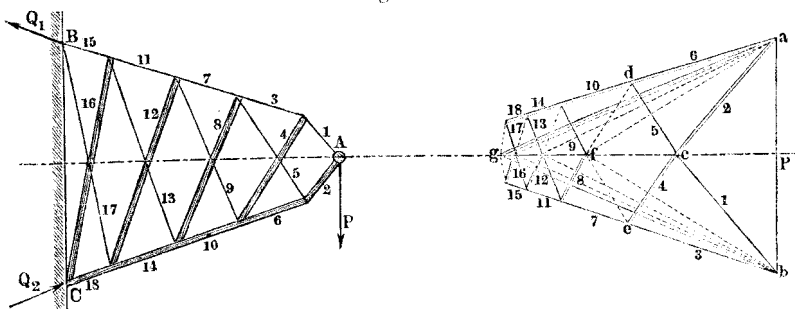
Fig. 130.



welche senkrecht zur Symmetrieachse des Armes gerichtet ist, und in B und C befestigt. Der Kräfteplan lässt sich wie folgt erhalten. In demselben ist $ab = P$ gemacht und nach den Richtungen der Stäbe 1 und 2 zerlegt; ac und cb sind die Kräfte 1 und 2. Jede derselben ist in zwei andere Kräfte zu zerlegen, 1 in 3 und 4, 2 in 5 und 6, was im Kräfteplan durch die Züge bce und adc ausgeführt ist. Nun ist Kraft 3 mit Kraft 5 zu vereinigen, und die Resultante in 7 und 8 zu trennen. Zu dem

Ende wird zuerst $5 = de$ nach fe getragen, worauf die Resultante fb in die 7 und 8 zerlegt werden kann. So fortfahrend,

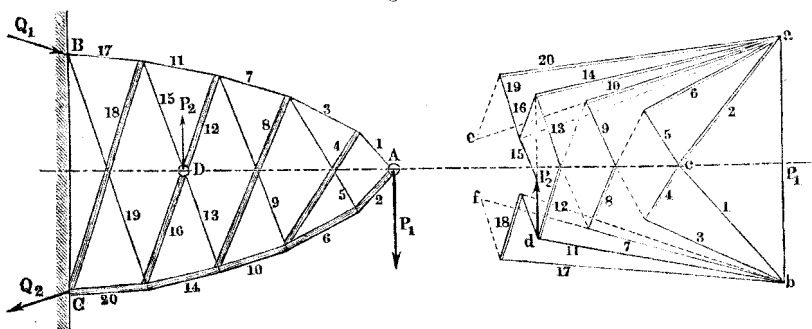
Fig. 131.



erhält man einen zur Achse gc symmetrischen Zug, von dem also eigentlich nur die Hälfte verzeichnet zu werden braucht. Die Strecken ga und bg , welche zuletzt als die Resultanten von 15 mit 17, und 16 mit 18 erhalten werden, kann man als äussere Kräfte in B und C anbringen, um die Träger dort zu befestigen, vorausgesetzt, dass die Richtungen der Kräfte in B und C nach Belieben gewählt werden dürfen.

II. Zweifach belasteter Freiträger. Fig. 132. Der folgende Träger ist bei A vertikal abwärts durch die Kraft P_1 be-

Fig. 132.

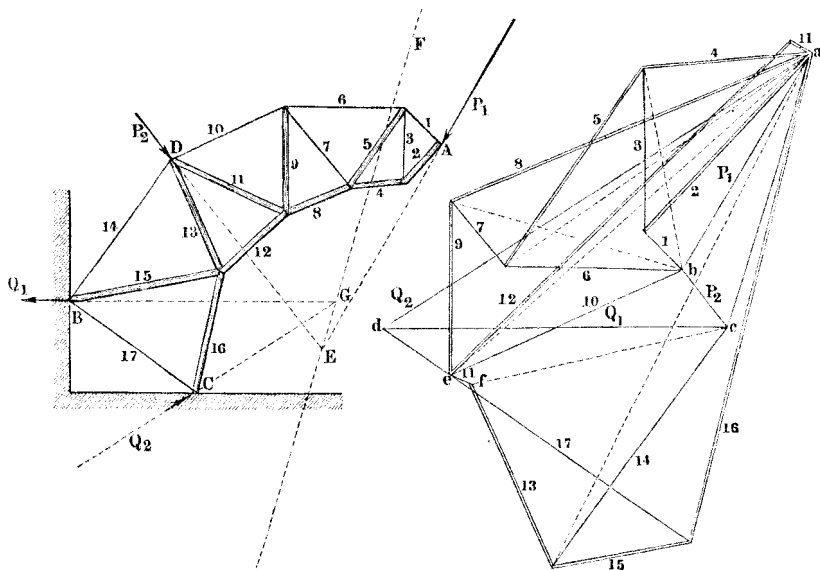


lastet, bei D aufwärts durch P_2 , bei B und C befestigt. Die Streckbäume AB und AC sind polygonal geformt. Der Kräfteplan wird für die Kräfte 1 bis 13 wie der vorige behandelt. Bei D sind die einander kreuzenden Stäbe fest mit einander verbunden gedacht, so dass die Kraft P_2 auf beide Stäbe, 15 und 16, wirken kann; mit ihr vereinigt wirken in demselben Knoten D

die Kräfte 12 und 13. Fügt man demnach bei d dem Zuge 13-12 die Kraft P_2 an, so ist deren Verlängerung bis zum Ursprung von 13 die Resultante der drei Kräfte, welche nun sofort in 15 und 16 zerlegt werden kann. Mit dieser fortfahrend erhält man die Kräfte bis 20 und endlich in bf und ea noch die äusseren Kräfte Q_1 und Q_2 , welche den Kräften P_1 und P_2 das Gleichgewicht halten.

III. Gitterförmiger Kran-Auslader. Fig. 133. Diese Figur zeigt zur Linken einen gebogen gestalteten Freiträger, wie er als Auslader für grosse Krane, mit mehr Feldern ausgeführt,

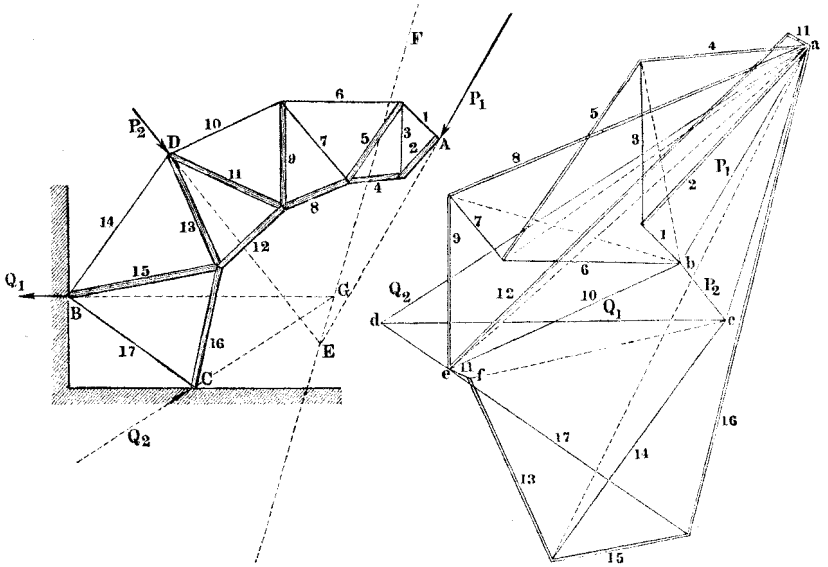
Fig. 133.



gebraucht wird. In A und D greifen die Kräfte P_1 und P_2 an, in B soll eine horizontale äussere Kraft Q_1 , in C eine nach Erforderniss gerichtete äussere Kraft Q_2 ihren Angriffspunkt haben. Der Kräfteplan gibt Aufschluss über die in und an dem Bauwerke vorkommenden Kräfte. Was zunächst die äusseren Kräfte betrifft, so ist vorerst die noch unbekannte Richtung von Q_2 festzustellen. Hierfür verlängern wir P_1 und P_2 bis zu dem Schnittpunkte E , suchen im Kräfteplan durch Verzeichnung des Zuges abc die Richtung EF der Mittelkraft ac der beiden Kräfte, und verlängern die Richtungslinie der Q_1 bis zu ihrem Schnitte G

mit der EF ; dann ist CG die Richtung der Kraft Q_2 . Mit dieser Richtung und der horizontalen den Zug adc im Kräfteplan bildend, erhalten wir $cd = Q_1$ und $da = Q_2$. — Nimmehr begin-

Fig. 134.



nen wir mit der Zerlegung von $P_1 = ab$ in die Kräfte 1 und 2, zerlegen 2 wieder in 3 und 4, vereinigen 3 und 1, und zerlegen ihre Resultante in 5 und 6. So fortfahrend erhalten wir die Kräfte bis 12, wobei zuletzt 9 und 8 in 11 und 12 zerlegt werden. Es ist nun zu 10 und 11 noch P_2 zu fügen, und deren Resultierende in 13 und 14 zu trennen. Die Kraft 11 hätte in unserer Figur auch an e angesetzt werden können, worauf aber 12 mit 2 nahe zusammengefallen, und dadurch Undeutlichkeit entstanden wäre. Nun aber tragen wir 11 noch einmal, und zwar diesmal wirklich von e aus auf, so dass $ef = 11$ wird; dann ist der Zug $11 - 10 - P_2$ gebildet und dessen Schlusslinie cf sofort in 13 und 14 zerlegbar. Es ergeben sich nun 15 und 16 aus der Resultante von 13 und 12, und endlich 17 als Verbindungslinie des Schnittes von 15 und 16 mit d , da 16 und 17 die Mittelkraft $Q_2 = ad$ haben müssen. Ist die Zeichnung genau, so muss 17 im Kräfteplan parallel BC fallen; es entsteht also auch hier eine Kontrolle für die Genauigkeit der Zeichnung, die sehr schätzbar ist.

§. 53.

Schlussbemerkungen.

Nachdem im Vorstehenden eine Reihe der für das vorliegende Buch wichtigen Aufgaben der Arithmographie und Graphostatik behandelt worden sind, verdient noch im allgemeinen dazu bemerkt zu werden, dass Genauigkeit und Sauberkeit im Zeichnen sehr wesentlich für die Anwendung der Methode sind. Demjenigen, der dieselbe brauchen lernen will, ist zu empfehlen, nicht zu viel, oder besser gesagt, möglichst wenig Buchstaben oder Zahlen in die Zeichnung zu schreiben, was Anfänger geru thun, um angeblich besser im Klaren zu bleiben. Die nöthigen Bezeichnungen schreibe man sehr klein und mit dünnem Strich, damit dieselben leicht weggewischt werden können. Gut gespitzte Bleistifte von verschiedenen Härten, ein genaues Reissbrett, sehr gut gearbeitete Winkelbrettchen und Lineale, gute Zirkel und Maassstäbe, ein aufgespannter, ja nicht bloss aufgehefteter Bogen sind Erfordernisse, welche man bei einiger Ueberlegung als selbstverständlich erkennen wird, auf die aber dennoch, der Erfahrung des Verfassers nach, aufmerksam gemacht werden muss. Um die Lösungen sicher und gut auszuführen, bedarf es einer gewissen Übung, deren baldige Erwerbung an einfachen Aufgaben dem Anfänger zu empfehlen ist. Dieselbe fördert aber auch nicht bloss die Güte, sondern auch das Verständniss der Arbeit, welche dann schliesslich rasch und genau das Gesuchte liefert, und zwar in einer glücklichen Form, deshalb, weil sie der sinnlichen Wahrnehmung das Zusammenfassen einer ganzen Reihe von Rechnungsergebnissen gestattet.

DRITTER ABSCHNITT.
KONSTRUKTION DER MASCHINEN-
ELEMENTE.

Vorbemerkungen.

Unter den baulichen Elementen der Maschinen, welche auch einfache Maschinentheile oder Maschinentheile kurzweg genannt werden, versteht man solche einzelne Theile oder Theilgruppen, welche sich bei allen Maschinen mehr oder weniger zahlreich vorfinden und wiederholen. Ihre Zahl ist nicht bedeutend, übrigens auch nicht fest bestimmbar, da die erwähnten Gruppen von Theilen nicht nach festen Grundsätzen aus den möglichen Vereinigungen einzelner Stücke zu einem Ganzen ausgewählt worden sind. Die nachfolgend zusammengestellten baulichen Maschinenelemente werden ziemlich allgemein als solche aufgefasst.

Während in den beiden ersten Abschnitten alle Formeln allgemein gehalten werden konnten, müssen sie hier für bestimmte Maasseinheiten ausgerechnet werden. Für die Abmessungen und Belastungen sind Millimeter und Kilogramm als Einheiten benutzt; nur in einzelnen Fällen ist hiervon abgewichen, dies aber dann ausdrücklich bemerkt. Die Geschwindigkeiten sind im Text stets in Metern ausgedrückt und beziehen sich auf die Sekunde als Zeiteinheit, die Umdrehungszahlen dagegen auf die Minute. Als Maass für Arbeitsgrössen dient das Kilogramm (km); die Arbeitstärke (Intensität der Arbeit) wird durch Sekundenkilogramm ($\frac{\text{km}}{\text{s}}$), grössere Arbeitstärken durch die Pferdestärke $= 75 \frac{\text{km}}{\text{s}}$ gemessen.

Erstes Kapitel.

N i e t u n g e n.

§. 54.

N i e t e n.

Die Nieten dienen zur festen Verbindung plattenförmiger Körper, namentlich der Bleche, ausserdem flacher Eisenstäbe und plattenförmiger Theile von zusammengesetzten Balken und ähnlichen Bautheilen. Als Maschinenelemente stehen sie an der Grenze von deren Gebiet, indem sie bei ihrer Anbringung noch eine wesentliche Umgestaltung oder ihre eigentliche Fertigstellung erst erfahren.

Verschiedene Formen der Nieten zeigen folgende Figuren. Die gewöhnliche schmiedeiserne Niete erhält einen angeschmiedeten

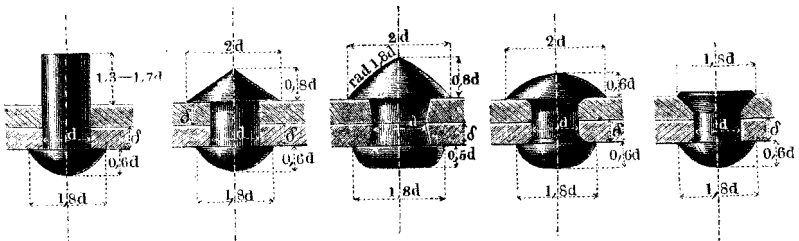
Fig. 135.

Fig. 136.

Fig. 137.

Fig. 138.

Fig. 139.



ten Kopf, den Setzkopf, Fig. 135, und einen zweiten, den Schliesskopf, Fig. 136, welcher beim Schliessen der Nietung aus dem Ende des Schaftes gebildet wird; letzterer soll hierfür um 1,3 bis 1,7 der Schaftdicke, je nach der Genauigkeit, mit welcher die Niete in das Loch passt, vorstehen. Wenn der Schliesskopf mit dem Handhammer fertig gemacht wird, was bei uns nicht mehr so häufig, als in England geschieht, so erhält er die konische Form,

Fig. 136, wenn er aber mit dem Gesenk gestaltet wird, meistens die konoidische oder die sphärische, Fig. 137 oder Fig. 138. Die kleinen Versenkungen an den beiden Schaftenden, Fig. 138, verstärken die Niete nicht unbedeutend. Die in Fig. 137 angegebene schlanke doppelte Versenkung kann beim Durchlochen der Bleche auf dem Stanzwerk dadurch vorgesehen werden, dass man die Matrize weiter macht, als der Stempel dick ist. Bei Schmiedeeisenblechen erzeugt nach Versuchen v. Reiche's ein cylindrischer Stempel ein glattes konisches Loch, wenn die Matrizenweite um $\frac{1}{4}$ Blechdicke grösser ist als das Stempelkaliber. Fig. 139, Niete mit versenktem Schliesskopf, u. a. bei den Nietungen von Schiffswandungen vorkommend.

Bei den Nietungen der Brückenträger empfiehlt sich grosse Sorgfalt in der Wahl der Formeinzelheiten. Fig. 140 bis Fig. 142 stellen die bei den Nietungen der Dirschauer Brücke angewandten

Fig. 140.

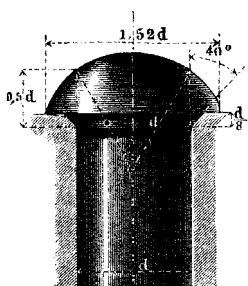


Fig. 141.

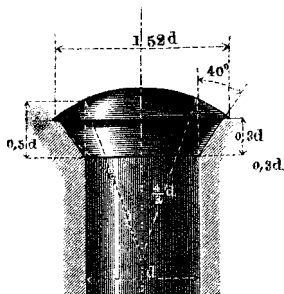
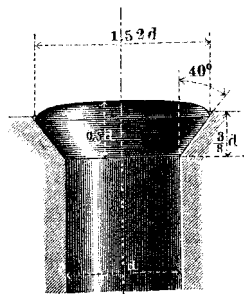


Fig. 142.



Verhältnisse dar, welche durch sehr gute Versuche von Ingenieur Krüger ermittelt worden waren. Fig. 140 zeigt den normalen Nietkopf (Setz- und Schliesskopf), Fig. 141 den halbversenkten, Fig. 142 den ganz versenkten.

Nieten von 25 bis 30 mm Schaftdicke können mit Hämmern von 4 bis $4\frac{1}{2}$ k Gewicht gestaucht werden; zum Fertigmachen des Schliesskopfes mittelst des Kopfgesenkes oder Schellhammers bedient man sich schwererer, bis zu $7\frac{1}{2}$ k wiegender Zuschlaghämmer. Nach Molinos und Pronnier kann eine geübte Nietermannschaft an waagrecht liegenden Werkstücken (Brückenträgern) täglich Nieten setzen:

200 bis 250 Stück bei $d = 18$ mm	100 bis 125 Stück bei $d = 22$ mm
180 " 200 " " 20 "	90 " 100 " " 25 "
und $\frac{3}{4}$ von diesen Anzahlen bei senkrecht stehenden Werkstücken.	

Weit mehr Nieten werden in der trefflichen Kesselfabrik von Piedboeuf (Aachen) an ganz fertig vorgerichteten Kesseln von einer Mannschaft gesetzt, nämlich in 11 täglichen Arbeitsstunden:

350 Stück bei $d = 14$ bis 16 mm	260 Stück bei $d = 23$ bis 24 mm
325 „ „ 17 „ 18 „	240 „ „ 25 „ 26 „
300 „ „ 19 „ 20 „	220 „ „ 27 „ 28 „
280 „ „ 21 „ 22 „	200 „ „ 29 „ 30 „

Bei Cylinderkesseln von mehr als 1 m Durchmesser werden 10 Proz. mehr, bei unbequemen Formen 10 Proz. weniger gesetzt. Eine volle Mannschaft umfasst: einen Nieter, zwei Zuschläger, einen Gegenhalter, einen Schmiedejungen; für die Nieten von 14 bis 16 mm Dicke bedarf es nur eines Zuschlägers.

Neben der Handnietung ist in den letzten Jahren die Maschinennietung mehr und mehr in Aufnahme gekommen. Sie gewährt den Vortheil, dass der Nietschaft sehr rasch umgeformt wird, was seiner Festigkeit zu Gute kommt; ausserdem ist sie unter Umständen bedeutend sparsamer. Für Brückenträgernietungen hat die Maschine, nachdem sie bei der Conway-Brücke zuerst angewandt worden und mancherlei Einwürfen begegnet war, bereits ein ganz bedeutendes Anwendungsfeld gewonnen; auch für die Dampfkesselnietung scheint sie, nachdem stets erneute Verbesserungsversuche gemacht worden sind, die Handarbeit wesentlich beschränken zu sollen*).

*) Unter den Nietmaschinen für Träger und dergleichen nimmt der hydraulische Nieter von Tweddell jetzt wohl die erste Stelle ein. Beschreibungen siehe: Polyt. Zentrabl. 1874, S. 103 (schlechte Abbildung), Engineering 1875, Jan., S. 76, die von Sellers verbesserte T'sche Maschine, Journ. of the Franklin Inst. 1876, S. 305; die T'sche Maschine am Kran, Sc. American 1876, April, S. 226; kleine T'sche Maschine am Gestell, für die Werkstätte, Revue indust. 1876, S. 349. Grosse feststehende Dampf- und hydraulische Nieter, auch für Dampfkessel verwendbar, sind: die Maschine von Garforth, s. Kronauer's Zeichn. III, entnommen aus Johnson, Imp. Cyclopaedia, Taf. 42, sodann die wie die vorige mit Dampf betriebene schöne Maschine von Gouin, s. Molinos u. Pronnier, Ponts métalliques, S. 180, ferner die Riveuse hydraulique du Creusot (20 bis 80 Tonnen Druck auf die Niete, 2 bis 25 Stück minutlich), s. Revue industr. 1875, S. 369, dann die riesige hydr. Nietmaschine von M. Kay u. M. George (bis 120 Tonnen Druck auf die Niete), Engineering 1875, März, S. 223. Ein neues und, wie es scheint, sehr glückliches System ist das der Allen'schen Dampfnietermaschine, für Kesselnietungen bestimmt. Hier ist die Verbindung zwischen Stempelträger und Gegenhalter sehr geschickt durch einen dünnen Verbindungssteg bewirkt, der durch eines der noch freien Nietlöcher geht; Ausstellung in Philadelphia 1876, drei Nieten und mehr minutlich.

§. 55.

Festigkeit der Nietungen.

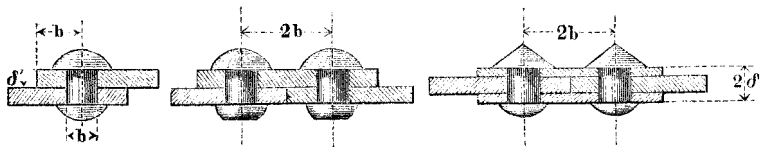
Die Nietverbindungen sollen entweder vorwiegend fest (Brückenträger und ähnliche Bauwerke) oder vorwiegend dicht sein (Gefässe von geringem inneren Druck, Schiffe, Gasbehälter), oder sie sollen die beiden genannten Eigenschaften möglichst vereinigen (Dampfkessel). Man unterscheidet daher Kraftnietungen und Verschlussnietungen, zwischen welchen diejenigen der Dampfkessel mitten inne stehen.

Die Kraftnietungen werden als einseitige oder Ueberblattungs-nietungen, Fig. 143 und 144, oder als zweiseitige oder sogenannte Kettennietungen, Fig. 145, ausgeführt; letztere Form ist nament-

Fig. 143.

Fig. 144.

Fig. 145.



lich für Brückenträger in Gebrauch gekommen. Die einseitige Nietung in Fig. 144 führt den Namen Laschen-nietung, u. a. gut angewandt bei stehenden Röhren, Kaminen u. s. w.; die Lasche ist als eine Blechtafel anzusehen.

Eine konstante Blechdicke δ vorausgesetzt, kann eine Nietung nicht so fest gemacht werden, als das volle Blech; immerhin aber kann man die Festigkeit der Nietung durch passend gewählte Verhältnisse gross machen. Die besten Verhältnisse werden erzielt, wenn man, unter Voraussetzung eines genügend festen Randes, die Nieten und das neben ihnen bleibende Blech gleich fest macht, d. h. ihnen gleiche Sicherheit gegen die Ueberschreitung der Elastizitätsgrenze gibt. Haben Nieten und Bleche dasselbe Material, so muss hierfür nach §. 5 die Spannung in den Nietquerschnitten 0,8 mal so gross gesetzt werden, als die im Bleche. Hierauf sind die folgenden Formeln, welche die Reibung der

Nietungstheile als vergänglich unberücksichtigt lassen, gegründet.
Bezeichnet:

- δ die Blechdicke,
- d den Nietdurchmesser,
- a die Nietweite, d. i. den Achsenabstand benachbarter Niete einer Reihe,
- n die Anzahl der Nietreihen der Nath,
- φ den Kraftmodul der Nietnath, d. h. das Verhältniss der Festigkeit der Nietnath zu derjenigen des vollen Bleches,

so werden die günstigsten Verhältnisse hinsichtlich der Festigkeit erreicht, wenn man nimmt:

bei der Ueberblattungs-nietung:

$$\left. \begin{aligned} \frac{a}{\delta} &= n \frac{\pi}{5} \left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta} \\ \varphi &= 1 - \frac{d}{a} = \frac{1}{1 + \frac{1}{n} \frac{5}{\pi} \frac{\delta}{d}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (43)$$

bei der Kettennietung:

$$\left. \begin{aligned} \frac{a}{\delta} &= 2 n \frac{\pi}{5} \left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta} \\ \varphi &= 1 - \frac{d}{a} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2n} \frac{5}{\pi} \frac{\delta}{d}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (44)$$

Der Blechrand wird auf Abscheerung und auf Biegung beansprucht. Die für erstere Beanspruchung erforderliche Breite heisse b' , die für letztere b'' , beide gemessen von der Mitte der dem Rande zunächst stehenden Niete aus. Für annähernd gleiche Festigkeit mit dem durchlochten Bleche erhält man:

bei der Ueberblattungs-nietung:

$$\left. \begin{aligned} \frac{b'}{\delta} &= \frac{5}{8} \frac{a-d}{n\delta} = \frac{\pi}{8} \left(\frac{d}{\delta}\right)^2 \\ \frac{b''}{\delta} &= \left(0,5 + 0,56 \sqrt{\frac{d}{\delta}}\right) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (45)$$

bei der Kettennietung:

$$\left. \begin{aligned} \frac{b'}{\delta} &= \frac{5}{8} \frac{a-d}{n\delta} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d}{\delta}\right)^2 \\ \frac{b''}{\delta} &= \left(0,5 + 0,79 \sqrt{\frac{d}{\delta}}\right) \frac{d}{\delta} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (46)$$

Als eine praktisch brauchbare Randbreite, welche dem Nietkopf genügend Raum gibt, gilt für beide Fälle:

$$b = 1,5 d \text{ oder } \frac{b}{\delta} = 1,5 \frac{d}{\delta} \dots \dots \dots (47)$$

Von Interesse ist noch der Flächendruck p , mit welchem der Nieten gegen die cylindrische Wandfläche des Nietloches gepresst wird. Ist \mathfrak{S}_2 die Zugspannung im durchlochten Blech, so hat man:

bei der Ueberblattungsniertung

$$\frac{p}{\mathfrak{S}_2} = 0,2 \pi \frac{d}{\delta} \dots \dots \dots (48)$$

bei der Kettenniertung

$$\frac{p}{\mathfrak{S}_2} = 0,4 \pi \frac{d}{\delta} \dots \dots \dots (49)$$

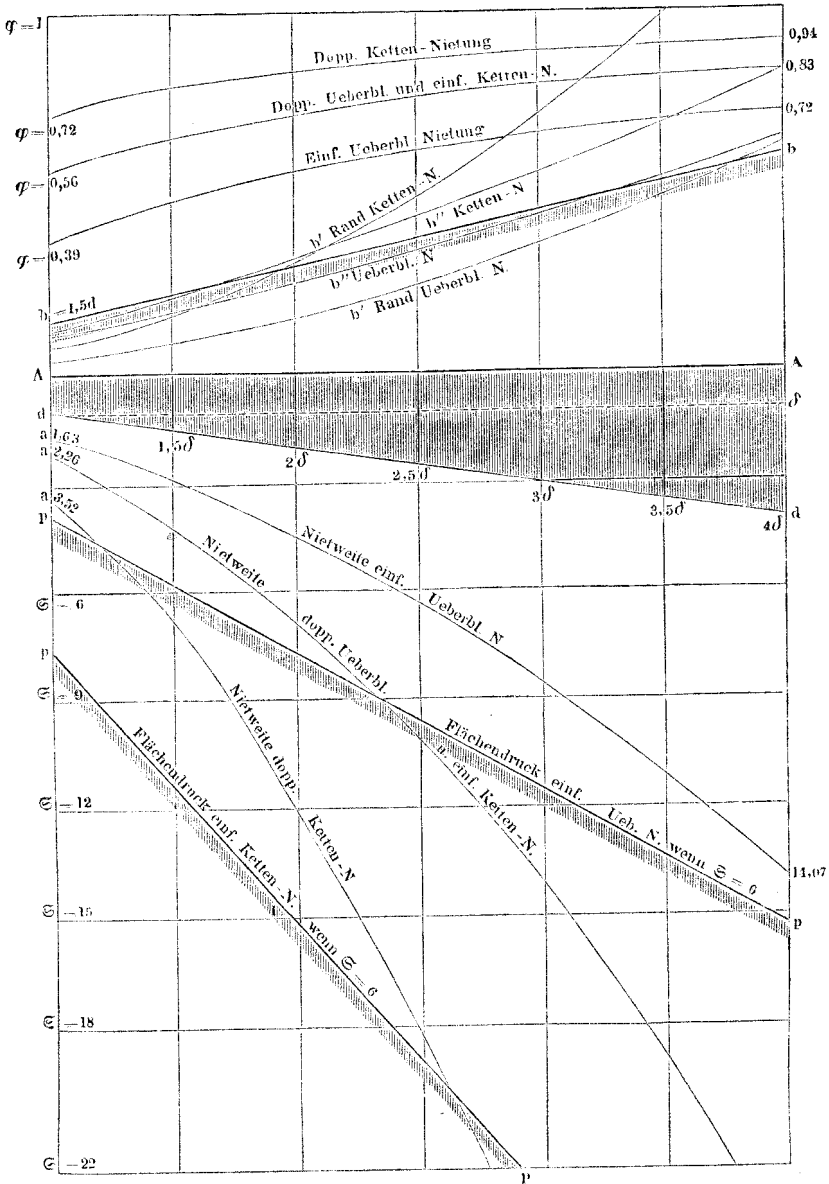
Zur Vergleichung einiger wichtiger Zahlenergebnisse der sämtlichen vorstehenden Formeln dient folgende Tabelle nebst Riss.

§. 56.

Tabelle und Proportionsriss über Kraftniertungen.

		$d/\delta =$		1,0		1,5		2,0		2,5		3,0		4,0	
		$n =$		1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
Ueberbl.-Niertung	$a/\delta =$	1,63	2,22	2,92	4,33	4,52	7,04	6,43	10,37	8,67	14,33	14,07	24,14		
	$b'/\delta =$	0,39	0,39	0,88	0,88	1,57	1,57	2,54	2,54	3,53	3,53	6,28	6,28		
	$b''/\delta =$	1,06	1,06	1,78	1,78	2,58	2,58	3,46	3,46	4,31	4,31	6,48	6,48		
	$\varphi =$	0,39	0,55	0,49	0,65	0,56	0,72	0,61	0,76	0,65	0,79	0,72	0,83		
	$p/\mathfrak{S}_2 =$	0,63	0,63	0,94	0,94	1,26	1,26	1,57	1,57	1,88	1,88	2,51	2,51		
Kettenniertung	$a/\delta =$	2,26	3,52	4,33	7,15	7,04	12,05	10,37	18,21	14,33	25,61	24,14	44,21		
	$b'/\delta =$	0,79	0,79	0,96	0,96	3,14	3,14	4,91	4,91	7,07	7,07	12,56	12,56		
	$b''/\delta =$	1,29	1,29	2,20	2,20	3,24	3,24	4,37	4,37	5,60	5,60	8,32	8,32		
	$\varphi =$	0,56	0,72	0,65	0,79	0,72	0,83	0,76	0,86	0,79	0,90	0,83	0,94		
	$p/\mathfrak{S}_2 =$	1,26	1,26	1,88	1,88	2,51	2,51	3,14	3,14	3,77	3,77	5,03	5,03		

Fig. 146.



In dem umstehenden Riss sind die wichtigsten der behandelten Werthe zeichnerisch zusammengestellt. Man ersieht aus beiden Darstellungen, dass hohe Kraftmodel bei den betrachteten Nietungen sich schwer praktisch verwirklichen lassen, da die grossen Nietdicken sehr unbequem sind. Am ehesten eignet sich noch dazu die Ueberblattungs-nietung. Denn bei der scheinbar günstigeren Kettennietung tritt das Hinderniss auf, dass der Flächendruck p rasch wächst und schon bei $d : \delta = 3$ den Bruchmodul für das Zerdrücken des Schmiede Eisens (22 k) erreicht, wenn die Zugspannung neben den Nietlöchern $= 6$ k gemacht wird. Hiernach erklärt sich zum Theil das Loswerden der Nietungen an Tragkonstruktionen von oft wechselnder Belastung. Mit $d : \delta$ bei der Kettennietung über 2 viel hinauszugehen, empfiehlt sich demnach nicht. Fairbairn, dessen Versuche die Zahlen innerhalb der Versuchsgrenzen bestätigt haben, schlug vor, bei Bauwerken den Blechen, so weit die Nietung reicht, die Dicke ($1 : \varnothing$) δ zu geben; der Vorschlag ist wegen der Ausführungsschwierigkeiten nicht angenommen worden*). Als recht zweckmässig stellt sich die Randbreite $b = 1,5d$ heraus, indem sie den Rand gegen Biegung wie gegen Abscheerung wenigstens bei der Ueberblattungs-nietung recht gut sichert.

§. 57.

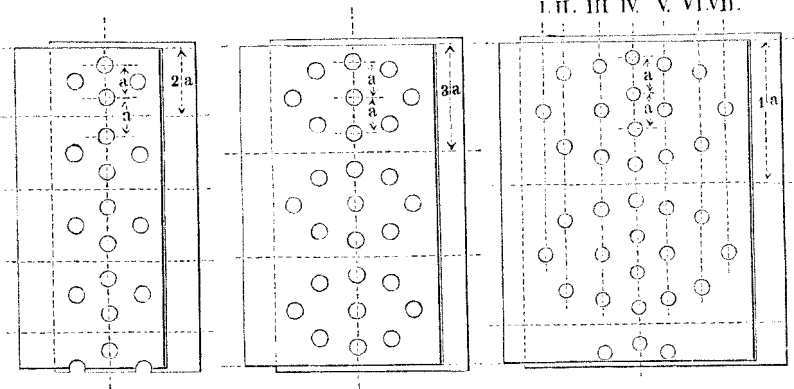
Kraftnietungen mit verjüngter Nietstellung.

Sind mehr als zwei Nietreihen statthaft, so kann die Festigkeit einer Nietung, ohne dass man übertrieben dicke Nieten anzuwenden braucht, dadurch sehr erhöht werden, dass man die Zahl der Nieten in den einzelnen Reihen von der mittleren aus arithmetisch abnehmen oder sich verjüngen (konvergiren) lässt. Die Nietzahlen in auf einanderfolgenden Reihen verhalten sich dann wie

1 : 2 : 1	. . .	Summa	4
1 : 2 : 3 : 2 : 1	. . .	„	9
1 : 2 : 3 : 4 : 3 : 2 : 1	. . .	„	16

*) Die neuerdings aufgetauchte Frage wegen der Schutzmäntel der Zuckerschleudern könnte seine Wiederaufnehmung veranlassen, wenn man sich nicht zu dem noch vorzüglicheren Mittel, die Mäntel zu schweissen, entschliessen will. Vergl. indess auch §. 57.

Folgende Figuren stellen solche verjüngte Nietungen, wie man sie wohl kurz nennen kann, dar, und zwar angewandt auf Ueber-
 Fig. 147. Fig. 148. Fig. 149.



blattungsnietung. Durch Punktirung sind die Felder begrenzt, in welchen sich die Stellungen regelmässig wiederholen; in der Längsrichtung jeder Reihe sind die Niete gleichförmig vertheilt. Ist die Nägelzahl in der Mittelreihe eines Feldes = m , so ist die Summe der Nägel des Feldes m^2 *). Nach dieser Zahl m kann man die Nietungen näher bezeichnen. Fig. 147 stellt nämlich hiernach eine zweistellige, Fig. 148 eine dreistellige verjüngte Nietung dar u. s. w. Den vorliegenden verjüngten Nietungen gegenüber können die weiter oben behandelten Nietverbindungen Parallelnietungen genannt werden.

Nimmt man wie oben an, dass die das Feld auf Zug beanspruchende Kraft P gleichförmig auf die Niete vertheilt sei, so erhält man für die günstigsten Verhältnisse der ersten Reihe:

$$\text{oder } \left. \begin{aligned} \frac{a}{\delta} &= m \frac{\pi}{5} \left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{1}{m} \frac{d}{\delta} \\ \frac{a}{d} &= m \frac{\pi}{5} \left(\frac{d}{\delta}\right) + \frac{1}{m} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (50)$$

Werden nun die Zugspannungen im (oberen) durchlochten Bleche in den Linien I, II, III, IV . . ., Fig. 149, mit $\mathfrak{S}_2^I, \mathfrak{S}_2^{II}, \mathfrak{S}_2^{III}, \mathfrak{S}_2^{IV} \dots$ bezeichnet, so hat man:

1) Weil $\frac{1}{2} [1 + m] m + \frac{1}{2} [1 + (m - 1)] (m - 1) = m^2$.

Reuleaux, der Konstrukteur.

$$\left. \begin{aligned}
 P &= \mathfrak{E}_2^I (ma - d) \delta \\
 &= \mathfrak{E}_2^{II} (ma - 2d) \frac{m^2}{m^2 - 1} \delta \\
 &= \mathfrak{E}_2^{III} (ma - 3d) \frac{m^2}{m^2 - 3} \delta \\
 &= \mathfrak{E}_2^{IV} (ma - 4d) \frac{m^2}{m^2 - 6} \delta \\
 &= \mathfrak{E}_2^V (ma - 5d) \frac{m^2}{m^2 - 10} \delta
 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (51)$$

und erhält hieraus, wenn $\mathfrak{E}_2^I = \mathfrak{E}_2^{II}$ werden soll,

$$\frac{a}{d} = \frac{m^2 + 1}{m} \dots \dots \dots (52)$$

und unter derselben Voraussetzung:

$$\frac{\mathfrak{E}_2^{III}}{\mathfrak{E}_2^I} = \frac{m^2 - 3}{m^2 - 2}, \quad \frac{\mathfrak{E}_2^{IV}}{\mathfrak{E}_2^I} = \frac{m^2 - 6}{m^2 - 3}, \quad \frac{\mathfrak{E}_2^V}{\mathfrak{E}_2^I} = \frac{m^2 - 10}{m^2 - 4},$$

d. h. die in den Linien III, IV, V . . . entstehenden Spannungen sind kleiner als $\mathfrak{E}_2^I = \mathfrak{E}_2^{II}$. Somit ist die Annahme brauchbar. Sie ergibt, wenn in (50) eingeführt:

$$\frac{d}{\delta} = \frac{5}{\pi} = 1,5916 \sim 1,6 \dots \dots \dots (53)$$

d. h. es ist zweckmässig $d : \delta$ konstant und zwar = 1,6 zu setzen. Für den Kraftmodul φ erhält man nun, wenn die Zugspannung im vollen Blech = \mathfrak{E}_1 ,

$$\varphi = \frac{\mathfrak{E}_1}{\mathfrak{E}_2} = 1 - \frac{d}{ma} = \frac{m^2}{m^2 + 1} \dots \dots \dots (54)$$

Zugleich kommt für den Flächendruck p auf die Niete:

$$p = \frac{P}{m^2 \delta d} = \mathfrak{E}_2^I \dots \dots \dots (55)$$

Diese Verhältnisse sind alle recht günstig, indem sich ergibt für:

$m = 2$	3	4	5
$\frac{d}{\delta} = 1,6$	1,6	1,6	1,6
$\frac{a}{d} = 2,50$	3,33	4,25	5,20
$\frac{a}{\delta} = 4,0$	5,32	6,80	8,32
$\varphi = 0,80$	0,90	0,94	0,96

Für die Verbindung ausgedehnterer Platten empfiehlt sich wohl nur die zweistellige verjüngte Nietung, die drei- und mehrstellige eignet sich dagegen für die Schiftung flacher Stäbe, wie sie bei Trägern vorkommen, und zwar unter Anwendung der Laschennietung. Fig. 150 dreistellige, Fig. 151 vierstellige verjüngte Laschennietung.

Fig. 150.

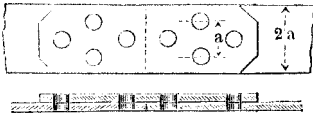
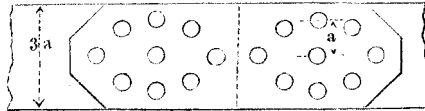


Fig. 151.



Auch noch andere als die vorgeführten verjüngten Nietstellungen lassen sich, wie man übersieht, mit gutem Erfolge einrichten, z. B. solche, bei denen die Lasche etwas dicker als die Unterplatte gewählt wird; ihre Berechnung ist aus der obigen für den einzelnen Fall abzuleiten (vergl. auch §. 59 zu Ende).

§. 58.

Dampfkesselnietungen.

Für die Dampfessel werden gewöhnlich nur die Parallelnietungen benutzt. Hier darf man wegen des dichten Verschlusses keine weite Nietstellung anwenden; aus demselben Grunde werden bei den dünneren Blechen verhältnissmässig dickere und weitergestellte Nieten benutzt, als bei stärkeren, und zudem die Ränder der Bleche und Nietköpfe gestemmt. Hierzu werden die Blechränder besonders vorbereitet, und zwar nach der älteren Methode, indem man die rechtwinklig zur Unterplatte stehende Blechstirn mit dem Meissel vornuthet, Fig. 152, und darauf das Liegende der Nuth an die Unterplatte stemmt, nach der neueren Methode, indem man den Rand schon auf der Blechscheere schräge schneidet, Fig. 153, worauf das Antreiben ohne andere Vorarbeit geschehen kann. Schrägungswinkel etwa $18\frac{1}{2}^{\circ}$, nämlich entsprechend einem Anzug $= \frac{1}{3}$. Nach der Methode des Amerikaners Connery geschieht das Stemmen am vortheilhaftesten mit einem stark abgerundeten Treiber, siehe Fig. 154; ein solcher beschädigt nicht die Unterplatte, wie der ältere, rechtwinklig abgestumpfte

Treiber leicht thut; auch erstreckt sich eine Wirkung weiter in das Blech hinein.

Diese in den Vordergrund tretende Berücksichtigung des dichten Verschlusses weist auf die in der Praxis brauchbar er-

Fig. 152.

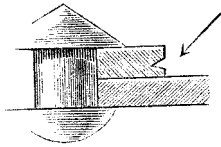


Fig. 153.

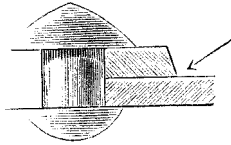
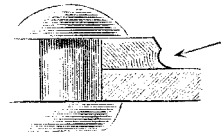


Fig. 154.



kannten Abmessungsverhältnisse der Kesselnietungen als maassgebend hin. Nach Lemaitre ist es zweckmässig, für Dampfkessel zu nehmen bei der einfachen Nietung:

$$\left. \begin{aligned} d &= 4 + 1,5 \delta \\ a &= 10 + 2 d \\ b &= 1,5 d \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (56)$$

Die doppelte Ueberblattungsniertung wird bei Kesseln auch benutzt. Insbesondere wenden manche dieselbe mit Vorzug für die Längsnäthe cylindrischer Kessel an, während sie die Queroder Rundnäthe einfach nieten, da die Beanspruchung der Längsschnitte solcher Kessel sehr nahe doppelt so gross ist, als die Querdurchschnitte. Unter Beibehaltung obiger Formel für d kann man bei der Doppelniertung, d. i. der zweireihigen Parallelniertung, für die Nietweite a_2 in jeder Nietreihe nehmen:

$$a_2 = 20 + 3 d \dots \dots \dots (57)$$

während der Abstand der Nietmittel der vorderen Reihe von demjenigen der zweiten wie oben $= 10 + 2 d$ gemacht wird. Manche behalten für beide Reihen diese letztere Nietweite bei. (Vergl. unten Fig. 156.)

Hinsichtlich des Kraftmoduls φ hat man bei den vorliegenden Nietungen zu beachten, dass die Nieten und das durchlochte Blech nicht für gleiche Sicherheit proportionirt sind. Man hat demnach für beide einzeln die Kraftmodel zu ermitteln und den kleineren von beiden als denjenigen der fertigen Nietung anzusehen. Ist

- φ' der Kraftmodul für das durchlochte Blech,
- φ'' derjenige für die Nieten,

so hat man, entsprechend den früheren Formeln:

$$\left. \begin{aligned} \varphi' &= \frac{a-d}{a} \\ \varphi'' &= \frac{\pi}{5} n \frac{d^2}{a \delta} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (58)$$

Für den Flächendruck p der Nietensäfte kommt endlich bei den obigen Verhältnissen, für einfache wie doppelte Nath:

$$\frac{p}{\mathfrak{S}_2} = \frac{\pi}{5} \left(\frac{4}{\delta} + 1,5 \right) \dots \dots \dots (59)$$

Man lässt die Spannung \mathfrak{S}_2 im durchlochten Blech bei Dampfkesseln in der Regel nicht über 3 bis 4 k gehen. Es folgen hier nun wieder zwei tabellarische Zusammenstellungen der wichtigsten Ergebnisse vorstehender Formeln.

§. 59.

Tabelle und Proportionsriss über Dampfkesselnietungen.



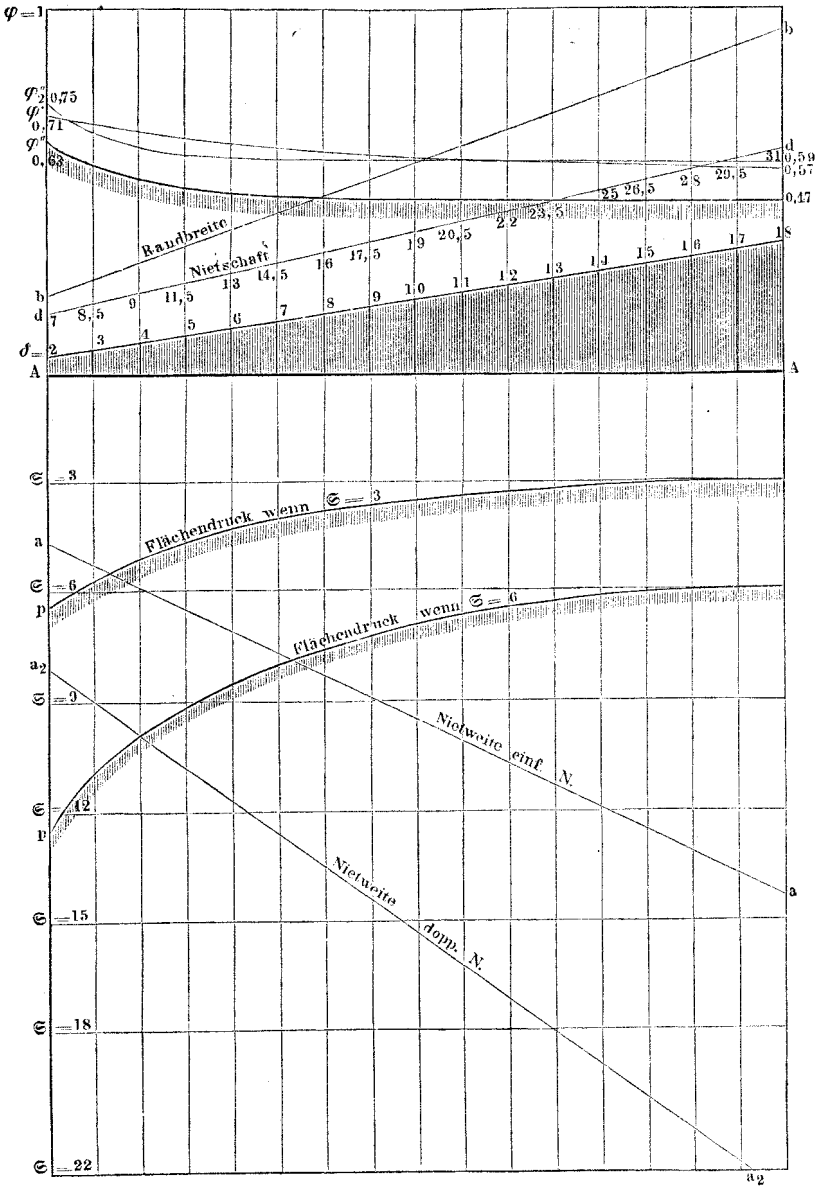
δ	d					Schaftlänge	a	a_2	Kraftmodel			Gewicht von 100 Paar Köpfen.
		Höhe 0,6 d	Dchm. 1,8 d	Höhe 0,8 d	Dchm. 2 d				einf.	dopp.	φ'	
2	7	4,2	12,6	5,6	14	16	24	41	0,71	0,63	0,75	0,49
3	8,5	5	15	7	17	20	27	45	0,69	0,56	0,67	0,81
4	10	6	18	8	20	25	30	50	0,67	0,52	0,63	1,43
5	11,5	7	21	9	23	30	33	55	0,65	0,50	0,60	2,11
6	13	8	23	10	26	34	36	59	0,64	0,49	0,60	3,03
7	14,5	9	26	12	29	39	39	64	0,63	0,48	0,59	4,41
8	16	10	29	13	32	43	42	68	0,62	0,48	0,59	6,04
9	17,5	11	32	14	35	48	45	73	0,61	0,48	0,59	7,84
10	19	11	34	15	38	52	48	77	0,60	0,47	0,09	9,87
11	20,5	12	37	16	41	57	51	82	0,60	0,47	0,59	13,22
12	22	13	40	18	44	61	54	86	0,59	0,47	0,59	15,12
13	23,5	14	42	19	47	66	57	91	0,59	0,47	0,59	18,22
14	25	15	45	20	50	71	60	95	0,58	0,47	0,59	22,98
15	26,5	16	48	21	53	75	63	100	0,58	0,47	0,59	27,25
16	28	17	50	22	56	80	66	104	0,57	0,47	0,59	32,57
17	29,5	18	53	24	59	84	69	109	0,57	0,47	0,59	37,40
18	31	19	56	25	62	89	72	113	0,57	0,47	0,59	42,59

Fig. 155.



Die Schafflänge ist $= 2 \delta + 1,7 d$ gesetzt, entspricht also einer Niete, welche zwei Bleche von der Dicke δ zu verbinden hat, bei reichlicher Zugabe für zu weite Bohrung der Bleche, siehe §. 54. Die letzte Spalte ist bei Voranschlägen benutzbar.

Fig. 155 gibt das Gesamtbild der Hauptwerthreihen der vorstehenden Tabelle. Wie man sieht, ist bei der einreihigen Nietung der Kraftmodul φ' für die Nieten stets kleiner als derjenige φ'' für das durchlochte Blech und bleibt fast immer unter $1/2$. Somit sind die einfachen Kesselnietungen durchschnittlich weniger als halb so stark, als das volle Blech. Bei der erwähnten blossen Verdopplung der Nietnath unter Beibehaltung der Nietweite $a = 10 + 2d$ nimmt φ'' aus (58) das Doppelte des eingetragenen Werthes an, käme also bei kleinem δ sogar über 1 hinaus. Dann aber ist φ' der kleinere von beiden Werthen und somit maassgebend. D. h. die Verdopplung hat den Kraftmodul nur auf die durch φ' angegebene Höhe gesteigert. Wählt man bei doppelter Parallelnietung die Nietweite a_2 gemäss (57), so fallen φ' und φ'' grösser aus, als vorhin. Der kleinere der beiden Model ist der für die Nieten; er wird:

$$\varphi_2'' = 2 \frac{\pi}{5} \frac{d^2}{a \delta} \dots \dots \dots (60)$$

Seine Werthe liegen zwischen 0,75 und 0,57, und sind in Tabelle und Proportionsriss eingetragen. Der Flächendruck p bewegt sich überall innerhalb statthafter Grenzen.

Fig. 156 (a. f. S.) zeigt eine Doppelnietung, bei welcher die Nietweite überall $= 10 + 2d$ genommen ist, Fig. 157 eine solche, bei welcher in den beiden Reihen einzeln genommen der Werth $a_2 = 20 + 3d$ zu Grunde liegt. Die Laschennietung (Fig. 144), welche wir auch bei Dampfkesseln einfach und doppelt benutzen, wird von den Amerikanern für Dampfkessel nicht angewandt. Statt ihrer bedienen sie sich der in Fig. 158 dargestellten Nietung. Dieselbe ist eine Verbindung der Parallelnietung mit der verjüngten Nietung. Man setzt die Lasche auf die innere Seite der Kesselwandung; dabei erhalten die beiden Laschennäthe halb so viel, aber ebenso dicke Nieten als die Hauptnath. Der Mangel, dass man die innere Randfuge der Hauptnath nicht stemmen kann, wird nicht als störend angesehen gegenüber dem Gewinn an Festigkeit. Man erhält $\varphi' = 2a - d : 2a$, $\varphi'' = 0,3 \pi d^2 : a \delta$,

von welchen Werthen der kleinere der bestimmende ist, denjenigen unserer Doppelnietung aber übertrifft*).

Fig. 156.

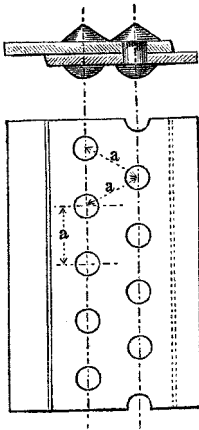


Fig. 157.

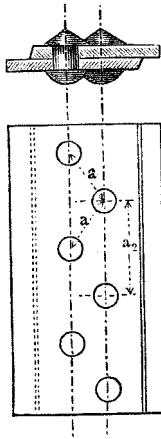
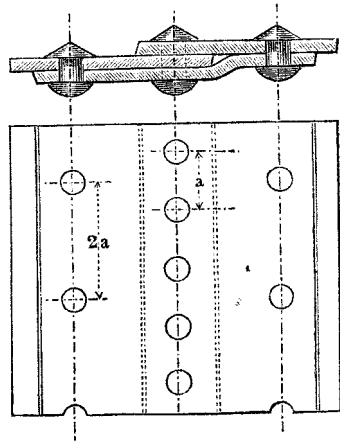


Fig. 158.



Beispiel. $\delta = 8$, $d = 16$, $a = 10 + 2d = 42$ gibt $q' = 84 - 16 : 84 \sim 0,81$, $q'' = 0,3\pi \cdot 256 : 8 \cdot 42 \sim 0,72$. Es sei hier bemerkt, dass die amerikanischen Kesselbauer die Nietweite im allgemeinen etwas grösser machen, als wir zu thun gewohnt sind**).

Da hier drei Nietreihen angewandt sind und die Stemmung an den äusseren, weit getheilten Reihen stattfindet, macht die Nietung mehr Mühe bei mindestens derselben Nathbreite, als die obige zweistellige verjüngte Nietung Fig. 147, welche überdies den Kraftmodul 0,80 zeigt. Man würde also diese wohl vorzuziehen haben.

*) Die beiden in das Feld fallenden Nieten der Hauptnath sind (bei gleicher Kraftvertheilung) mit je $\frac{1}{3}P$, die Nieten der Nebennath ebenfalls mit $\frac{1}{3}P$ belastet; die Lasche geht über die Hauptnath hin, ohne deren Nieten zu belasten, da die gegenüberliegende Nebenniete mit $-\frac{1}{3}P$ auf die Lasche wirkt. Demnach ist für die Nieten $P = \frac{3}{4}\pi d^2 \mathfrak{E}_3'$, für das volle Blech $P = \mathfrak{E}_1 2a\delta$. Der Kraftmodul q'' aber ist, da \mathfrak{E}_3 für Abscheeren gilt, $= \mathfrak{E}_1 : \frac{5}{4} \mathfrak{E}_3'$, somit $q'' = \frac{4}{5} \frac{3}{4} \pi d^2 : 2a\delta = 0,3\pi d^2 : 2a\delta$. Für die Hauptnath ergibt sich q' aus: $P = \frac{3}{2}(2a - 2d)\delta \mathfrak{E}_2'' = \mathfrak{E}_1 2a\delta$, woraus $q' = 3(a - d) : 2a$, d. i. $> 2a - d : 2a$, also nicht bestimmend.

**) Beispiele. 1) einf. Nietung, $d = 17,46$, $a = 47,62$, $\delta = 9,52$ mm; $10 + 2d$ gäbe $a = 44,92$. 2) einf. Nietung, $d = 22,23$, $a = 66,67$, $\delta = 9,52$ mm; $10 + 2d$ gäbe $a = 54,46$. 3) doppelte Nietung, $d = 19$, $a_2 = 85,7$; $\delta = 9,52$ mm; $20 + 3d$ gäbe $a_2 = 77$ mm.

Gasometer. Diese zeigen geringe Schwankungen in Blechdicke und Nietung. Erprobte Ausführungen besitzen kalt eingesetzte Niete von 7 bis 7½ mm Dicke und 25 mm Abstand bei 13 mm Randbreite; der dichte Verschluss wird durch eine unter die äussere Ueberblattung gelegte Liderschnur, welche mit Mennigkitt getränkt ist, gesichert.

§. 60.

Tabelle über die Gewichte der Metallplatten.

Blechdicke mm.	Gewicht in Kilogr. pro 1 Quadratmeter.					
	Schmied-eisen.	Guss-eisen.	Messing.	Kupfer.	Blei.	Zink.
1	7,79	7,24	8,51	8,79	11,35	6,86
2	15,58	14,49	17,02	17,58	22,70	13,72
3	23,36	21,73	25,52	26,36	34,06	20,58
4	31,15	28,97	34,03	35,15	45,41	27,44
5	38,94	36,22	42,54	43,94	56,76	34,31
6	46,73	43,46	51,05	52,73	68,11	41,17
7	54,52	50,70	59,56	61,52	79,46	48,03
8	62,30	57,94	68,06	70,30	90,82	54,89
9	70,09	65,19	76,57	79,09	102,17	61,75
10	77,88	72,43	85,08	87,88	113,52	68,61
11	85,67	79,67	93,59	96,67	124,85	75,47
12	93,46	86,92	102,10	105,46	136,22	82,33
13	101,24	94,16	110,60	114,24	147,58	89,19
14	109,03	101,40	119,11	123,03	158,93	96,05
15	116,82	108,65	127,62	131,82	170,28	102,92
16	124,61	115,89	136,13	140,61	181,63	109,78
17	132,40	123,13	144,64	149,40	192,98	116,64
18	140,18	130,37	153,14	158,18	204,34	123,50
19	147,97	137,62	161,65	166,97	215,69	130,36
20	155,76	144,86	170,16	175,76	227,04	137,22
21	163,55	152,10	178,67	184,55	238,39	144,08
22	171,34	159,35	187,18	193,34	249,74	150,94
23	179,12	166,59	195,68	202,12	261,10	157,80
24	186,91	173,83	204,19	210,91	272,45	164,66
25	194,70	181,08	212,70	219,70	283,80	171,53

Das Gewicht eines Quadratmeters Platte ist gleich dem Gewicht des Cubikdecimeters ihres Materials (Zahlenwerth des spezif. Gewichtes) multipliziert mit der Zahl, welche die Plattendicke in mm angibt.

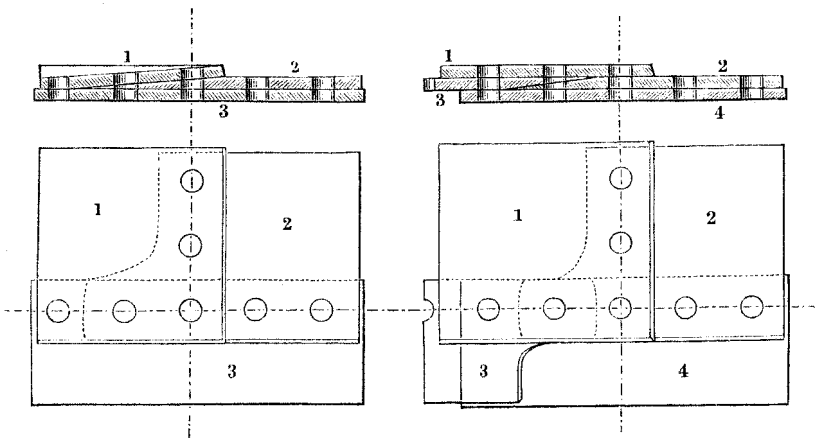
§. 61.

Andere Formen von Nietverbindungen.

Bildung von Flächen. Fig. 159 Verbindungen von drei Tafeln. Behufs sicheren Anlegens wird das Blech Nr. 2 an der Ecke zugeschärft und Nr. 1 darüber hingebogen. Fig. 160 Ver-

Fig. 159.

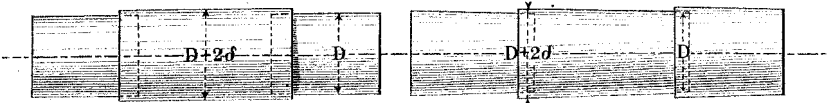
Fig. 160.



bindung von vier Tafeln; hier erhalten die Bleche Nro. 2 und 3 eine Zuschärfung, während 1 und 4 sowohl ungeschärft als ungekröpft bleiben. Bei dem Bau von Dampfkesseln werden die einzelnen Rohrstücke oder Schüsse entweder cylindrisch ineinandergeschoben, Fig. 161, oder wie es Fig. 162 andeutet, als Hohl-

Fig. 161.

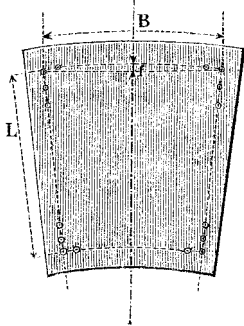
Fig. 162.



kegelabschnitte gebildet, so dass die Fugenköpfe alle dieselbe Richtung von der Flamme ab erhalten. Letztere Verbindung erfordert eine schwache Krümmung der an den Kegelgrund-

flächen liegenden Tafelränder und Nietreihen, welche man wie folgt bestimme.

Fig. 163.



Ist noch:

D der Kesseldurchmesser, Fig. 162,

B die Breite einer Platte, Fig. 163, gemessen auf dem Umfang,

L die Länge der Platte, zwischen den Quernietreihen gemessen,

f die gesuchte Pfeilhöhe des Bogens B , so nehme man:

$$\frac{f}{\delta} = \frac{1}{4} \frac{B}{D} \frac{B}{L} \dots \dots \dots (61)$$

Beispiel. Bei Röhren, deren Umfläche aus einer Tafel hergestellt wird (Sieder, Wasserröhren) ist $B = \pi D$. Wäre in einem solchen Falle die Tafellänge $L = 1\text{ m}$, die Breite $B = 2\text{ m}$, so würde nach (61) zu nehmen sein: $f : \delta = 0,785 \cdot 2 = 1,570$, also f etwas über $1\frac{1}{2}$ Blechdicke.

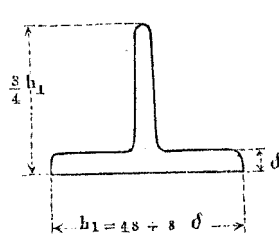
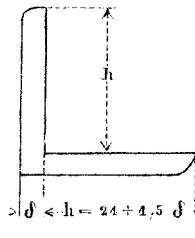
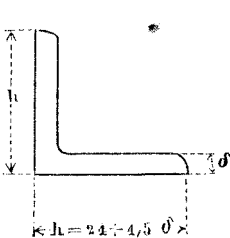
Bei der Flächenbildung mittelst Laschennietung auf sich kreuzenden Näthen muss besonders vorsichtig verfahren werden, um einen dichten Verschluss zu erhalten. Leicht kommt man indess zu einem guten Resultat, wenn man die Längs- und Querlaschen auf verschiedene Seiten des Bleches legt. Die Tenderkasten zeigen öfter Laschennietungen, deren Laschen einseitig liegen und an der Kreuzungsstelle ineinander eingelassen sind.

Versteifung von Flächen. Hierzu dienen sehr häufig die Winkel- und die T-Eisen. Fig. 164 inneres, Fig. 165 äusseres Winkel Eisen, Fig. 166 einfaches T-Eisen. Die (von Redtenbacher

Fig. 164.

Fig. 165.

Fig. 166.



angegebenen) Verhältnisse, welche Fig. 164 beigeschrieben sind, liefern sehr gute Abmessungen. Die Querschnittsformen der

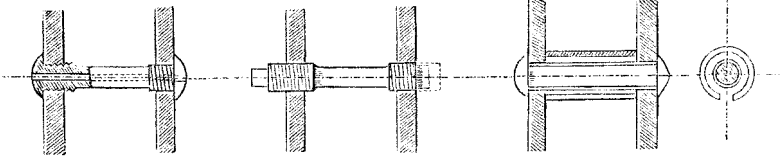
T-Eisen finden sich in der Praxis veränderlicher als die der Winkeleisen *).

Zur Versteifung paralleler, nahe benachbarter Tafeln dienen die Stehbolzen. Fig. 167 und 168 kupferner Stehbolzen nach und vor der Vernietung, bei den Feuerbüchsen der Lokomotiven und

Fig. 167.

Fig. 168.

Fig. 169.



Schiffskessel vielfach angewandt. Die Längsbohrung macht das beginnende Zerbrechen des Bolzens zeitig merkbar. Vor der Bildung der Schliessköpfe wird das Gewinde am besten weggefräst, vergl. Fig. 167 links. Fig. 169 eiserner Stehbolzen für denselben Zweck wie der vorige. Das Zusammenrücken der Platten wird durch die zwischengestellte schmiedeiserne Büchse verhindert. Diese wird unten offen gelassen, um dem Wasser Zu- und Abfluss zu gestatten; der Bolzenschaft ist mit einer vor Rost schützenden Kupferhülse überzogen. Auch Gewindestehbolzen sind von sehr weichem Eisen oder Stahl hergestellt worden, einstweilen indessen sind die kupfernen noch die vorgezogenen.

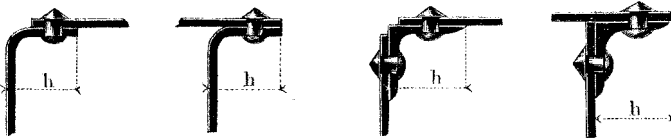
Bildung von Kanten. Fig. 170 bis 173. Bei der Kantenbildung wird gewöhnlich entweder dem einen Bleche eine Flantsche

Fig. 170.

Fig. 171.

Fig. 172.

Fig. 173.



angebogen, oder es werden Winkeleisen eingeschaltet. In Fig. 170 hat die eine Tafel eine nach innen gebogene Flantsche. Fig. 171, die Flantsche ist nach aussen gebogen. Hier ist h die Schenkelhöhe desjenigen Winkeleisens, welches dem gegebenen Bleche zukommen würde. Fig. 172 Anwendung eines gewöhnlichen Winkeleisens innen; Fig. 173 desgleichen aussen.

*) Reiche Auswahl von Formen in den Preisverzeichnissen der Hüttenwerke; Vorschläge zur allgemeinen Regelung der Kaliber werden jetzt (1878) verhandelt.

Bildung von Ecken. Die Eckbildung macht bei den Nietverbindungen die meisten Schwierigkeiten; sie fällt mannigfach verschieden aus, je nachdem man zu den Kanten eine oder die andere der oben angeführten Verbindungen auswählt. Die folgenden Figuren zeigen einige der wichtigeren Konstruktionen.

Fig. 174 stehende Kante nach Fig. 170, die beiden liegenden nach Fig. 172, das Blech 2 erhält unten eine Zuschärfung. Fig. 175

Fig. 174.

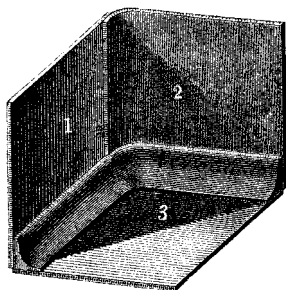
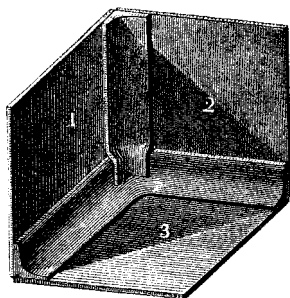


Fig. 175.



alle drei Kanten nach Fig. 172; das stehende Winkeleisen abgekröpft und auf das liegende genietet.

Fig. 176 Kanten nach Fig. 172; die Winkeleisen sind in der Ecke zusammengeschweisst, was eine etwas mühsame Arbeit ist,

Fig. 176.

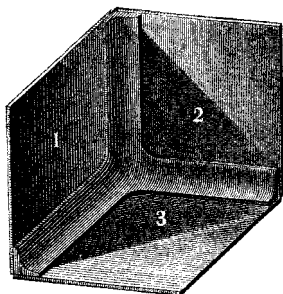
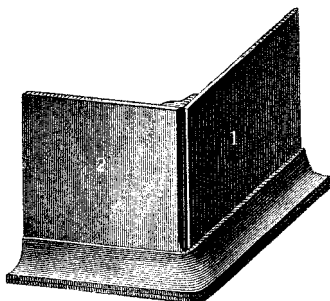


Fig. 177.



aber einen sehr guten Verschluss und zugleich ein festes Gerüst für den Kasten liefert, jedoch nur für weniger grosse Konstruktionen angewandt wird. Fig. 177 stehende Kante nach Fig. 172, unten ein wenig gerundet, liegende Kante nach Fig. 173; einfache, gut schliessende und sehr haltbare Eckbildung.

Zweites Kapitel.

Z w ä n g u n g e n .

§. 62.

Das Warmaufziehen.

Die Zwängungsverbindungen oder Zwängungen dienen zur Herstellung fester Verbindungen zwischen Maschinentheilen. Der eine Theil wird dabei in der Regel gurtförmig um den anderen herumgelegt und so fest angespannt, dass die Reibung der aufeinandergepressten Flächen die relative Bewegung der Theile verhindert. Hierbei wird die Gurte oder Zwinge auf Zug, das umgürtete Stück auf Druck beansprucht. In der Mehrzahl der Fälle wird beiden Stücken die Form von Drehkörpern, nämlich Cylindern oder Kegelstumpfen gegeben.

Zur Hervorbringung des Zwängungsdruckes bediente man sich früher fast ausnahmslos des Warmaufziehens*) der Gurte, einer Methode, welche auch heute noch oft zur Anwendung kommt, jedoch derjenigen des Kaltaufziehens nachsteht. (Vergl. §. 64 zu Ende.)

Die Ausdehnung, welche durch Rothgluth herbeigeführt wird, beträgt bei Eisen wie Stahl nahe $\frac{1}{80}$, die durch Zug bis zur Elastizitätsgrenze bewirkte dagegen bei

Schmiedeeisen wie Gusseisen rund nur $\frac{1}{1300}$,
bei Gussstahl " " $\frac{1}{650}$.

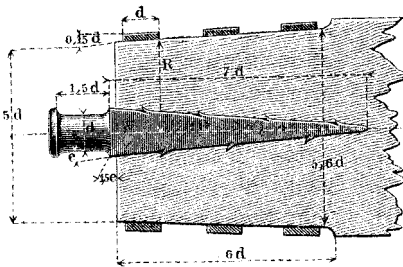
Demnach sollte man einen, warm auf einen festen Eisenkern aufziehenden gusseisernen Ring (Nabe) nicht um $\frac{1}{1300}$, besser nur um $\frac{1}{1500}$ bis $\frac{1}{1800}$ enger ausdrehen, als der Eisenkern dick

*) Von manchen Aufschrupfen (besser wäre Aufschrümpfen) genannt.

ist. Der Ring kann alsdann bei dunkler Rothgluth schon aufgestreift werden. Bei schmiedeisernen und stählernen Zwäng- ringen (Radreifen) ist die Vorsicht weniger ängstlich geboten, da namentlich ersteres eine mässige bleibende Ausdehnung ohne Schaden zu nehmen verträgt (vergl. §. 2). Immerhin empfiehlt sich auch hier um so mehr Vorsicht, je weniger der Kerntheil elastisch nachgiebig ist, will man nicht Gefahr laufen, dass die Zwängringe, namentlich bei grosser Kälte, zerspringen.

Sollen schmiedeiserne Gurten zum Befestigen von eisernen Zapfen an hölzernen Achsen dienen, siehe den sogenannten Spitzzapfen, Fig. 178, so macht man den Schenkel der Achse konisch,

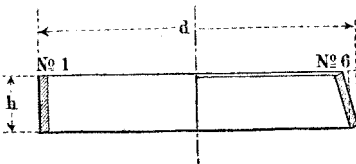
Fig. 178.



worauf man den dunkelrothwarmen Ring mit dem Hammer auftreibt. Anzug, d. i. Tangente des halben Spitzenwinkels, zweckmässig = $\frac{1}{20}$. Das Schmieden konischer Ringe ist umständlich; nach der Clerk'schen Methode*) aber lassen

sich cylindrische Ringe durch Glühen und Ablöschen mit Leichtigkeit konisch machen. Der glühende Ring wird zuerst bis zur Hälfte

Fig. 179.



seiner axialen Höhe in den Löschtrog gesenkt und gekühlt und darauf rasch ganz abgelöscht. Die zuerst frisch abgekühlte untere Ringhälfte staucht

die noch warme obere; durch Wiederholung des Verfahrens kann man die Zuspitzung mehr und mehr verstärken. Versuche in der Königl. Gewerbe-Akademie ergaben Folgendes.

*) S. London Proceedings of the Royal Soc. 1873, March. Danach Civilingenieur 1864 (Bd. X), S. 238. — Schmiedeisen dehnt sich bei je 100° Erwärmung um $\frac{1}{806}$, also wenn die Rothgluth bei 1100° liegt (Dunkelgelbroth des Pouillet) bei dieser um $\frac{1}{806}$ oder $\sim \frac{1}{81}$. Die erste Verengung müsste also ungefähr so viel betragen; sie betrug etwas mehr, nämlich $\frac{8}{215}$ oder $\sim \frac{1}{72}$. Die sechste Ablöschung lieferte die Gesamtverkürzung $\frac{16}{217}$, was sehr nahe $\frac{6}{81}$ ist, also gut übereinstimmt.

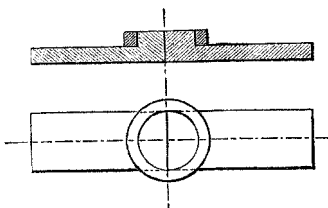
Anfängliche Abmessungen, siehe Fig. 179, $h = 40$, $\delta = 7$, $D = 215$ mm.

Nach der ersten Ablöschung:	Anzug	$\sim \frac{3}{80}$
„ „ zweiten	„	„ $\frac{4}{80}$
„ „ dritten	„	„ $\frac{5}{80}$
„ „ vierten	„	„ $\frac{7}{80}$
„ „ fünften	„	„ $\frac{13}{80}$
„ „ sechsten	„	„ $\frac{16}{80}$

Abmessungen nach der letzten Ablöschung: D oben 201, D unten 217 mm.

Eine Gestängeverbindung, welche durch warm aufgesetzte Zwängen geschlossen wird, zeigt Fig. 180 (Seraing); sie hat sich sehr gut bewährt. Die Naben von Zahnrädern an Walzwerken, Fördermaschinen u. s. w. werden sehr häufig durch Zwängungsringe verstärkt, auch wohl, wenn sie zwei- oder mehrtheilig gegossen sind, überhaupt erst zu einem sehr widerstandsfähigen Ganzen verbunden*).

Fig. 180.



§. 63.

Das Kaltaufziehen.

An die Stelle des Warmaufziehens ist in der letzteren Zeit für Zwängungsringe von nicht zu bedeutendem Durchmesser, wie z. B. für Radnaben, Kurbel- und Hebelnaben, Hülsen von Kurbelzapfen u. s. f. das Aufziehen in kaltem Zustande mittelst der Presse getreten. Ring und Kern werden entsprechend cylindrisch**) aus- und abgedreht, an den Eintrittskanten gerundet und dann aufeinandergeschoben. Der Unterschied zwischen Höhlungs- und Kerndurchmesser ist sehr gering zu nehmen, vergl. die in §. 19 gegebenen Berechnungen.

*) Eine Kolbenbefestigung durch Zwängungsverbindung, welche warm geschlossen wird, siehe Berliner Verhandlungen 1876, Blatt XVI.

**) Manche drehen Kern und Höhlung ganz schwach konisch; so ist für die unter den Nummern 15 bis 17 der unten folgenden Beispiele behandelten Radnaben eine Konizität von 1 mm angewandt, beziehungsweise vorgeschrieben.

Hinsichtlich der zum Aufziehen erforderlichen Kraft sei Folgendes bemerkt. Es ist einleuchtend, dass der Druck zum Schliessen der Verbindung mit fortschreitendem Eindringen des Kerns in die Höhlung zunimmt, und zwar bei homogener cylindrischer Hülse nahe proportional dem Fortschreiten ausfallen muss, da er die gleitende Reibung der sich aufeinanderschiebenden Flächen zu überwinden hat. Der Flächendruck p zwischen den letzteren ist gleich der am Umfang des Kerns herrschenden (radialen) Spannung \mathfrak{S}_1 . Somit hat, wenn r der Halbmesser, l die Länge der Ringhölung, f der Reibungskoeffizient ist, der Eintreibedruck den Maximalwerth Q :

$$Q = 2r\pi l \mathfrak{S}_1 f \dots \dots \dots (62)$$

Hieraus folgt, wenn $f = 0,2$ gesetzt wird, was mittleren Verhältnissen zu entsprechen scheint,

$$p = \mathfrak{S}_1 = \frac{5Q}{2\pi r l} \dots \dots \dots (63)$$

Für die (tangentielle) Spannung \mathfrak{S}_2 in der Ringläubung hat man nach §. 19 (vor Formel 37):

$$\frac{\mathfrak{S}_2}{\mathfrak{S}_1} = \frac{1}{\varrho} \dots \dots \dots (64)$$

wenn nämlich bei der Wanddicke δ der Hülse der Werth ϱ ist:

$$\varrho = \frac{\left(1 + \frac{\delta}{r}\right)^2 - 1}{\left(1 + \frac{\delta}{r}\right)^2 + 1} \dots \dots \dots (65)$$

Dieser Ausdruck liefert, wenn:

$\frac{\delta}{r} = 0,50$	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	1,00
$\varrho = 0,385$	0,415	0,438	0,463	0,486	0,508	0,528	0,548	0,566	0,600
$\frac{\delta}{r} = 1,1$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$\varrho = 0,630$	0,658	0,682	0,704	0,724	0,744	0,759	0,774	0,787	0,800

Als Beispiele sind in der umstehenden Tabelle Angaben, welche der Praxis des Eisenbahnwesens entnommen sind, vorgeführt. In derselben bedeutet $2r$ die Weite, l die Länge, δ die Wanddicke der Nabe, Q den Eintreibedruck; ferner Schm. Schmied-eisen, Gss. Gusseisen, St. Stahl, Gsst. Gussstahl, Fks. Feinkorneisen, Bsst. Bessemerstahl.

§. 64.

Tabelle über ausgeführte Zwängungsverbindungen.

Nr.	Anbringungsstelle der Nabe	Abmessungen			Material		Q Kil.	Bemerkungen
		2r	l	δ	Hülse	Kern		
<i>Königl. preuss. Ostbahn</i>								
1	Lokomotiv-Treib- u. Kuppelräder	190	200	100	Schm.	Gsst.	73 000	Mit Keil, Vorschrift
2	Lokomotiv-Laufräder	190	170	75	Schm.	Gsst.	73 000	Ohne " "
3	Tenderräder	140	170	65	Schm.	Gsst.	54 000	" " "
4	Wagenräder, wie 1 bis 3 mit Speichen	130	235	59	Schm.	Gsst.	50 000	" " "
5	Gsst. Scheibenräder an Wagen	130	200	50	Gsst.	Gsst.	50 000	" " "
6	do. an Lokomotiven	183	177	53	Gsst.	Gsst.	70 000	" " "
<i>Oberschlesische Bahnen</i>								
7	Lokomotiv-Treibräder	185	170	92,5	Schm.	Gsst.	100—150 000	Mit Keil, gemessen
8	Lokomotiv-Laufräder	160	180	80	Schm.	Gsst.	75—100 000	" " "
9	Tenderräder	145	185	85	Schm.	Gsst.	50—60 000	Ohne " "
10	Gsst. Scheibenräder f. Wagen	130	170 ¹⁾	40	Gsst.	Gsst.	50—60 000	" " "
11	Schm. Speichenräder f. do.	130	185	60	Schm.	Gsst.	60—70 000	" " "
<i>Hannörische Staatsbahn</i>								
12	Lokomotiv-Treib- u. Kuppelräder	191	178	82,5	Schm.	Gsst.	75—80 000	Mit Keil, Vorschrift
13	Lokomotiv-Laufräder	172	172	73	Schm.	Gsst.	65—70 000	Ohne " "
14	Normalradsatz f. Wagen	130	203	47	Schm.	Gsst.	40—50 000	" " "
<i>Magdeburg-Halberstädter Bahn</i>								
15	Wagenräder	130	200	55	Schm.	—	50—60 000	Ohne Keil, gemessen
16	Wagenräder	130	215	115	Gsst.	—	50—60 000	" " "

Saarbrücker Bahn		190	212	Gss.	Gsst.	Mit Keil, gemessen
18	Lokomotiv-Treib- u. Kuppelräder	176	190	Gss.	Gsst.	62 700
19	do.	177	203	Schm.	Gsst.	112 540
20	do.	193	186	Schm.	Gsst.	112 540
21	Lokomotiv-Laufräder	151	152	Schm.	Gsst.	90 000
22	Tenderachsen	132	174	Gss. 2)	Schm.	62 200
23	do.	150	194	Schm.	Schm.	76 400
24	do.	150	150	Schm.	Gsst.	90 000
25	Normalrädersatz f. Wagen	130	200	Schm.	Gsst.	75—88 000
26	Rädersatz f. Schienenwagen	130	215	Gss.	Fks.	75 000
27	do. f. Kohlenwagen	131	183	Schm.	Fks.	88 000
28	do. f. Personenwagen	105	190	Gss.	Gsst.	50—75 000
Riga-Dünaburger Bahn						
29	Treib- u. Kuppelrad, <i>Stephenson</i>	178	157	Schm.	Fks.	41 000
30	Lokomotiv-Laufrad, do.	165	165	Schm.	Fks.	41 000
31	Tenderrad, do.	136	178	Schm.	Fks.	39 030
32	Treib-, Kuppel- u. Laufrad, <i>Borsig</i>	175	154	Schm.	Fks.	41 000
33	Tenderrad, do.	188	178	Schm.	Fks.	39 000
34	Personenwagenrad, <i>Ashbury</i>	120	165	Schm.	Fks.	31 000
35	Güterwagenrad, v. d. <i>Zippen</i>	131	260	Schm.	Fks.	35 000
36	do.	131	224	Schm.	Bsst.	40 000
Lokomotivbauanstalt Borsig						
37	Lokomotivlaufräder u. Tenderräder	150—200	160—180	Schm.	{ Schm.	75—100 000
38	Lokomotiv-Treib- u. Kuppelachsen	170—200	180—200	Schm.	{ od. St.	100—150 000
39	Kurbelzapfen dieser Achsen	100—150	180—200	Schm.		50—75 000

1) 230—60 mm wegen einer 60 mm langen Aussparung in der Nabelklübung.
 2) Innen durch einen Ring von 40 auf 30 mm, aussen durch einen solchen von 50 auf 23 mm gebunden.

Nr.	Anbringungsstelle der Nabe	Abmessungen			Material		Q Kil.	Bemerkungen
		2r	l	δ	Hülse	Kern		
<i>Lokomotivbauanstalt Wöhler</i>								
40	Lokomotiv-Treib- u. Kuppelräder	190	200	95	Schm.	{ Schm. }	100 000	Mit Keil, gemessen
41	Lokomotiv-Laufräder	190	170	75	Schm.	{ od. St. }	100 000	Ohne " "
42	Tenderräder	140	170	65	Schm.		60 000	" " "
<i>Französische Nordbahn</i>								
43	Lokom.-Kuppel-u.-Lauf-, <i>Stephenson</i>	—	—	—	—	—	80 000	Vorschrift
44	do. <i>do. Clepeyron</i>	—	—	—	—	—	80 000	" "
45	Tenderräder mit starken Naben	—	—	—	—	—	80 000	" "
46	Kurbelzapfen	—	—	—	—	—	15 000	" "
<i>Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn.</i>								
47	Lokomotiv-Treibräder	—	—	—	Schm.	Schm.	35—40 000	Mit Keil, gemessen
48	do. Laufräder	—	—	—	Schm.	Schm.	25—30 000	Ohne " "
49	Tenderräder	—	—	—	Schm.	Schm.	25—30 000	" " "
50	Wagenräder	—	—	—	Schm.	{ Schm. }	18—22 000	" " "
51	do.	—	—	—	Gsst.	{ od. St. }	10 000	" " "
52	Kurbelzapfen	—	—	—	Schm.	Gsst.	30 000	" " "

In der Mehrzahl derjenigen Fälle, bei welchen die Eintriebkraft als „gemessen“ bezeichnet ist, hat die Ermittlung stattgefunden, wenn in ein Rad eine Ersatzachse eingepresst wurde.

Bei No. 12 liefert Formel (63) den Werth $\mathcal{E}_1 = 5.80\,000 : 191 \pi 178 = 3,8\,k$; q ist nach (65) $= 0,53$ und damit gemäss (64): $\mathcal{E}_2 = 7,17\,k$.

Bei No. 10 wird $\mathcal{E}_1 = 5.100\,000 : 130 \pi 170 = 7,2\,k$; $q = 0,44$, $\mathcal{E}_2 = 16,3\,k$.

Bei No. 37 erhalten wir $\mathcal{E}_1 = 5.100\,000 : 190 \pi 170 = 4,86\,k$; $q = 0,526$, und damit $\mathcal{E}_2 = 9,24\,k$.

Bei No. 16 ergäbe sich für $Q = 60\,000\,k$ der Werth $\mathcal{E}_1 = 3,41$; q ist $= 0,77$, damit $\mathcal{E}_2 = 4,43$. Bei No. 17 kommt $\mathcal{E}_1 = 4,68$, $q = 0,569$, $\mathcal{E}_2 = 8,2\,k$. Beidemale erscheinen nicht unbedeutende Spannungen.

Naben, welche von den Achsen abgezogen werden, zwingen sich wegen der beim Auf- und Abziehen eingetretenen Abnützung der aufeinander gezwängten Flächen nicht mehr so fest auf, als es beim ersten mal geschah. Man kann sie durch Aufsetzen schmiedeiserner Zwängungsringe angemessen verengen. Solche Bänderinge für Eisenbahnräder erhalten rechteckige Querschnitte von 50 auf 25, 55 auf 20, 40 auf 30 mm u. s. w. Im allgemeinen zeigen die Vorschriften für den Eintreibdruck der Eisenbahnachsen eine steigende Tendenz. Für Rädersatz, bei welchen man sich früher, und noch vor Kurzem, mit 30 bis 40 000 k Eintreibdruck begnügte, wird jetzt 40 bis 50 000 k verlangt; bei Lokomotivachsen scheint man allgemein auf 100 000 k und mehr hinzuwollen. Es handelt sich wohl darum, ein wiederholtes Abziehen statthaft zu machen.

Neben dem Aufzwängen mittelst der Presse und dem Aufschrümpfen in Rothgluth (§. 62) beginnt das Aufziehen in Siedehitze aufzukommen. Diese Methode verdient Beachtung, weil sie eine ausserordentliche Gleichmässigkeit der Erwärmung sichert und von mancherlei Unbequemlichkeiten, welche beim Glühendaufziehen unvermeidlich sind, frei ist; auf russischen Bahnen ist sie mit bestem Erfolg für das Aufsetzen der Radreifen der Scheibenräder eingeführt. Die sehr genau auf das erforderliche Maass (etwa $\frac{3}{4}$ mm Durchmesserunterschied auf 1 m) ausgedehnten Reifen werden am Kran in einen eisernen Wasserbehälter eingetaucht, in welchem ein eingeleiteter Dampfstrom die Siedetemperatur fortwährend erhält. Eine Eintauchung von 10 bis 15 Minuten Dauer genügt, den Reifen auf etwa 100° zu erwärmen, worauf die Aufstreuung bewirkt wird. Drei Arbeiter setzen im elfstündigen Arbeitstage 12 bis 14 Reifen auf*). Vielleicht kann die Methode auch beim Aufsetzen der Radnaben gute Dienste leisten.

*) Eng. u. Mining-Journal, Newyork, 1878, Juni, S. 424.

§. 65.

Berechnung der Abmessungen kaltaufzuzwängender Ringe.

Wenschon die Formen der Radnaben manchmal etwas von der cylindrischen Gestalt abweichen, konnten die entstehenden Spannungen doch immerhin annähernd aus den oben angegebenen Formeln entwickelt werden. Diese können aber auch noch dazu dienen, die Wanddicken, welche man kaltaufziehenden Naben, Hülsen, Walzen (Zuckerrohrwalzen), um sie vor dem Zerspringen beim Eintreiben zu schützen, zu geben hat. In (62) statt der Radialspannung \mathfrak{E}_1 die Tangentialspannung \mathfrak{E}_2 einfürend, erhält man: $Q = 2\pi r l f \mathfrak{E}_2 \rho$, und hieraus mit (65):

$$\frac{\delta}{r} = \sqrt{\frac{2\pi r l f \mathfrak{E}_2 + Q}{2\pi r l f \mathfrak{E}_2 - Q}} - 1 \dots \dots (66)$$

Hierbei ist Q die Maximalkraft, mit welcher die Nabe einer Längsverschiebung wie auch einer Drehung auf dem Kern widersteht. Sucht also ein verdrehendes Moment PR die Hülse um die Achse zu drehen, so muss $Qr \geq PR$ sein. $Qr : PR$ wird die Sicherheit gegen das Gleiten durch Drehung darstellen. Die Konstruktion ist überhaupt nur dann möglich, wenn $2\pi r l f \mathfrak{E}_2 > Q$ ist. Je nachdem man \mathfrak{E}_2 und Q wählt, kann man sehr verschiedene Wanddicken erhalten.

Beispiel. Borsig'sche Schnellzuglokomotive der Wiener Weltausstellung. Zwei gekuppelte Triebbräderpaare von 970 mm Halbmesser ohne Keil; Kolbendurchmesser 432 mm, Dampfdruck 10 Atm., d. i. $\sim \frac{1}{10} k$ auf den qmm; Kurbelarm $R = 279$ mm. Kommt bei etwaigem Gleiten dreier Räder die ganze Wirkung des Kolbendruckes auf ein einziges Rad, so ist

$$PR = 432^2 \cdot 0,785 \cdot 0,1 \cdot 279 = 14657 \cdot 279.$$

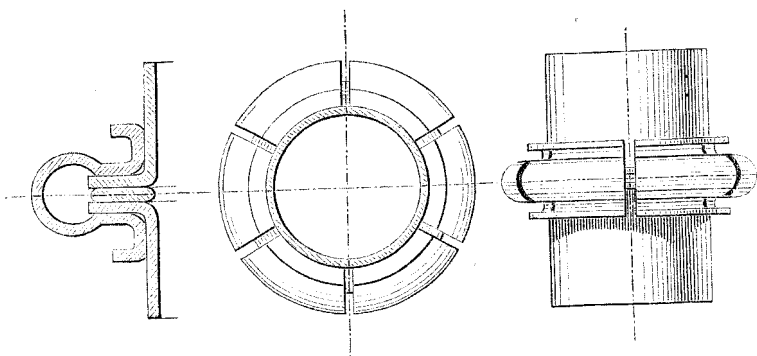
Abmessungen der Nabenhöhlung: $r = 98$, $l = 200$ mm. Dies gibt $PR : r = 4089303 : 98 = 41730 k$. Dem Momente 4089393 würde die Reibung an dem einen nicht gleitenden Rade allenfalls noch widerstehen können. Demnach muss Q notwendig $> 41730 k$ sein. Nehmen wir an, man wolle $Q = 70000 k$ haben und wählt, da die Nabe aus Schmiedeisen besteht, $\mathfrak{E}_2 = 5$, so kommt bei $f = 0,2$ (wie bisher):

$$\frac{\delta}{r} = \sqrt{\frac{2\pi \cdot 98 \cdot 200 \cdot 0,2 \cdot 5 + 70000}{2\pi \cdot 98 \cdot 200 \cdot 0,2 \cdot 5 - 70000}} - 1 = \sqrt{\frac{193150}{53150}} - 1 = \sqrt{3,61} - 1 = 0,9,$$

woraus folgen würde: $\delta = 98 \cdot 0,9 = 88,2$ mm. Die Ausführung zeigt 90 mm.

Die Gurtform ist, wie nicht zu vergessen bleibt, für das zwängende Stück nicht unbedingt erforderlich; mitunter können andere Formen geeigneter sein. Ein Beispiel gibt die Ehrhardt'sche Flantschenverbindung^{*)}, Fig. 181. Hier dienen Klammern aus Gussstahl, gehärtet, zum Schliessen der Verbindung. Sie

Fig. 181.



zwängen die schwach vorspringenden Flantschen zusammen, und zwar werden sie mittelst einer Schraubzange aufgesetzt oder abgenommen. Proben an Dampf- und Luftleitungen (bei pneumatischen Pfeilergründungen) und solche mit der hydraulischen Presse haben die Verbindung als bewährt erwiesen.

Die Zwängungsverbindungen nehmen an Verwendung fortwährend zu und scheinen noch für mancherlei Konstruktionen nützlich werden zu wollen. Es ist zu erwarten und zu hoffen, dass in einiger Zeit die Zwängungspresse, für welche die Firma Schäffer u. Budenberg vorzügliche Hydromanometer liefert, ein unentbehrliches Werkzeug in jeder grösseren Maschinenbauanstalt geworden sein wird. (Vergl. noch Kap. X und XI.)

^{*)} Königl. preuss. Patent vom 23. Mai 1876, Nr. 159, ein durch Zeichnung, Beschreibung und Modell nachgewiesener Flantschenverschluss.

Drittes Kapitel.

Keilungen.

§. 66.

Der Verbindungskeil.

Die einfachste Keilverbindung oder Keilung besteht aus drei Theilen, nämlich den zwei zu verbindenden Körpern und dem Keil. Mit der Richtung, in welcher beim Gebrauche des Keiles die zu verbindenden Körper aneinander entlang gleiten, schliesst

Fig. 182.

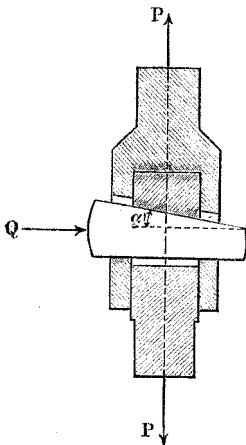
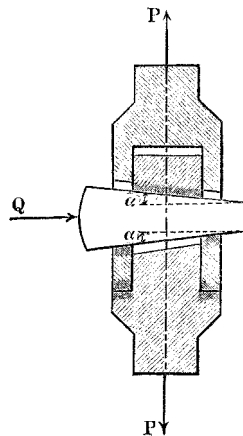


Fig. 183.



der Keil an einer oder an beiden Profilseiten einen stumpfen Winkel oder mit seiner Schubrichtung einen spitzen Winkel ein. Die trigonometrische Tangente dieses Winkels heisst der Anzug des Keiles. Hiernach sind Keilungen mit einseitigem und solche mit

zweiseitigem Anzug zu unterscheiden, siehe Fig. 182 und 183. Für letztere nehmen wir hier die Anzüge an beiden Seiten stets gleich gross an.

Bezeichnet α den Anzugswinkel,

P die von der Keilung auszuübende Kraft,

Q die den Keil eintreibende, die Verbindung schliessende Kraft, normal zu P gerichtet,

Q' die entgegengesetzt gerichtete, die Verbindung lösende Kraft,

$f = tg \varphi$ den Koeffizienten für die Reibung zwischen den Flächen der drei Theile,

so hat man bei der Keilung mit einseitigem Anzug:

$$\left. \begin{aligned} Q &= P \operatorname{tg} (\alpha + 2 \varphi) \\ Q' &= P \operatorname{tg} (2 \varphi - \alpha) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (67)$$

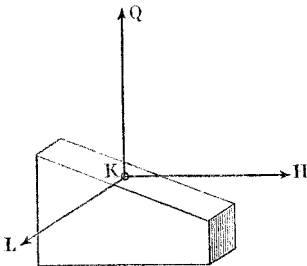
Damit Q' nicht negativ wird, die Keilung also nicht von selbst aufgeht, muss $\alpha < 2 \varphi$ sein. Für $f = 0,1$ ergäbe dies $tg \alpha < 1/5$. Bei der Keilung mit zweiseitigem Anzug wird (annähernd):

$$\left. \begin{aligned} Q &= P 2 \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) \\ Q' &= P 2 \operatorname{tg} (\varphi - \alpha) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (68)$$

Hier ist somit jeder einzelne Anzug unterhalb des Betrages von f zu halten, damit die Verbindung sich nicht von selbst öffnet. Der Gesamtanzug kommt also auf ungefähr denselben Minimalwerth zu stehen, wie im vorigen Falle.

In der Praxis findet man bei Keilen, welche eine dauernde Befestigung gewähren sollen, den Gesamtanzug $1/30$, $1/50$ bis $1/100$ und gar noch kleiner, bei solchen, welche öfter gelöst werden sollen, $1/24$ bis $1/12$ und stellenweise bis $1/6$.

Fig. 184.



Die Belastung des Keiles durch die auf Trennung der Verbindung wirkende Kraft P kann in den verschiedensten Richtungen auf den Keil einwirken, je nachdem man denselben anordnet. Drei Hauptbelastungsrichtungen, jede positiv und negativ, können unterschieden werden. Die erste ist die quer zur

Grundfläche stehende, QK , Fig. 184, auch P in Fig. 182 und 183; den für diese Belastungsweise berechneten Keil nennt man einen

Querkeil. Die zweite ist die quer zur Längenebene KHQ stehende KL ; einen dafür berechneten Keil nennt man Längskeil. Die dritte Belastungsrichtung ist diejenige quer zur Höhenebene QKL , HK , Fig. 184; man kann entsprechend den beiden üblichen vorgenannten Beziehungen den so belasteten Keil einen Höhenkeil nennen.

§. 67.

Querkeilverbindungen.

Die in Fig. 185 dargestellte Querkeilverbindung kommt häufig zur Anwendung. Schmiedeiserne Stange und schmiedeiserne Keil, gusseiserne Hülse. Gleichzeitige Beanspruchungen durch die an der Stange ziehende Kraft P sind: die des Keiles auf Biegung nach Fall VIII, S. 12 (Spannung \mathfrak{S}_1), die des Keiles auf Abscheeren an der inneren Hülsewand (Spannung \mathfrak{S}_2) und die der Stange auf Zug in den segmentförmigen Querschnitten neben dem Keilloch (Spannung \mathfrak{S}_3). Setzt man wieder gemäss §. 2 $\mathfrak{S}_2 = 0,8 \mathfrak{S}_1$ und $\mathfrak{S}_1 = \mathfrak{S}_3$, so kommt:

$$\left. \begin{aligned} h &= \frac{6}{5} d \\ b &= 0,267 d \sim \frac{d}{4} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (69)$$

Wählt man noch $h_1 = 0,8 d$, $h_2 = d$, $\delta = 0,5 d$, so erhält man brauchbare Abmessungen. Fig. 186 Schiftung zweier schmiedeiserne Stangen mittelst zweier Querkeilungen. Hier ist eine schmiedeiserne Hülse vorausgesetzt, $\delta = 0,25 d$. Fig. 187 Querkeilverbindung ähnlich der ersten, bei welcher aber der Keil vor die Hülse gesetzt ist; man kann den so angebrachten Keil einen Vorsatzkeil nennen. Fig. 188 seitlich eingelassener oder eingestrichener Keil, auch Streifkeil genannt.

Der Flächendruck auf die Keilsohle berechnet sich bei Fig. 185 auf $p = P : b d = (0,785 d^2 - b d) \mathfrak{S}_3 : b d$, woraus:

$$p = 2,14 \mathfrak{S}_3 \dots \dots \dots (70)$$

ein ziemlich hoher Werth, der auf das Doppelte steigt, wenn wie bei Fig. 186, $\delta = 0,25 d$ gemacht wird. Noch höher steigt der Flächendruck bei dem Streifkeil, Fig. 188, weshalb bei dessen Anwendung \mathfrak{S}_3 besonders niedrig zu wählen ist. Soll die Verbin-

dung öfter gelöst werden, so ist p jedenfalls klein zu halten. Dies gelingt einestheils durch Herabziehen von \mathfrak{S} , vermöge Anwendung

Fig. 185.

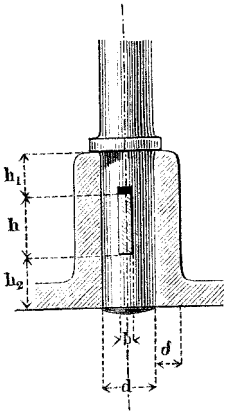


Fig. 186.

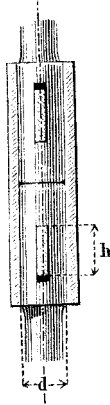


Fig. 187.

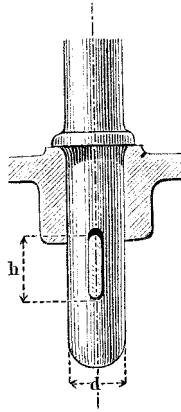
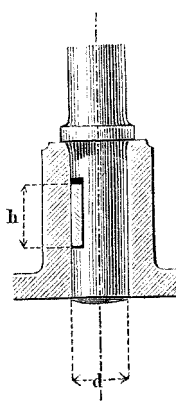


Fig. 188.



eines grösseren Querschnittes neben dem Keilloch, anderentheils durch Einfügung von Unterlegekeilen oder sogenannten Zulagen, siehe Fig. 189. Der Keil kann dann auch niedriger genommen

Fig. 189.

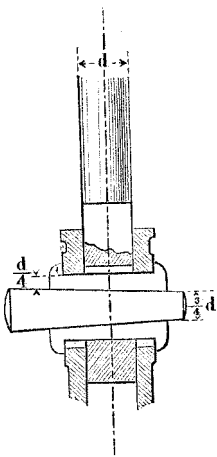
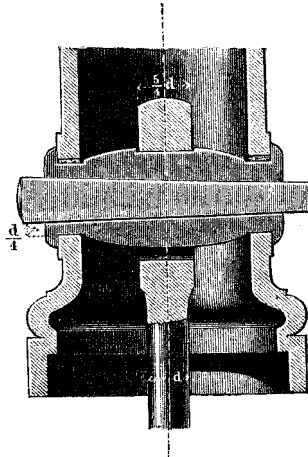


Fig. 190.



werden, als vorhin. Vorliegende Verbindung findet sich u. a. bei Wasserrädern an den Spannstangen benutzt.

Fig. 190 (a. v. S.) Keilverbindung für einen Grundanker. Die Zulagen dienen hier wesentlich zur Verstärkung. Berechnung nach §. 12, am besten indem den drei Stücken gleiche Höhe in der Mitte gegeben wird. Unten in der Grundmauerung gibt man dem Anker eine Mutter, welche mit der Hand soweit nachgedreht wird, dass durch kräftiges Eintreiben des Keiles die Verbindung fest wird und der Keil zugleich beiderseits gleichweit vorsteht.

§. 68.

Längskeilverbindungen.

Die Längskeile werden namentlich zur Befestigung von Naben auf Achsen und Wellen benutzt. Hinsichtlich ihrer Form und der für sie angebrachten Bahn kann man drei Arten von Längskeilen unterscheiden, nämlich:

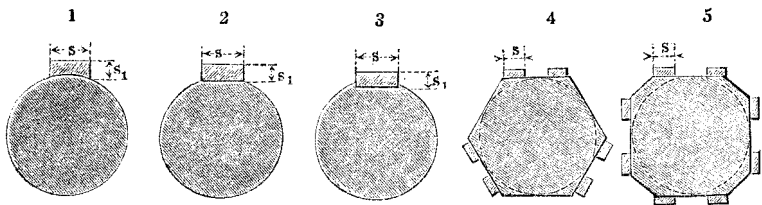
ausgekehlte oder Hohlkeile, Fig. 191, 1;

flach aufgesetzte oder Flachkeile, Fig. 189 2, 4, 5,

und versenkte Keile, Fig. 189, 3.

Der Hohlkeil dient für leicht zu befestigende, stossfrei arbeitende Theile, namentlich die Riemscheiben; er ruft durch seinen Druck die Wirkung einer Zwängung hervor. Der einfach angewandte Flachkeil vermag schon beträchtlichen Erschütterungen zu widerstehen; mehrfach angewandt, und zwar wie Fig. 191,

Fig. 191.



4 und 5 andeuten, liefert er eine völlig sichere, vorzügliche Befestigung. Der versenkte Keil, einfach angewandt, liefert bei ausgedrehter und aufgepasster Nabe ebenfalls eine sehr feste Verbindung. Manche wenden ihm bei stark stossenden Maschinenteilen der Vorsicht halber bei derselben Nabenkonstruktion auch mehrfach an.

In den Abmessungen der Keile finden, da es sich hier um ein fast völlig empirisches Verfahren handelt, starke Schwankun-

gen statt; mit den folgenden Vorschriften reicht man indessen für die gewöhnlichen Fälle aus. Zunächst ist als Material nur Stahl zu empfehlen; sodann ist zu unterscheiden, ob die aufzukeilende Nabe bloss einfach getragen wird, oder ob sie auch die Achse noch auf Torsion beansprucht. Im ersteren Falle mögen die Keile Tragkeile, im zweiten Torsionskeile heissen. Man wähle sodann bei der Achsenkopfdicke D die Keilbreite s und die mittlere Keildicke s_1 wie folgt:

$$\left. \begin{array}{l} \text{beim Tragkeil: } s = 6 + \frac{D}{7}, s_1 = 4 + \frac{D}{12} \\ \text{beim Torsionskeil: } s = 4 + \frac{D}{5}, s_1 = 4 + \frac{D}{10} \end{array} \right\} \dots (71)$$

und nehme den Anzug, welcher einseitig gemacht und in die Nabe verlegt wird, $= \frac{1}{100}$. Man erhält bei:

$D = 30 \quad 50 \quad 100 \quad 150 \quad 200 \quad 300 \quad 400 \quad 500$

für den Tragkeil:

$s = 10$	13	20	27	35	49	63	77
$s_1 = 7$	8	12	17	21	29	37	46

für den Torsionskeil:

$s = 10$	14	24	34	44	64	84	104
$s_1 = 7$	9	14	19	24	34	44	54

Für $D < 30$ mm nehme man $s = \frac{D}{3}$, $s_1 = \frac{D}{5}$. Wenn mehr als ein Keil angewandt wird, so behalten Viele doch die Dimensionen des einfachen Keiles bei. An Naben, welche aufgezwängt werden, und deshalb schon ohne Keil fest sitzen, finden sich kleine Dimensionen für die Torsionskeile; man bediene sich dann etwa derjenigen für die Tragkeile.

§. 69.

Höhenkeilverbindungen.

Steht die Belastung eines Keiles rechtwinklig zu dessen Höhenebene, so ist der Unterschied zwischen der positiven und negativen Krafrichtung wesentlich. Bei der Belastung II, Fig. 192 (a. f. S.), ist die Verbindung unsicher. Dieselbe wirkt nur so weit, als der

Keil eine Zwängung zwischen den beiden zu verbindenden Stücken herbeiführt. Die entgegengesetzte Kraft H' dagegen bewirkt, wenn die Sohlfläche des Keiles rau, die schräge Fläche glatt ist, eine Schliessung der Verbindung. Eine Anwendung der Höhenkeilung ist in derjenigen des Bogenkeiles von Kernaull zu finden, Fig. 193. Dieselbe dient zur Befestigung von Naben auf Triebwellen. Dreht sich die Hülse gegen den Kern in der Richtung

Fig. 192.

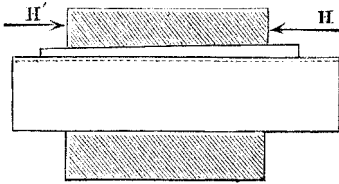
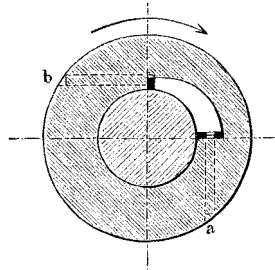


Fig. 193.



des beigezeichneten Pfeiles, so wirkt sie wie H' in vorigem Falle auf Schliessung und die Verbindung ist brauchbar. Zum Antreiben des Keiles dient die eine versenkte Schraube bei a , zum Lösen die andere bei b . Vergl. weiter unten bei den Kupplungen.

§. 70.

Keilverbindungen an der Schiffsschraube.

Bei den Triebschrauben der Dampfer werden sehr sorgfältig ausgebildete Keilverbindungen angewandt. Fig. 194 zeigt die Rennie'sche Befestigung der Flügel einer (zweiflügeligen) Griffith-Schraube. Hier ist ein Querkeil angewandt, der durch einen dem Flügel angegossenen cylindrischen Zapfen hindurchgeht und durch vier Stück Querkeile so eingestellt wird, dass die Steigung der Schraube den angemessenen, durch Versuche ermittelten Werth erhält. Die Nebenkeile werden durch aufgeschraubte Kappen in ihrer Lage erhalten, gesichert. (Vergl. §. 71). Flügel und Nabe bestehen aus Bronze.

1. *Beispiel.* Bei einer Ausführung von Penn u. Son ist $d = 380$,
 $h = 190$, $b = 64$ mm.

Fig. 194.

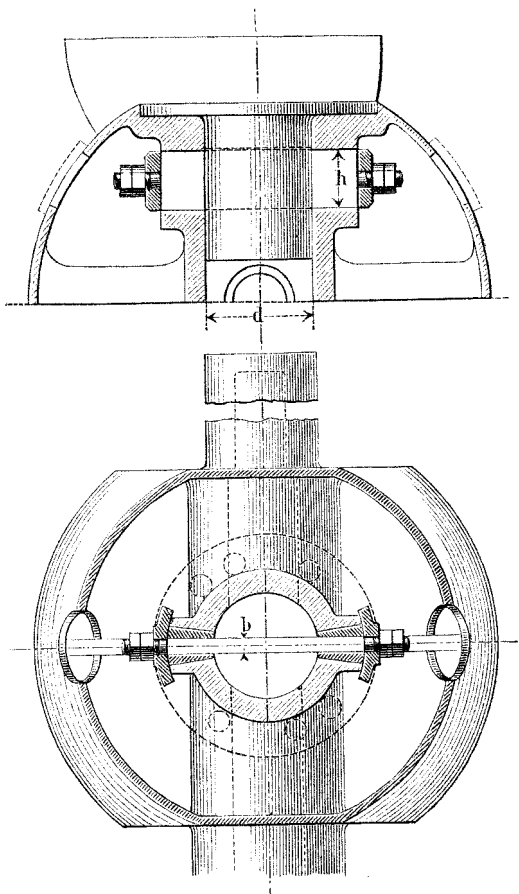


Fig. 195 (a. f. S.). Befestigung der Schraubennabe auf der Welle, angewandt von Maudslay Sons und Field, Ravenhill u. Hodgson u. A. Zwei Streifkeile, welche durch das Auftreiben der Nabe auf den Wellenkopf Querbelastung, durch den Druck des Wassers auf die Schraubenflügel Höhenbelastung erfahren, dienen als Befestigungstheile. Die Nabe besteht aus Bronze.

2. *Beispiel.* Beim „Lord Warden“ ist d im Mittel 483, $l = 1346$,
 $h = 218$, $b = 80$ mm; beim „Lord Clyde“ $d = 512$, $l = 1372$, $h = 254$,
 $b = 76$ mm.

Fig. 196. Befestigung der Schraubennabe mittelst zweier einander gegenüberstehender Längskeile. Der Wellenkopf ist stark

Fig. 195.

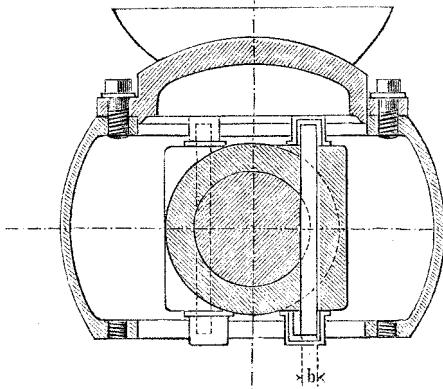
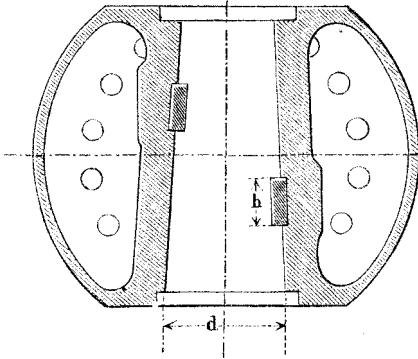
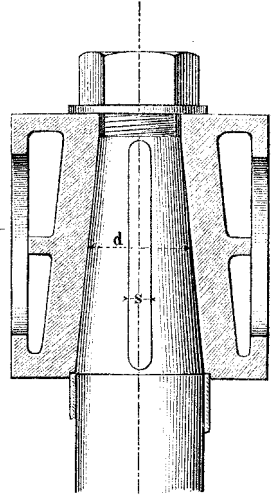


Fig. 196.



konisch; zum Auftreiben der Nabe auf den Konus dient eine bronzene, achtseitige Schraubenmutter, sodass die Keile als reine Längskeile (Torsionskeile) zur Wirkung kommen.

3. Beispiel. Auf dem „Minotaur“, dessen Maschine von Penn u. Son erbaut, ist d im Mittel 470, $l = 1216$, $s = 76$ mm.

Der gewöhnliche Querkeil und der Vorsatzkeil werden ebenfalls zur Befestigung der Schraubennabe benutzt *).

*) Vergl. über den Gegenstand N. P. Burgh, Modern Screw Propulsion, London 1869.

§. 71.

Entlastete Keilungen.

Die Kraft P , welche einer Keilverbindung ausgesetzt ist, kann durch Konstruktionstheile, welche vom Keil unabhängig sind, aufgenommen werden; die Keilverbindung als solche kann dann als entlastet angesehen werden. Solche Verbindungen gewähren naturgemäss eine grössere Sicherheit und beanspruchen in der Regel weit geringere Keilabmessungen, als die bis dahin besprochenen. Beispiele entlasteter Keilungen sind folgende.

Fig. 197. Schiftung oder Schloss, an Pumpengestängen gebräuchlich; die Verzahnung nimmt die das Gestänge belastende Zugkraft auf; der (hohle) Keil schliesst die Verbindung, ohne

Fig. 197.

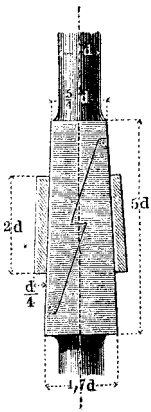


Fig. 198.

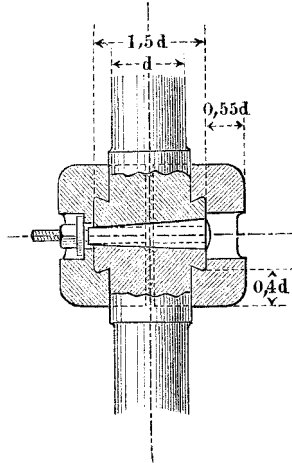
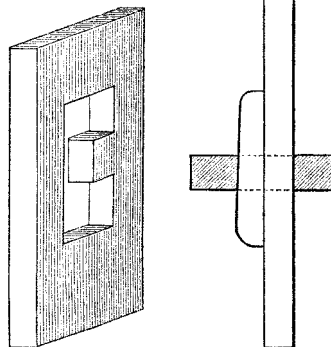


Fig. 199.



von der Zugkraft belastet zu werden. Fig. 198 Gestängeschloss von Wiedenbrück*). Die Hülse ist hälftig ausgeführt; ihre nach innen tretenden konischen Ränder nehmen die Zugkraft auf. Fig. 199 Verbindung zweier einander kreuzenden flachen Stangen

*) Deutsches Reichspatent Nr. 1507. Vergl. auch die unter Nr. 510 patentirten Einrichtungen an Gestängeschlossern von H. Rademacher.

Reuleaux, der Konstrukteur.

von Bayliss*). Durch Entlastung lässt sich auch die Höhenkeilung Fig. 192 *H*, zu einer sicheren Verbindung gestalten, wie oft geschieht.

§. 72.

Keilsicherungen.

Damit ein Keil nicht durch die ihn statisch belastende Kraft gelöst werde, muss der einseitige Anzug etwas kleiner als $\frac{2}{10}$, der symmetrisch angebrachte zweiseitige auf jeder Seite etwas kleiner als $\frac{1}{10}$ sein, wenn der Reibungskoeffizient $\frac{1}{10}$ vorausgesetzt wird. Stöße und rüttelnde Bewegungen lösen aber dennoch so eingerichtete Keilverschlüsse, wenn nicht der Anzug bedeutend kleiner, als soeben angegeben, gemacht wird. Um sich dagegen zu schützen und unter Umständen auch beliebig grössere Anzüge benutzen zu können, wendet man Sicherheitsvorkehrungen an.

Die häufigst angewandte Keilsicherung bei Querkeilungen besteht in dem Aufspalten des hierfür schon vorgereichten Keiles an dem vorstehenden schmalen Ende, womit in vielen Fällen eine genügende Sicherheit erreicht wird. Um einen an umherschwingenden Theilen angebrachten Keil am Herausfliegen zu hindern, versieht man ihn auch wohl mit einem runden, ebenfalls gesplissenen Vorstecker, Splint, auch Lünse genannt.

Bei den Keilvorrichtungen der Pleuelstangenköpfe sind Sicherungen jetzt allgemein angewandt; die in folgenden Figuren dargestellten gehören alle in diese Klasse. Fig. 200, 201, und 202 Keilsicherung mit Zugschraube. Bei diesen wird auf Lokomotiven und Schiffmaschinen, namentlich denen der Kriegsschiffe, die Keilsicherungsschraube abermals gesichert, meist durch Zufügung einer Gegenmutter (Kap. IV.). Fig. 203 Sicherung mit Druckschraube; diese letztere greift in eine seichte in den Keil eingebohrte Rinne, welche selbst bei nicht genügendem Festdrücken jedenfalls das Herausfliegen des Keiles hindert, ein. Die Rinne ist auch dafür schon zweckmässig, dass die durch das Anpressen der Schraube etwa entstehenden Gräte nicht im Keillager stören können.

*) Vom Erfinder für Gitter, Gehege u. dergl. angewandt, s. Pract. Mech. Journal, Vol. III, 3. Ser., S. 342.

Fig. 204 Sicherung mit Klemmschraube. Durch die Schraube werden zwei besondere, durch andere Theile an Längsverschiebung

Fig. 200.

Fig. 201.

Fig. 202.

Fig. 203.

Fig. 204.

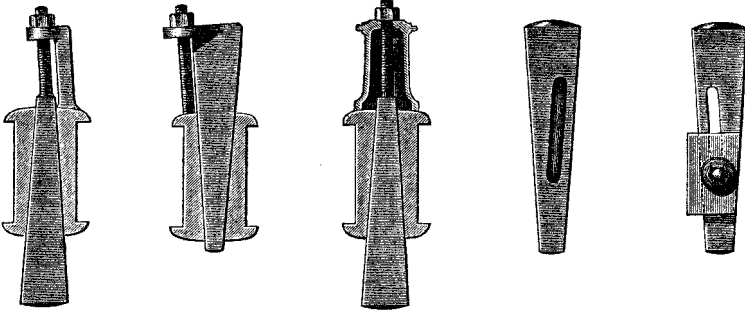
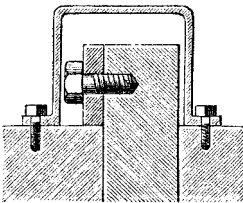


Fig. 205.



gen gehinderte Klötze fest auf den Keil gezwängt; die Schraube geht durch einen den Keil quer durchsetzenden Schlitz.

Fig. 205 zeigt Maudslay's Sicherung der Streifkeile in der in Fig. 195 dargestellten Schiffschraubennabe. Ein kleiner Querriegel ist an die Keilspitze geschraubt, diese, sowie der Keilkopf überdies mit einer aufgeschraubten bronzenen Kappe überdeckt.

geschraubt, diese, sowie der Keilkopf überdies mit einer aufgeschraubten bronzenen Kappe überdeckt.

Viertes Kapitel.

Schrauben und Verschraubungen.

§. 73.

Geometrische Grundform der Mutterschraube.

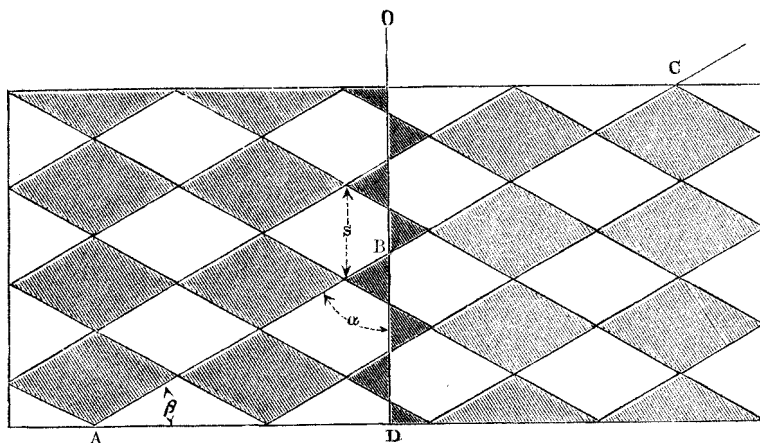
Im Maschinenbau werden die Mutterschrauben zu drei Zwecken benutzt: zum Verbinden oder Befestigen, zum Pressen und zum Uebertragen von Bewegungen. Hier werden nur die beiden ersten

Verwendungsarten besprochen. Hinsichtlich der benutzten Gewindequerschnitte unterscheidet man

das scharfe oder dreieckige,
das flache oder viereckige, quadratische
und das Trapezgewinde.

In allen drei Fällen gehört die geometrische Form wesentlich der sogenannten axialen Regelschraubenfläche an*). Diese ist die Fläche, welche eine Gerade ABC , Fig. 206, beschreibt, wenn einer ihrer Punkte eine gerade Leitlinie, die Schrauben-

Fig. 206.



achse OD , stetig durchläuft, während sich die Erzeugende unter Erhaltung des mit der Achse eingeschlossenen Winkels α proportional der Fortschreitung des Leitpunktes um die Achse dreht. Der Winkel α heisst der Anlagewinkel, der ihn zu einem Rechten ergänzende Winkel β der Basiswinkel der Schraube. Diese heisst schiefwinklig oder rechtwinklig, je nachdem α ein schiefer oder rechter Winkel ist. Der Normalcylinder zur Achse OD , in welchen die betrachtete begrenzte Regelschraube hineinfällt, heisst der Schraubencylinder. Dieser wird durch die Regelschraubenfläche in eine Schaar ineinandergeschachtelter Schraubengebilde zerlegt, von welchen zwei benachbarte stets im Verhältniss von Schraube und Mutter zu einander stehen; das innerste dieser Gebilde heisst die Kernschraube.

*) Vergl. den Artikel: Ueber einige Eigenschaften der Regelschraube, Berliner Verhandlungen 1878, S. 16.

Der Weg, welchen der Leitpunkt bei einer Umdrehung der Erzeugenden auf der Achse zurücklegt, heisst die Ganghöhe oder Steigung (s) der Schraube, der Winkel, den die Tangente an die von einem Punkte der Erzeugenden beschriebene Schraubenlinie mit der Grundebene des Schraubencylinders einschliesst, der Steigungswinkel (σ). Hiernach haben die äusseren Schraubenlinien der aufeinanderfolgenden Schraubengebilde einer Regelschraube gleiche Steigung, aber verschiedene Steigungswinkel.

Die Gewindeoberfläche beim scharfgängigen Gewinde ist gewöhnlich aus zwei halben Mantelflächen von Regelschrauben, deren Anlagewinkel einander zu 180° ergänzen, zusammengesetzt; selten gehört die Oberfläche einer und derselben Regelschraube an, obwohl dies, wie Fig. 206 zeigt, möglich ist. Die flachgängigen Schraubengewinde sind dagegen gewöhnlich einfache rechtwinklige axiale Regelschrauben. Bei der Trapezschraube, siehe §. 86, setzt sich die Oberfläche aus einer halben schiefwinkligen und einer halben rechtwinkligen axialen Regelschraube zusammen.

§. 74.

Gewindeabmessungen bei der scharfgängigen Schraube.

Bei gegebener, parallel zur Achsenrichtung auf die Schraube wirkender Kraft P wird der Kern auf zusammengesetzte Festigkeit nach Fall I, S. 48 beansprucht (vergl. S. 50), für die aber blosser Zugbeanspruchung eingeführt werden kann, wenn für die Zugspannung \mathfrak{S} ein genügend kleiner Werth eingesetzt wird. Wir setzen bei der schmiedeisernen Schraube $\mathfrak{S} = 2,5$ und erhalten dann für die Kerndicke d_1 :

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= 0,7 \sqrt{P} \\ P &= 2 d_1^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (72)$$

Die Schraubenmutter wird gewöhnlich sechseckig, seltener vierseitig gemacht; wir beschränken uns hier auf die Behandlung der ersteren Form. Höhe der Mutter gewöhnlich = dem Bolzendurchmesser d . Hierbei ist die Festigkeit des Gewindes weit mehr als ausreichend*); eine gewisse Mutterhöhe ist aber erforder-

*) Ausser der Rechnung zeigen dies auch wieder die neuen trefflichen Versuche, die in Stevens Institute (Hoboken) angestellt worden sind; 0,45 bis $0,4d$ würde als Mutterhöhe der Festigkeit wegen ausreichen. Ueber diese Versuche vergl. Railroad Gazette (New-York) 1877, Nov., S. 483.

derlich, um den Flächendruck zwischen den Gewinden klein zu halten. Für den Flächendruck p hat man, wenn die Gewindetiefe $= t$, und wenn n Gänge in die Mutter fallen, bei scharf wie bei flachgängiger Schraube:

$$p = \frac{\textcircled{S}}{4} \frac{1}{n} \frac{d}{t} \left[1 - 3 \frac{t}{d} + \left(\frac{t}{d} \right)^2 \right] \dots \dots \dots (73)$$

Die Steigung s einfürend und $ns = d$ einsetzend, erhält man hieraus:

$$p = \frac{\textcircled{S}}{4} \frac{s}{t} \left[1 - 3 \frac{t}{s} \frac{s}{d} + \left(\frac{t}{s} \right)^2 \left(\frac{s}{d} \right)^2 \right] \dots \dots (74)$$

Beidemaal kann das dritte Glied in der Klammer in der Regel vernachlässigt werden*).

Der Werth p soll womöglich $1k$ nicht, oder doch nicht viel überschreiten. Wenn $n = 8$ und $d : t = 12$, so kommt, wofern \textcircled{S} wie oben**), $p = 2,5 \cdot \frac{3}{8} (1 - \frac{1}{4} + \frac{1}{144}) \sim 0,7k$.

Bei Beurtheilung eines Gewindes räumt man auch den Reibungsverhältnissen eine Rolle ein. Bezeichnet:

Q die am mittleren Halbmesser des Gewindes angreifende, normal zur Achsenebene gerichtete Kraft,

σ' den Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie,

$f = tg \varphi$ den Reibungskoeffizienten,

so hat man, wenn ausser P nur die Gewindereibung überwunden werden soll, bei der flachgängigen Schraube für das Anziehen:

$$\left. \begin{aligned} Q &= P \frac{f + tg \sigma'}{1 - f tg \sigma'} = P tg(\varphi + \sigma') \\ \text{und für das Lösen:} \\ Q' &= P \frac{f - tg \sigma'}{1 + f tg \sigma'} = P tg(\varphi - \sigma') \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (75)$$

bei der scharfgängigen Schraube:

$$Q = P \frac{f' \pm tg \sigma'}{1 \mp f' tg \sigma'} = P tg(\varphi' \pm \sigma') \dots \dots \dots (76)$$

*) $P = p \pi t (d - t) n$ gibt $p = \frac{\textcircled{S}}{4} d_1^2 : \pi n \frac{t}{d} \left(1 - \frac{t}{d} \right) d^2 = \frac{\textcircled{S}}{4} \frac{1}{n} \frac{d}{t} \left(\frac{d - 2t}{d} \right)^2 : 1 - \frac{t}{d}$, woraus unter Vernachlässigung von $\left(\frac{t}{d} \right)^3 + \left(\frac{t}{d} \right)^4 + \dots$ u. s. w. obiger Ausdruck folgt; p ist hierbei gleich dem Flächendruck auf die Projektion der Gewinde gesetzt.

**) Ebenfalls ein Grund, \textcircled{S} niedrig zu halten.

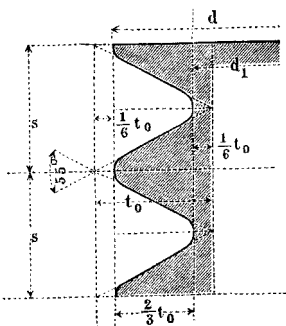
wobei $f' = f : \cos \beta$. Soll auch noch die Reibung an der Grundfläche der Mutter überwunden werden, so wird Q etwas über doppelt so gross. Für $tg \sigma'$ kann hier unbedenklich $tg \sigma$ gesetzt werden. Dieser Werth ist zugleich durchschnittlich hier so klein, dass die Reibung durchaus als der überwiegende Theil des Widerstandes auftritt, auch Q' nie negativ ausfällt.

§. 75.

Das Whitworth'sche Gewindesystem.

Unter einem Gewindesystem versteht man eine Gesamtheit fester Regeln, nach welchen die Formeinzelheiten der Gewindeprofile, die Steigungen und die Durchmesserabstufungen bei Mutter-schrauben gewählt werden sollen. Zur Aufstellung von solchen Systemen hat Whitworth 1841 durch seinen Vorgang Veranlassung gegeben; später hat man die Frage mehr und mehr studirt und derselben bei uns in der jüngsten Zeit erhöhte Aufmerksamkeit zugewandt*), wozu die Einführung des Metermaasses Veranlassung

Fig. 207.



gab. Eine Einigung ist noch nicht erzielt. Sehr gewichtige Stimmen haben sich für die volle Einführung des Whitworth-Systemes in Deutschland ausgesprochen, andere indessen derjenigen eines guten metrischen das Wort geredet. Hier sind deshalb beide Richtungen zu berücksichtigen.

Das von Whitworth vorgeschlagene System bestimmt, dass die Gewinde in gleichseitige Dreiecke eingeschlossen werden

sollen, deren Grundlinie = der Steigung s und deren Spitzenwinkel, der sogenannte Kantenwinkel, = 55° ist, wonach ihre Höhe $t_0 = 0,96 s$ wird. Innen und aussen soll das Gewinde sodann um $\frac{1}{6} t_0$ abgerundet werden, so dass die wirkliche Gangtiefe $t = \frac{2}{3} t_0 = 0,64 s$ wird. Der erwähnte Kantenwinkel ist = dem doppelten Basiswinkel β der zu Grunde gelegten Regelschraube. Die Stei-

*) Vergl.: Die metrischen Gewindesysteme etc., im Auftrag des Vereins deutsch. Ing. zusammengestellt und erläutert. Berlin, Gärtner, 1876.

gung s bestimmte $W.$ durch tabellarische Zusammenstellung*), insbesondere Angabe der Steigungen, welche auf 1" gehen. An diesen Festsetzungen haben sich mit der Zeit Mängel fühlbar gemacht, die einestheils in den Schwierigkeiten der Herstellung des Gewindequerschnittes, anderentheils in den Abstufungen der Durchmesser, dann auch in denen der Steigungen liegen. Die Abstufungen der d haben auch $W.$ selbst nicht befriedigt, so dass er 1857 seine ältere Skala durch eine neue ersetzt hat, welche seitdem in England als *Standard* für die Mutterschrauben angenommen ist**). Auffallend ist, dass man bei uns bei der aufgeworfenen Diskussion diese Aenderung gänzlich unberücksichtigt gelassen hat.

In der folgenden Tabelle sind die Werthe der alten und der neuen Skala zusammengestellt. d und s in engl. Zoll. Die eingeklammerten Werthe $\frac{5}{16}$ und $\frac{7}{16}$ " sind nur annähernd in der neuen Skala vertreten.

Neue Skala d	Alte Skala d	$\frac{1}{s}$	Neue Skala d	Alte Skala d	$\frac{1}{s}$	Neue Skala d	Alte Skala d	$\frac{1}{s}$
0,100		48	0,675		11	3,250	$3\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{4}$
0,125	$\frac{1}{8}$	40	0,700		11	3,500	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{4}$
0,150		32	0,750	$\frac{3}{4}$	10	3,750	$3\frac{3}{4}$	3
0,175		24	0,800		10	4,000	4	3
0,200		24	0,875	$\frac{7}{8}$	9			
0,225		24	0,900		9	4,250	$4\frac{1}{4}$	$2\frac{7}{8}$
0,250	$\frac{1}{4}$	20	1,000	1	8	4,500	$4\frac{1}{2}$	$2\frac{7}{8}$
0,275		20				4,750	$4\frac{3}{4}$	$2\frac{3}{4}$
0,300	$(\frac{5}{16})$	18	1,125	$1\frac{1}{8}$	7	5,000	5	$2\frac{3}{4}$
			1,250	$1\frac{1}{4}$	7			
0,325		18	1,375	$1\frac{3}{8}$	6	5,250	$5\frac{1}{4}$	$2\frac{5}{8}$
0,350		18	1,500	$1\frac{1}{2}$	6	5,500	$5\frac{1}{2}$	$2\frac{5}{8}$
0,375	$\frac{3}{8}$	16	1,625	$1\frac{5}{8}$	5	5,750	$5\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{2}$
0,400		16	1,750	$1\frac{3}{4}$	5	6,000	6	$2\frac{1}{2}$
0,425		14	1,875	$1\frac{7}{8}$	$4\frac{1}{2}$			
0,450	$(\frac{7}{16})$	14	2,000	2	$4\frac{1}{2}$			
0,475		14						
0,500	$\frac{1}{2}$	12	2,125	$2\frac{1}{8}$	$4\frac{1}{2}$		$\frac{1}{8}$	28
			2,250	$2\frac{1}{4}$	4		$\frac{1}{4}$	19
0,525		12	2,375	$2\frac{3}{8}$	4		$\frac{3}{8}$	19
0,550		12	2,500	$2\frac{1}{2}$	4		$\frac{1}{2}$	14
0,575		12	2,675	$2\frac{5}{8}$	4		$\frac{3}{4}$	14
0,600		12	2,750	$2\frac{3}{4}$	4		1	11
0,625	$\frac{5}{8}$	11	2,875	$2\frac{7}{8}$	$3\frac{1}{2}$		$1\frac{1}{4}$	11
0,650		11	3,000	3	$3\frac{1}{2}$		$1\frac{3}{4}$	11
						Anhang: Whitworth's Gasrohr-Gewinde.	2	11

*) Briggs drückt die $W.$ 'sche Steigung verhältnissmässig genau aus durch: $s = 0,1075 d - 0,0075d^2 + 0,024$.

**) S. Eng. u. Arch. Journal 1857, S. 262, 1858, S. 48, auch Shelley, Workshop appliances, London 1876, S. 102.

Die Regelmässigkeit der Fortschreitungen lässt zu wünschen übrig. Dies wird besonders einleuchtend an den folgenden beiden

Fig. 208.

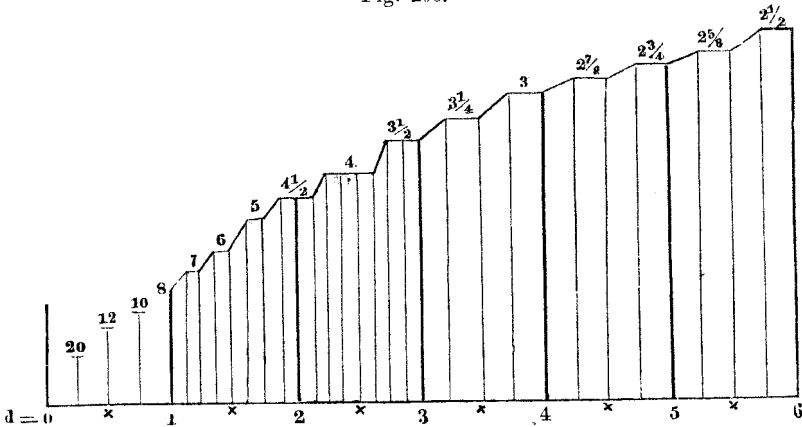
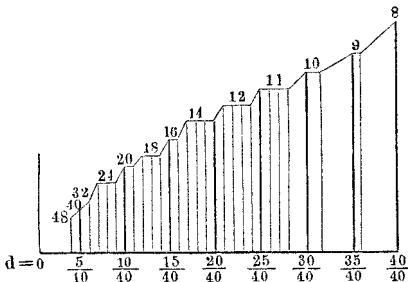


Fig. 209.



Darstellungen. Namentlich fallen die Unstetigkeiten der s bei $\frac{3}{4}$ und $2\frac{1}{2}$ auf; auch sind die Abstufungen von d ungleichmässig. Die Ursache liegt offenbar in der Maasssystemfrage. W. beabsichtigte, das Dezimalsystem in den Stufen für d zur Geltung zu bringen; allein

der Wunsch, mit der Viertel- und Achteltheilung nicht zu brechen — die 16tel sind verschwunden — hat nur dahin geführt, 40tel und deren Vielfache als Abstufungen erscheinen zu lassen; vergleiche Fig. 209.

Für den Flächendruck p kommt aus (74), da $t = 0,64s$:

$$\frac{p}{\sigma} = \frac{1}{4 \cdot 0,64} \left[1 - 1,9 \frac{s}{d} + 0,4 \left(\frac{s}{d} \right)^2 \right].$$

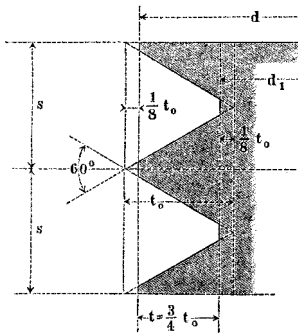
Behalten wir $\sigma = 2,5$ bei, so ergeben sich hieraus für $d = 0,1''$, $3''$ und $6''$ die Werthe $p = 0,66$, $0,81$ und $0,85$ k, welche völlig genügen. Für $tg \sigma$ kommen bei $d = 0,1''$, $3''$ und $6''$ die Werthe $0,0663$, $0,0303$ und $0,0213$.

§. 76.

Das Sellers'sche Gewindesystem.

Nachdem in den Vereinigten Staaten von Nordamerika die Gewindeverwirrung sehr fühlbar geworden, schlug William Sellers im April 1864 im Franklin-Institut ein Gewindesystem zur gemeinsamen Annahme vor*). Nach Anhörung eines eingehenden Kommissionsberichtes am 15. Dezember desselben Jahres trat das Institut dem Antrage bei und empfahl die Annahme dem gesammten amerikanischen Ingenieurstand**), der heute in seiner überwiegenden Mehrheit das Sellers'sche System angenommen hat. In demselben ist dem Gewindeprofil die in Fig. 210 dargestellte Form gegeben. Kantenwinkel $2\beta = 60^\circ$; Gangtiefe $t = 0,75 t_0 = 0,65 s$. Die Steigung wurde nach der Formel

Fig. 210.



$s = 0,24 \sqrt{d} + 0,625 - 0,175$

berechnet, aber dann ebenfalls, wie bei Whitworth, so abgerundet, dass die Anzahl der Gänge auf 1'' (engl.), d. i. die Reziproke der Steigung, ein einfacher Werth wurde. Folgendes sind die durch den Institutsbeschluss angenommenen Stufen der Durchmesser und Steigungen:

$d =$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{5}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{7}{8}$
$\frac{1}{s} =$	20	18	16	14	13	12	11	10	9	8	7	7	6	6	$5\frac{1}{2}$	5	5
$d =$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	3	$3\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{3}{4}$	4	$4\frac{1}{4}$	$4\frac{1}{2}$	$4\frac{3}{4}$	5	$5\frac{1}{4}$	$5\frac{1}{2}$	$5\frac{3}{4}$	6
$\frac{1}{s} =$	$4\frac{1}{2}$	$4\frac{1}{2}$	4	4	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{4}$	3	3	$2\frac{7}{8}$	$2\frac{3}{4}$	$2\frac{5}{8}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{8}$	$2\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{4}$

*) Journal of the Franklin Institute 1864, Vol. 47, S. 344.

**) Ebenda 1865, Vol. 49, S. 53.

Das S.'sche Gewinde lässt sich mit dem W.'schen sehr gut vergleichen, da es trotz der Profilverschiedenheit fast genau dieselbe Gangtiefe hat. Ausserdem hat es einen sehr bequem auftragbaren Kantenwinkel und ein so einfach gestaltetes Profil, dass jede mit gutem Werkzeug ausgestattete Fabrik die Gewindebohrer anzufertigen in der Lage ist. Alles dies erklärt die ausserordentlich rasche Verbreitung des Systems in Amerika. Die Abstufungen der Steigungen sind zudem stetiger, als bei W.; namentlich ist der Sprung bei $d = \frac{1}{2}''$ beseitigt, nämlich das Gewinde der halbzölligen Schraube, die immer ein Stein des Anstosses auch im alten W.'schen System war, verfeinert; die von W. 1857 verworfenen Durchmesser $\frac{5}{16}$ und $\frac{7}{16}$ sind beibehalten, ja $\frac{9}{16}$ noch eingereiht, mit anderen Worten, die dem englischen Maass eigenthümliche Theilung durch die 2 und deren Potenzen unbeirrt durchgeführt. Somit erscheint das Ganze für das englische Maasssystem als recht befriedigend.

§. 77.

Metrische Gewindesysteme.

Unter Anerkennung der Vorzüge des W.'schen Systems hat man verschiedentlich versucht, Gewindesysteme mit Metermaass aufzustellen, ist indessen dabei zu stark von einander abweichenden Ergebnissen gekommen. Folgende vierzehn Systeme sind zu nennen *):

Armengaud, Redtenbacher, Paris-Lyoner Bahn, Französische Nordbahn, J. F. Cail in Paris, Französische Marine, Bodmer, zwei Vorschläge von Ducommun in Mülhausen, Elsass. Maschinenbaugesellschaft in Mülhausen, Reishauer und Bluntschli in Zürich, der Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein deutscher Ingenieure, und zwei Vorschläge von Ingenieur Delisle.

Auch die bezüglichlichen Formeln und Tabellen in den früheren Auflagen dieses Buches hat man unter den Systemen aufgezählt; sie machten indessen darauf keinen Anspruch, da sie nur Umrechnungen des W.'schen Systems sein wollten. — Schon die grosse Anzahl der aufgezählten Versuche lässt erkennen, dass die

*) Vergl. die oben angezogene Schrift.

Schwierigkeiten gross sind. In der That lässt sich nur auf dem Wege genauer Abwägung aller Vorzüge gegen gleichzeitig auftretende Nachtheile ein Bestes erzielen. Folgende Forderungen lassen sich, wenn die Umwandlung einmal mit Entschiedenheit ins Auge gefasst werden soll, als unabweisbar bezeichnen.

- 1) Die Profilform des Gewindes muss leicht mit der erforderlichen Genauigkeit hergestellt werden können. Deshalb empfiehlt sich die Whitworth'sche Abrundung der Kanten nicht, verdient vielmehr eine Abkantung wie bei Sellers den Vorzug.
- 2) Die Steigung muss womöglich ohne jede Abrundung des Rechnungsergebnisses aus den Formeln entnommen werden können. Deshalb sind die Steigungen von Whitworth und Sellers nicht zweifellos empfehlenswerth, da dieselben erst durch Abrundung praktisch brauchbar werden*).
- 3) Die Abstufungen der Bolzendurchmesser sollen so beschaffen sein, dass Bruchtheile von Millimetern in den Durchmesserwerthen nicht vorkommen und dass deren Stufenfolge gleichzeitig nicht in zu grossen Konflikt mit dem Dezimalsystem geräth.

Alle drei Bedingungen sollen womöglich nicht innerhalb zu enger Grenzen für die Durchmesser, und zwar mindestens bis zu $d = 80\text{mm}$ erfüllt werden. Nur die drei letzten der obigen System-Vorschläge können als solche angesehen werden, welche unter diesen Umständen in Betracht kommen. Auf dieselben sei deshalb hier etwas näher eingegangen.

§. 78.

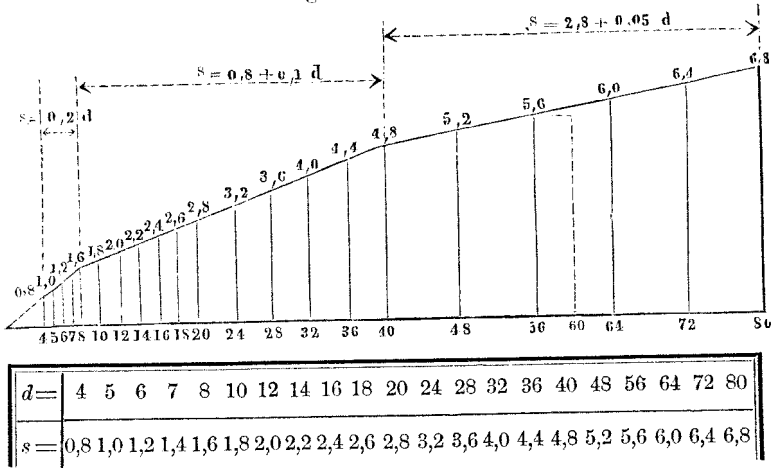
Die Vorschläge Delisle I, Pfalz-Saarbrücken und Delisle II.

Die folgenden drei Figuren stellen die Stufenfolgen der Steigungen der drei Vorschläge dar, und zwar sind die Steigungen in fünffacher Naturgrösse aufgetragen, die zugehörigen Bolzendurchmesser den Höhenlothen am Fuss angefügt, ausserdem die

*) Bei der alten W.'schen Skala sind alle 33 Werthe abgerundet; bei der S.'schen 31 von 34.

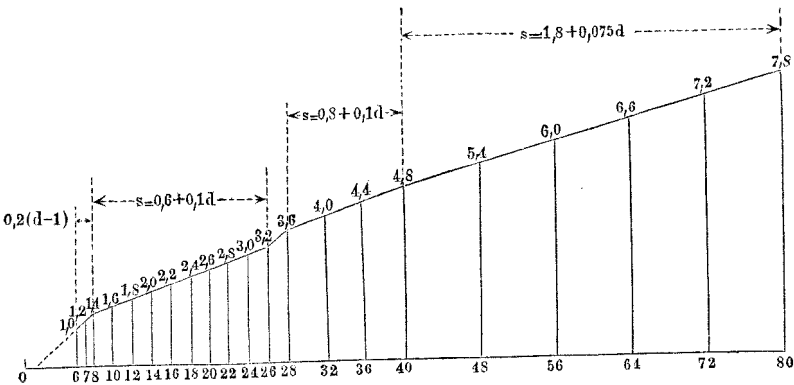
zusammengehörigen Werthe von d und s tabellarisch zusammengestellt. Das Gewindeprofil ist in den beiden ersten Fällen genau wie das Sellers'sche, im letzten Falle beträgt der Basiswinkel $26^{\circ} 34'$ *). Derselbe wird erhalten, indem die theoretische Gangtiefe oder Höhe des Gewindedreieckes = s gemacht wird, was eine ganz leichte Auftragung in sich schliesst. Abkantung wie bei Sellers.

Fig. 211. Delisle I.



„Bei Interpolationen von Durchmessern ist die nächstuntere Ganghöhe zu wählen.“ (Siehe bei $d = 60$.)

Fig. 212. Pfalz-Saarbrücken.

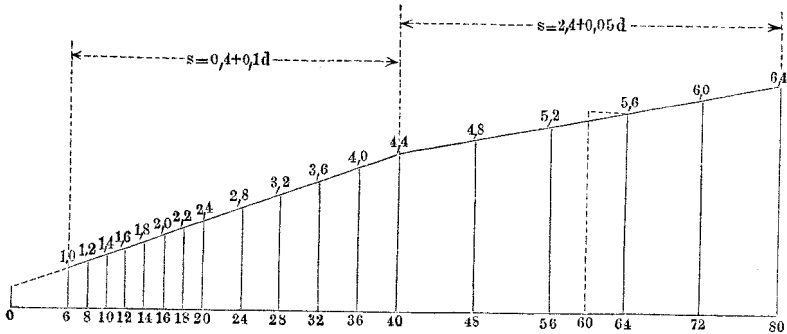


*) In der öfter angezogenen Quelle ist irrthümlich $2\beta = 53^{\circ} 32'$ angegeben, was $t_0 = 1,0088 s$ entsprechen würde.

$d =$	6	7	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	32	36	40	48	56	64	72	80
$s =$	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,6	4,0	4,4	4,8	5,4	6,0	6,6	7,2	7,8

Keine Interpolationen.

Fig. 213. Delisle II.



$d =$	6	8	10	12	14	16	18	20	24	28	32	36	40	48	56	64	72	80
$s =$	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,8	3,2	3,6	4,0	4,4	4,8	5,2	5,6	6,0	6,4

„Bei Interpolationen von Durchmessern ist die nächstobere Ganghöhe zu wählen“ *). (Siehe bei $d = 60$.)

Alle drei Zusammenstellungen zeichnen sich durch Einfachheit und Uebersichtlichkeit aus. Dieselbe ist zum grösseren Theil dadurch erreicht, dass zweckmässigerweise nicht der ganze Verlauf der s durch eine einzige (Parabel-) Gleichung, sondern durch zwei und mehr einander ablösende lineare Gleichungen ausgedrückt ist. Eine auffallende Unstetigkeit zeigt nur der Pfalz-Saarbrücker Vorschlag beim Uebergang von 26 auf 28. Sie erklärt sich daraus, dass man die unterhalb liegenden Gewinde durchschnittlich etwas feiner wünschte, als die höher gelegenen. Der zweite Delisle'sche Vorschlag ist etwas einfacher als der erste; mehr aber noch als dadurch unterscheiden sich die beiden Vorschläge durch die angewandten Kantenwinkel, auf welche zurückzukom-

*) Ingenieur Delisle sieht in seinen beiden Vorschlägen interpolirte Bolzendurchmesser wirklich vor; hier sind dieselben aus den Zeichnungen und Zahlenreihen weggelassen, um die Uebersichtlichkeit zu erhöhen.

men ist. Hervorgehoben verdient zu werden, dass in allen drei Vorschlägen bei den Durchmesserabstufungen eine Art 2er-System, wenn auch nicht ganz rein, zur Anwendung gekommen ist.

Hinsichtlich der Steigungswinkel sind alle drei Vorschläge fraglos gut; dasselbe gilt von den Flächendruckverhältnissen. Gemäss Formel (74) und wenn wieder $\mathfrak{S} = 2,5$ vorausgesetzt wird, schwanken nämlich die Werthe von p bei

<i>Delisle I.</i>	zwischen	0,60	und	0,80
<i>Pfalz-Saarbrücken</i>	"	0,60	"	0,78
<i>Delisle II.</i>	"	0,53	"	0,69.

§. 79.

Neue Vorschläge.

Da von den soeben vorgeführten Systemen bei einer durch den Verein deutscher Ingenieure veranstalteten sorgfältigen Umfrage keines volle Zustimmung erfahren hat, die ganze Frage vielmehr noch in der Schwebe gelassen worden ist, so darf hier versucht werden, einen weiteren Vorschlag zu machen*). Zwar scheint es das Kürzeste, sich für eines der drei vorstehenden

*) Dies geschieht zunächst wesentlich in der Absicht, für den polytechnischen Unterricht ein metrisches Gewindesystem vorzulegen, da sich der Einführung eines solchen in unsere Maschinenbaupraxis einstweilen noch grössere Hindernisse entgegenstellen, als vor der Anstellung der soeben erwähnten Erhebungen erwartet werden durfte. Für den Unterricht aber bedürfen wir nothwendig eines auf das Metermaass begründeten Gewindesystemes. Die festen Anhänger des W.-Systemes empfehlen die internationale Annahme desselben; sie thun dies, indem sie über die bereits grossartige Verbreitung des amerikanischen Systems, welches auch selbst bei uns schon vielfach eingedrungen ist, hinwegsehen; sie suchen dabei den Konflikt der Maasssysteme dadurch auszugleichen, dass sie die Durchmesser in engl. Maass ausgeführt, aber mit dem nächsthöheren auf m abgerundeten Maass in die Zeichnungen eingeschrieben oder benannt wissen wollen. Es ist unwahrscheinlich, dass aus einem solchen Verfahren nicht Verwirrungen und Irrthümer in der Praxis hervorgehen müssten; für die Schule würde dasselbe jedenfalls geradezu unmöglich sein. Mir scheint auch, dass man diesen Vorschlag nur angesichts der alten W.-Skala machen kann; vor der neuen Skala mit ihren feinen Abstufungen steht derselbe machtlos da. Ein Vergleich zwischen den drei Diagrammen des vorigen §. und den Figuren 208 und 209 zeigt auch, dass man beim Festhalten am W.'schen Systeme das Verwickelte gegenüber dem Einfachen mit Mitteln zu erhalten suchen müsste, welche zu dem erzielbaren Ergebniss in keinem glücklichen Verhältniss stehen.

Systeme zu entscheiden; allein sie scheinen sämmtlich noch verbesserungsfähig.

In zwei Richtungen verdienen die gemachten Erhebungen eine weitergehende Auslegung, als ihnen zu Theil geworden ist; die eine betrifft die Durchmesserstufen, die andere das Gewindefprofil.

Die Stufenfolge und die wirklichen Grössen der Durchmesser sind wichtiger als selbst die Stufenfolgen der Gewinde. Man erkennt dies daran, dass schon vor langer Zeit die W.'schen Profile benutzt, die Bolzen aber nach preuss. Zoll abgestuft wurden, auch neuerdings Millimeterabstufungen für die Bolzen unter Festhaltung der W.'schen Profile ausgeführt werden. Ein Erforderniss ersten Ranges für die Abstufungen der Bolzendicken wird daher sein, dass dieselben in das Dezimalsystem erträglich hineinpassen (dritte Bedingung §. 77). Das thun aber die drei obigen Vorschläge nicht, indem ihnen die so natürlichen Stufen 30, 50, 60, 70 fehlen. Die Beseitigung dieses Mangels verursacht allerdings eine neue Schwierigkeit, allein dieselbe ist doch überwindbar.

Sodann lässt sich ein Gewindesystem nicht anders richtig kritisiren, als wenn die Steigungsabstufungen stets zugleich mit dem Profil, d. i. insbesondere mit dem Kantenwinkel, in Betracht gezogen werden. Man kann nicht wohl ein Gewinde für grob oder für fein erklären, indem man bloss das Verhältniss $s : d$ in Betracht zieht, sondern man muss $t : d$ mit in den Vergleich hineinziehen.

Ein Beispiel wird dies klar machen. Hebt man aus den Systemen Delisle I. und II. zwei gleiche Durchmesser mit zugehörigen gleichen Ganghöhen heraus, so findet man die betreffenden Schrauben nicht gleich fein. Würde beide mal $d = 60$ gewählt, was durch die ausdrücklich gestattete Interpolation geschehen kann, so erhält man (siehe die Punktirungen in Fig. 211 und 213) beide mal $s = 5,6$, was gleichen Steigungswinkeln für beide Schrauben entspricht. Die Gangtiefe t ist aber

$$\text{nach I.: } t = \frac{3}{4} t_0 = 0,65 s = 3,64 \text{ mm}$$

$$\text{„ II.: } t = \frac{3}{4} t_0 = 0,75 s = 4,20 \text{ mm.}$$

Damit ist

im Falle I. der Kerndurchmesser $d_1 = 52,72$, der Kernquerschnitt $\sim 2182 \text{ qmm}$

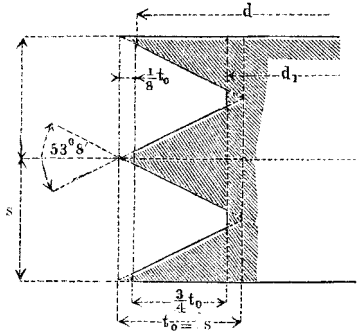
„ „ II. „ „ „ $d_1 = 51,60$, „ „ „ 2091 „

was einen Unterschied von nahe 5 Proz. in der Festigkeit der beiden Schrauben ergibt, die zweite also als die gröber geschnittene erscheinen lässt. Man hat hiernach bei der Wahl von $s : d$ das Gewindefprofil zu berücksichtigen, wie Ingenieur Delisle gethan, indem er eben zwei getrennte Vorschläge machte.

Ob der Kantenwinkel von $53^\circ 8'$ dem Sellers'schen von 60° vorzuziehen sei, bleibt bestreitbar; indessen entscheiden sich von den

oben aufgezählten Systemen zwei für den letzteren, fünf für den ersteren und drei für noch kleinere Winkel; auch hat die erwähnte Umfrage die Neigung ergeben, lieber unter als über den Whit-

Fig. 214.



worth'schen Winkel von 55° zu gehen. Wir wählen daher den Kantenwinkel, siehe Fig. 214:

und ausserdem
$$\left. \begin{aligned} 2\beta &= 53^\circ 8', \text{ nämlich } t_0 = s \\ t &= \frac{3}{4} t_0 = \frac{3}{4} s \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (77)$$

Die Steigung bestimmen wir für $d = 4$ bis 40 mm aus:

$$s = 0,4 + 0,1 d \dots \dots \dots (78)$$

und für $d = 40$ bis 80 mm und darüber*) aus:

$$s = 2 + 0,06 d \dots \dots \dots (79)$$

und wählen die folgenden Durchmesserstufen:

	4	5	6	7	8	9	10			
12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
	36	40	.	45	.	50	60	70	80	

Formel (78) stimmt mit der Delisle'schen für 6 bis 40 überein; Interpolationen für die Durchmesserstufen scheinen entbehrlich, sollen sie gemacht werden, so weiche man von der Formel nicht ab, da die Zwischenstufen in der zweiten und dritten Gruppe wie in der letzten auch noch runde Werthe ergeben und das Schneiden der Gewindebohrer auf der Leitspindelbank keine erheblichen Schwierigkeiten macht.

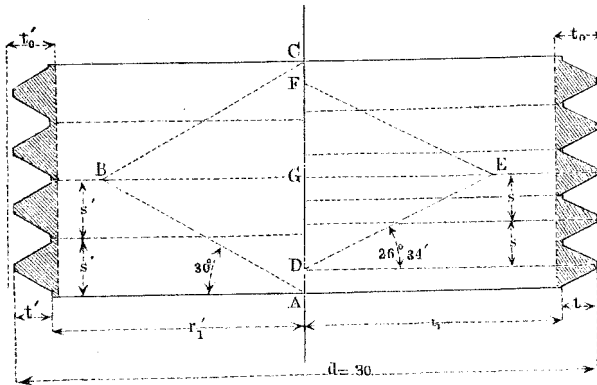
Sollte der Wunsch bleiben, den Kantenwinkel von 60° zu benutzen und dennoch die erwänten Vortheile beizubehalten, so wäre zu empfehlen:

*) Ueber 80 mit d hinauszugehen, ist bei uns bis jetzt nicht empfohlen worden. Gienge man bis $d = 150$, was dem obersten Whitworth-Sellers'schen Werthe sehr nahe entspricht, so erhielte man $s = 11$, was ganz gut angehen würde. Vergl. §. 87.

$$\left. \begin{array}{l} \text{für } d = 4 \text{ bis } 8 \quad s' = 0,2 d \text{ (mit Delisle I.)} \\ \text{„ } d = 8 \text{ „ } 40 \quad s' = 0,8 + 0,1 d \text{ (mit Delisle I.)} \\ \text{„ } d = 40 \text{ „ } 80 \quad s' = 1,6 + 0,08 d \end{array} \right\} \dots (80)$$

von welchen Ausdrücken der letzte wiederum die Stufen 30, 45, 50, 60, 70 einzureihen gestattet, auch über 80 hinaus ohne weiteres gebraucht werden

Fig. 215.



könnte. Zum Vergleich der beiden Endformeln kann Fig. 215, wo für $d = 80$ die aus beiden Formeln hervorgehenden Gewindeprofile dargestellt sind, dienen. Die Kernhalbmesser r_1 und r_1' fallen sehr nahe gleich aus, mithin auch die Gangtiefen, während die Gewindeprofile so beträchtlich verschieden sind, vergl. die Dreiecke ABC und DEF .

Eine Numerirung der Gewinde unserer Skala von I. bis XXV. scheint mir nicht empfehlenswerth; vielmehr geschieht die Bezeichnung des einzelnen Gewindes wohl am besten durch Angabe des Bolzendurchmessers, dem man die Bezeichnung „Nummer“ voransetzen könnte. Gewinde Nr. 20 wäre dann dasjenige für $d = 20$, Nr. 4 das für $d = 4$ mm. Eine Maschinenbauanstalt, welche gewisse Nummern nicht gebrauchte, liesse sie einfach ausfallen; Feinmechaniker könnten für ihre Zwecke noch Nummern einschalten, beides ohne Verletzung des Systemes.

§. 80.

Schraubenmutter, Unterlegscheibe, Schraubenkopf.

Die erforderliche Wanddicke der Mutter steht in naher Beziehung zur Gewindetiefe t und demnach zur Steigung s . Auch diese Abmessung verdient derartig bestimmt zu werden, dass sie wenig Abrundung in den Formelergebnissen nöthig macht. Für bearbeitete Muttern empfiehlt sich zu nehmen für den Durchmesser D des dem Sechseck eingeschriebenen Kreises:

$$D = 1 + d + 5s \dots \dots \dots (81)$$

Der Flächendruck auf die Sohle der Schraubenmutter wird hierbei im Maximum (bei $d = 80$) = 1,7 k. Unbearbeitet bleibende Muttern nehme man etwas stärker. Es empfiehlt sich, *) zu nehmen :

$$D_1 = D + 3 = 4 + d + 5s \quad \dots \quad (82)$$

Unter $d = 10$ kommen roh gelassene Muttern kaum vor.

Die Anbringung einer Unterlegscheibe ist da anzurathen, wo sonst eine ungeebene Fläche der Schraubenmutter als Auflager dienen würde. Man nehme deren Durchmesser U , siehe Fig. 216,

$$\left. \begin{aligned} \text{ihre Dicke} \quad U &= d + 10s \\ u &\sim \frac{5}{4}s \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (83)$$

Der Schraubenkopf, der noch vielfach vierseitig, besser vielleicht auch durchweg sechsseitig gemacht wird, erhält den Durchmesser D beziehungsweise D_1 und die Höhe $h \sim 0,7d$.

Bei bearbeiteten Muttern wird die obere Fläche gewöhnlich entweder nach einem Kegel vom Basisdurchmesser D und dem Basiswinkel 30° abgestumpft, Fig. 217, oder nach einer Kugel vom Halbmesser $\frac{5}{3}D$ abgerundet, Fig. 218, bei unbearbeiteten die

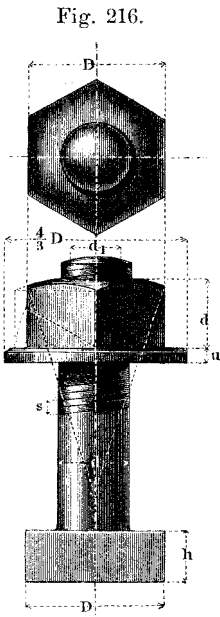


Fig. 216.

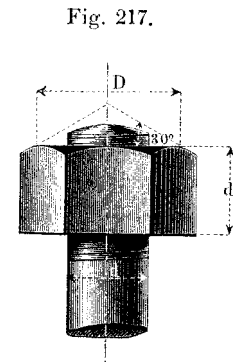


Fig. 217.

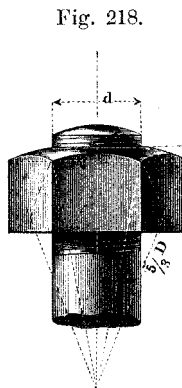


Fig. 218.

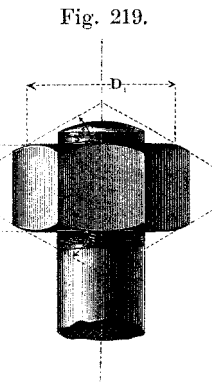


Fig. 219.

Ecken oben und unten nach dem ebenerwähnten Kegel abgestumpft, Fig. 219.

*) Mit Sellers, der $\frac{1}{8}$ Zoll zusetzt.

§. 81.

Tabelle und Proportionsriss über die Mutterschrauben.

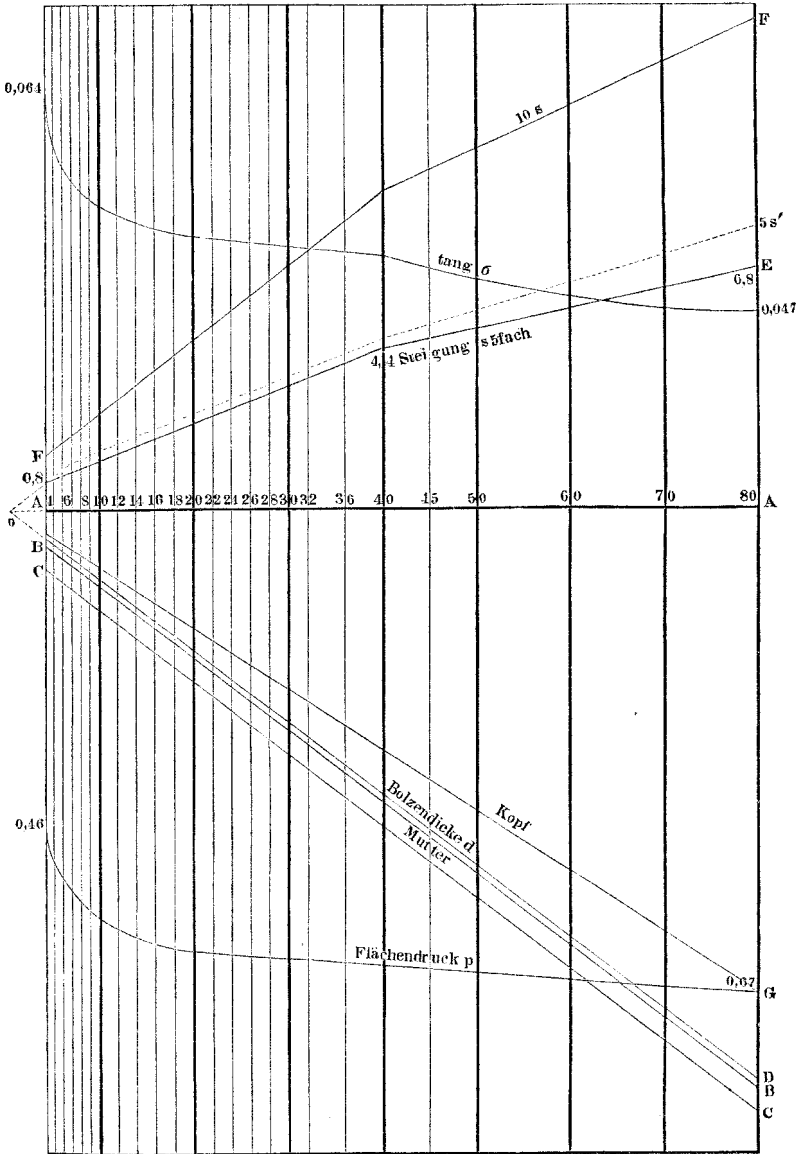
Die folgende Tabelle enthält die gemäss den vorstehenden Entwicklungen für die Mutterschrauben anzuwendenden Abmessungen unter Angabe der nach Formel (72) statthafter Belastung. Fig. 220 ist ein Riss, welcher einen Ueberblick über die wichtigsten Verhältnisse gibt. Die Steigung ist wieder in fünffachem Maassstabe aufgetragen.

Der Uebersicht halber ist die Linie für s' aus (80) punktirt eingetragen.

Bolzen d	Steigung s	Gangtiefe t	Kern d_1	Mutter		Scheibe		Kopf h	Last P
				D	D_1	U	u		
4	0,8	0,60	2,80	9	—	12	1	3	16
5	0,9	0,68	3,65	10,5*	—	14	1	3,5	27
6	1,0	0,75	4,50	12	—	16	1	4	41
7	1,1	0,83	5,35	13,5*	—	18	1,5	5	57
8	1,2	0,90	6,20	15	—	20	1,5	6	77
9	1,3	0,98	7,05	16,5*	—	22	1,5	6	99
10	1,4	1,05	7,90	18	21	24	1,5	7	125
12	1,6	1,20	9,60	21	24	28	2	8	184
14	1,8	1,35	11,30	24	27	32	2	10	255
16	2,0	1,50	13,00	27	30	36	2	11	338
18	2,2	1,65	14,70	30	33	40	3	13	432
20	2,4	1,80	16,40	33	36	44	3	14	538
22	2,6	1,95	18,10	36	39	48	3	15	655
24	2,8	2,10	19,80	39	42	52	3	17	784
26	3,0	2,25	20,50	42	45	56	4	18	841
28	3,2	2,40	23,20	45	48	60	4	20	1076
30	3,4	2,55	24,90	48	51	64	4	21	1240
32	3,6	2,70	26,60	51	54	68	4	22	1415
36	4,0	3,00	30,00	57	60	76	5	25	1800
40	4,4	3,30	33,40	63	66	84	5	28	2231
45	4,7	3,53	37,95	70	73	92	6	32	2880
50	5,0	3,75	42,50	76	79	100	6	35	3613
60	5,6	4,20	51,60	89	92	116	7	42	5325
70	6,2	4,65	60,70	102	105	132	7	49	7369
80	6,8	5,10	69,80	115	118	148	8	56	9744

*) Abrundung nach unten oder oben statthafter, aber nicht wichtig.

Fig. 220.



Der vorstehende Riss gibt ausser der Darstellung der Steigungsverhältnisse und Flächendrucke auch die wesentlichen Dimensionen der Muttern und Köpfe zu den Schrauben nach dem vorgeschlagenen Gewindesystem von $d = 4$ bis $d = 80$ mm. Die Steigungen sind sowohl in fünffachem Maasstab (Linie E), als in zehnfachem (Linie F) aufgetragen, die Bolzendicken in natürlicher Grösse (Linie D), alles gemessen von der Grundlinie A aus. Ferner steht die Linie B von D in der Richtung der senkrechten Ordinaten um 1 mm, C von D in derselben Richtung um 4 mm ab; endlich ist der Abschnitt zwischen A und G überall $= 0,7 d$.

Misst man demzufolge auf irgend einer, zu einem gegebenen Bolzendurchmesser gehörigen Ordinate, so erhält man in dem Abschnitt:

- zwischen A und E die fünffache Gewindesteigung,
- zwischen E und B den Mutterdurchmesser nach (81),
- zwischen E und C den Mutterdurchmesser nach (82),
- zwischen F und D den Scheibendurchmesser nach (83),
- zwischen A und G die Höhe des Schraubenkopfes.

Die trigonometrische Tangente des Steigungswinkels schwankt zwischen 0,064 und 0,047, der Flächendruck p auf die Gewinde zwischen 0,46 und 0,67 k .

§. 82.

Gewichte der schmiedeisernen Rundstäbe.

Die in der folgenden Tabelle angegebenen Gewichte sind gefunden aus der Formel

$$G = 100 \cdot 0,25 \pi d^2 \cdot 0,000\,007\,79 = 0,000\,611\,825 d^2;$$

es ist also das spezifische Gewicht des Schmiedeisens mit der Grösse 7,79 in Rechnung gebracht. Gusseiserne Cylinder von der angegebenen Grösse sind 0,93 mal, bronzene 1,092 mal so schwer als die schmiedeisernen.

Ein Prisma von regelmässig sechsseitiger Grundfläche, deren innerer Durchmesser $= d$ ist, wiegt 1,103 mal so viel, als der gleichlange und dicke Cylinder aus demselben Material.

d	G	d	G	d	G	d	G	d	G	d	G
1	0,0006	41	1,028	81	4,014	121	8,958	161	15,859	201	24,718
2	0,0024	42	1,079	82	4,113	122	9,106	162	16,057	202	24,965
3	0,0055	43	1,131	83	4,215	123	9,256	163	16,256	203	25,213
4	0,0098	44	1,184	84	4,317	124	9,407	164	16,456	204	25,462
5	0,0153	45	1,239	85	4,420	125	9,560	165	16,657	205	25,712
6	0,022	46	1,295	86	4,525	126	9,713	166	16,859	206	25,963
7	0,030	47	1,352	87	4,631	127	9,868	167	17,063	207	26,216
8	0,039	48	1,410	88	4,738	128	10,024	168	17,268	208	26,470
9	0,050	49	1,469	89	4,846	129	10,181	169	17,474	209	26,725
10	0,061	50	1,530	90	4,956	130	10,340	170	17,682	210	26,975
11	0,074	51	1,591	91	5,067	131	10,500	171	17,890	211	27,239
12	0,088	52	1,654	92	5,178	132	10,660	172	18,100	212	27,498
13	0,103	53	1,719	93	5,292	133	10,823	173	18,311	213	27,758
14	0,120	54	1,784	94	5,406	134	10,986	174	18,524	214	28,019
15	0,138	55	1,851	95	5,522	135	11,151	175	18,737	215	28,282
16	0,157	56	1,919	96	5,639	136	11,316	176	18,952	216	28,545
17	0,177	57	1,988	97	5,757	137	11,483	177	19,168	217	28,810
18	0,198	58	2,058	98	5,876	138	11,652	178	19,385	218	29,076
19	0,221	59	2,129	99	5,996	139	11,821	179	19,603	219	29,344
20	0,245	60	2,203	100	6,118	140	11,992	180	19,823	220	29,612
21	0,270	61	2,277	101	6,241	141	12,164	181	20,044	221	29,882
22	0,296	62	2,352	102	6,365	142	12,337	182	20,266	222	30,153
23	0,324	63	2,428	103	6,491	143	12,511	183	20,489	223	30,425
24	0,352	64	2,506	104	6,617	144	12,686	184	20,714	224	30,699
25	0,382	65	2,585	105	6,745	145	12,864	185	20,940	225	30,974
26	0,414	66	2,665	106	6,874	146	13,042	186	21,167	226	31,249
27	0,446	67	2,746	107	7,005	147	13,221	187	21,395	227	31,527
28	0,480	68	2,829	108	7,136	148	13,301	188	21,624	228	31,805
29	0,515	69	2,913	109	7,269	149	13,583	189	21,855	229	32,085
30	0,551	70	2,998	110	7,403	150	13,766	190	22,087	230	32,366
31	0,588	71	3,084	111	7,538	151	13,950	191	22,320	231	32,648
32	0,627	72	3,172	112	7,675	152	14,136	192	22,554	232	32,931
33	0,666	73	3,260	113	7,812	153	14,322	193	22,790	233	33,215
34	0,707	74	3,350	114	7,951	154	14,510	194	23,027	234	33,501
35	0,749	75	3,442	115	8,091	155	14,699	195	23,265	235	33,788
36	0,793	76	3,534	116	8,233	156	14,889	196	23,504	236	34,076
37	0,838	77	3,628	117	8,375	157	15,081	197	23,744	237	34,366
38	0,883	78	3,722	118	8,519	158	15,274	198	23,986	238	34,656
39	0,931	79	3,818	119	8,664	159	15,468	199	23,229	239	34,948
40	0,979	80	3,916	120	8,810	160	15,663	200	24,473	240	35,241

§. 83.

Andere Formen für Befestigungsschrauben.

Statt des vier- oder sechsseitigen Schraubenkopfes wendet man unter Umständen die in Fig. 221 bis 225 angegebenen Köpfe

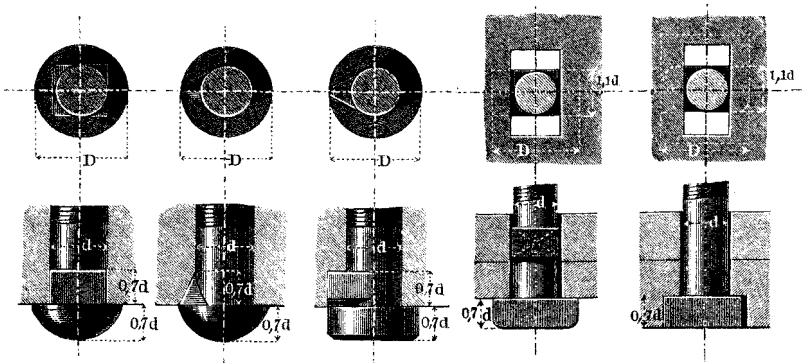
Fig. 221.

Fig. 222.

Fig. 223.

Fig. 224.

Fig. 225.



an, wovon der letzte ein versenkter ist. Alle sind mit einem Kopfhalter versehen, welcher die Schraube hindert, sich zu drehen. Fig. 224 und 225 Schrauben mit Ankerkopf, von oben eingeführt.

Fig. 226 Grundanker für Ziegelmauerwerk mit gusseiserner Grundplatte, von oben eingesenkt, darauf um 90° gedreht und in die Höhe gezogen. Die Grundfläche der gusseisernen Unterplatte nehme man nicht kleiner als etwa $100 d_1^2$. Fig. 227 Grundanker für Mauerwerk mit Quaderunterlage. Der Schraubenkopf ist durch eine Splette ersetzt. Die gusseiserne Unterplatte ist nicht kleiner als $25 d_1^2$ zu nehmen. Oft findet man diese Unterplatte auch aus Schmiedeeisen hergestellt.

Fig. 228 und 229 Ersetzung des Kopfes durch Querkeil und Streifkeil. In diesen beiden Figuren sind gleichzeitig zwei Manieren, die Schraubenmütern im Kleinen zu zeichnen, angegeben; die zweite einfachere ist für ganz kleine Zeichnungen besonders zu empfehlen. Beide Zeichnungsarten setzen indessen

wohlverstanden voraus, dass die Ausführung der Muttern nach den Formen in Fig. 217 bis 219 geschehe. Fig. 230 und 231

Fig. 226.

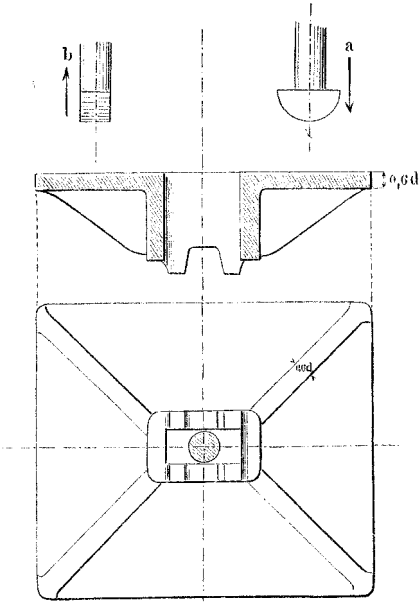


Fig. 227.

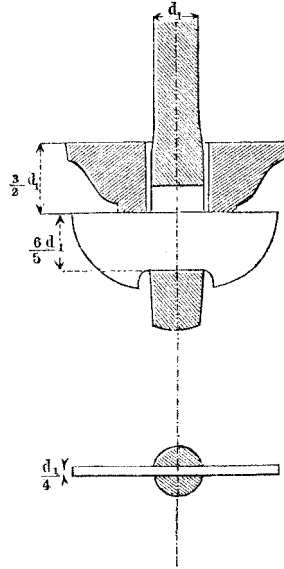


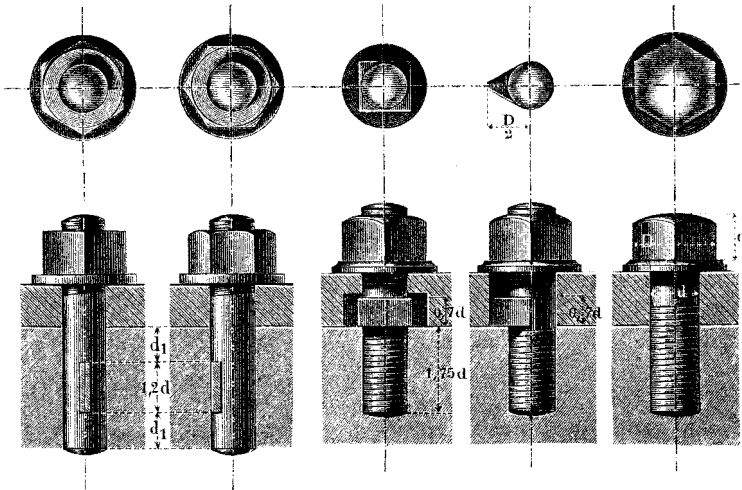
Fig. 228.

Fig. 229.

Fig. 230.

Fig. 231.

Fig. 232.



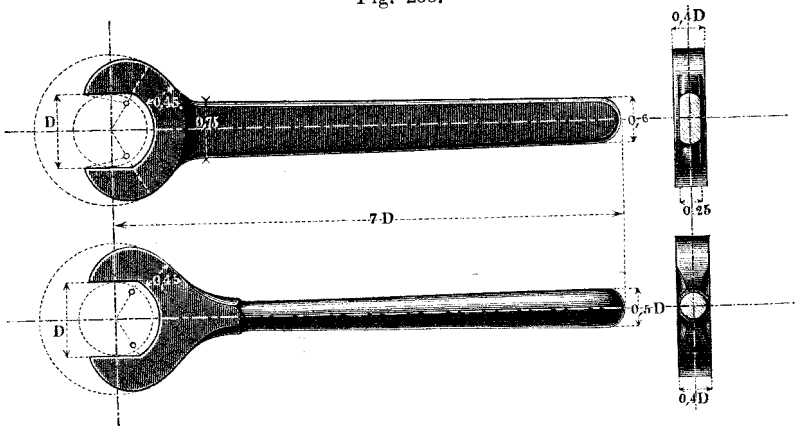
Schraubenstifte. Fig. 232 (a. v. S.) Kopfschraube. Bei kleinen Ausführungen erhält der Kopf eine cylindrische, oben gewölbte Form mit einem Schnitt zur Aufnahme eines Schraubenziehers; die Schraube heisst dann Schnittschraube oder Schraube mit Schnittkopf.

§. 84.

Schraubenschlüssel.

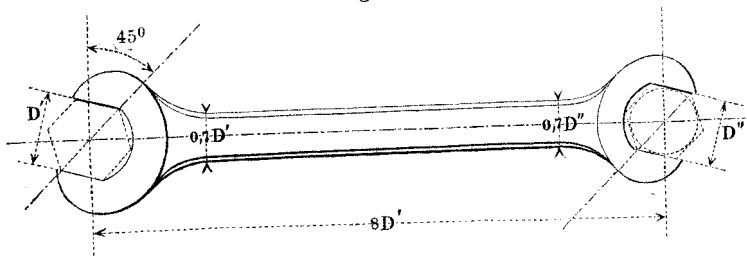
Die Schraubenschlüssel sind Hebelarme zum Anfassen und Umdrehen der Schraubenmutter oder Schraubenköpfe. Die einfachen Schlüssel, von denen in Fig. 233 zwei dargestellt sind,

Fig. 233.



erhalten einen flachen oder runden Stiel, letzteres namentlich wenn sie vielgebrauchte Handschlüssel sein sollen. Sie erhalten gute Abmessungen, wenn man sie proportional der Einheit D , der Dicke der Schraubenmutter nach Formel (81) konstruiert. Doppelschlüssel, Fig. 234, erhalten an beiden Enden des Stieles

Fig. 234.



ein Schlüsselmaul. Stellt man dieses um so viel schief gegen die Achse des Stiels, dass die der Achse zunächst gelegenen Sechseckdurchmesser um 15 und 45° von ihr abstehen, so ist der Schlüssel am brauchbarsten, indem er dann in beengten Räumen, die nur 12tel-Drehungen der Mutter gestatten, noch gebraucht werden kann*).

§. 85.

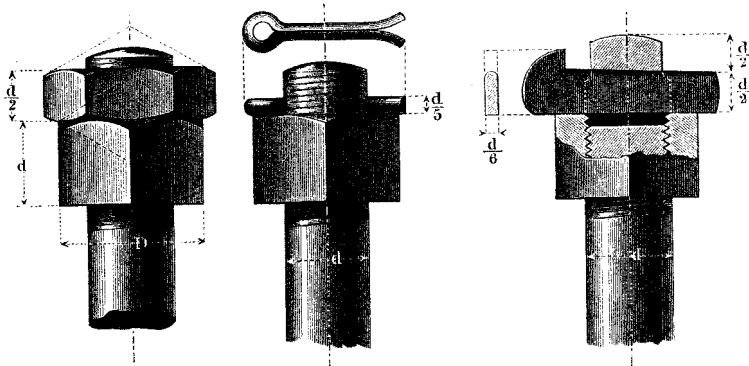
Schraubensicherungen.

Die Befestigungsschrauben erhalten nach den oben angegebenen wie auch nach anderen gebräuchlichen Regeln so kleine Steigungswinkel — $3\frac{1}{2}^\circ$ bei $d = 4$, $1\frac{1}{2}^\circ$ bei $d = 80$ mm —, dass der Druck in der Richtung der Schraubenachse die Mutter wegen der Reibung nicht rückwärts zu drehen vermag. Werden indessen solche Schrauben stark gerüttelt und gestossen, so kann das Loswerden doch eintreten und die Zuverlässigkeit der Verbindung gefährden. Noch mehr ist dies zu befürchten, wenn das Anziehen nur mässig zu geschehen hat, um etwa mittelst der Schraube einem der zu verbindenden Theile nur eine bestimmte Stellung anzuweisen, wie dies bei Lagerverschraubungen und ähnlichen Konstruktionen gefordert wird. Diese Unsicherheit der einfachen Verschraubung findet schon bei gewöhnlichen Dampfmaschinen statt, noch mehr aber bei den Lokomotiven und Schiffsmaschinen, insbesondere denen der Kriegsdampfer wegen des Rückstosses der Geschütze. In diesen und ähnlichen Fällen fügt man der Schraube eine Feststellungs-Vorrichtung oder Sicherung hinzu, von welcher Einrichtung einige gute Ausführungsarten hier vorgeführt werden mögen.

Eine der gebräuchlichsten und ältesten Sicherungen ist die mit der Gegenmutter, Fig. 235 (a. f. S.). Beide Muttern werden mit ebenen Stirnflächen versehen, damit sie sich gut aneinander anlegen. Manche setzen aus Festigkeitsrücksichten die Gegenmutter unter die Hauptmutter statt darüber, was aber nicht nöthig ist, da die Mutter wegen der Gewindefestigkeit nur etwa $0,45$ bis $0,4d$ hoch zu sein brauchte. Die Sicherheit, welche die gewöhnliche Gegenmutter gewährt, ist nicht gross; wirksamer ist die Gegenmutter mit Linksgewinde, von welcher unten bei Fig. 247 eine Anwen-

*) Diese Einrichtung wurde von dem Gewerbeakademiker Proell (jetzigen Civil-Ingenieur) vorgeschlagen.

Fig. 235 dargestellt ist. Fig. 236 Sicherung mit Splint oder Splissnagel, manchmal mit der Gegenmutter zugleich in Anwendung. Fig. 237 Sicherung mit Splisskeil, sehr zweckmässig, weil nach

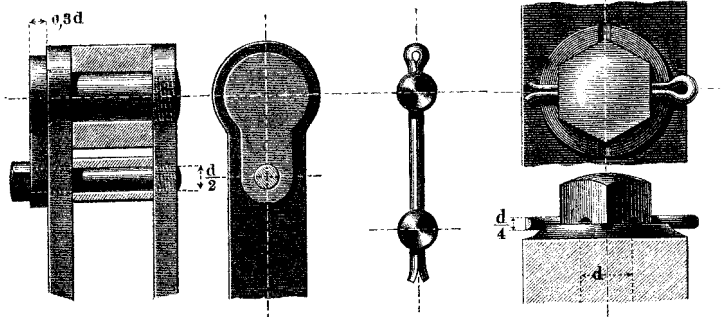


erfolgtem Nachziehen der Mutter der Keil ebenfalls nachgetrieben werden kann. Splint und Keil finden sich auch nicht selten mitten durch die Mutter getrieben oder auch nur oben eingestrichen. In allen drei Fällen besteht die Sicherung in einer Befestigung der Mutter an der Schraube. Etwas ähnliches gilt von den drei folgenden Sicherungen, wo das Festhalten des Kopfes diesen, also auch die Schraube, mit dem Stücke, in welches das Muttergewinde geschnitten ist, verbindet. Fig. 238 bei Federgehängen der Loko-

Fig. 238.

Fig. 239.

Fig. 240.



motiven (Borsig) angewandt, Fig. 239 beim Verschluss der Oelgefässe an Pleuelköpfen der Lokomotiven, Fig. 240 bei Stell-

schrauben an solchen Pleuelköpfen gebraucht, gestattet Sicherung nach jeder 12tel-Drehung.

Bei den folgenden Konstruktionen verhindert die Sicherung die Drehbarkeit der Mutter gegen eines der zu befestigenden Stücke, setzt also die Undrehbarkeit der Schraube selbst schon voraus (Kopfhalter). Fig. 241 für Lagerdeckelschrauben angewandt; die Stütze neben der Mitte des Stiftes schützt denselben gegen Ausbiegung. Fig. 241 bei Dampfkolben benutzt, um die Kolbendeckelschrauben gemeinschaftlich zu sichern; Fig. 243 sogenannter Legeschlüssel, bei Lagerdeckelschrauben, auch zwei- und noch

Fig. 241.

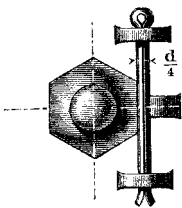


Fig. 242.

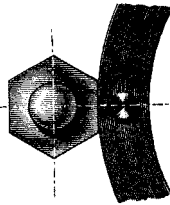
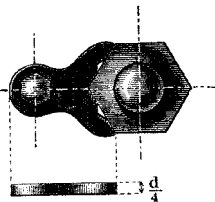
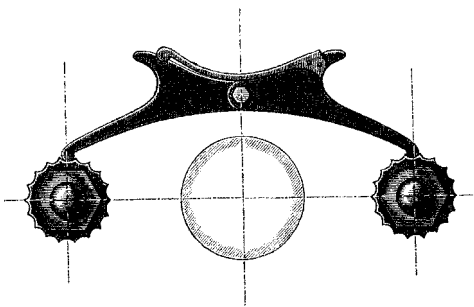


Fig. 243.



mehrfach angewandt; vermöge seiner Einkerbungen erlaubt dieser Legeschlüssel zwischen je zwei Sicherstellungen ganze 12tel-Drehungen der Mutter,

Fig. 244.



während die beiden vorigen Einrichtungen nur ganze 6tel-Drehungen gestatteteten.

Fig. 244 für Stopfbüchsschrauben vielfach in Anwendung, namentlich bei Lokomotiven. Das Zahnradchen ist wieder wie vorhin fest an der

Mutter. Die Sperradmuttern hat man noch in mehrfachen Abänderungen zur Anwendung gebracht.

Fig. 245 (a. f. S.). Sicherung für Federgehängschrauben der Lokomotiven (Borsig). Das Anspannen des Federgehänges geschieht durch Drehung der Schraube, auf deren Kopf die Sicherungskappe sitzt; diese umgreift die das Federende belastende Pflanne und gestattet ganze 6tel-Drehungen. Fig. 246 (a. f. S.) Mutter mit Klemmschraube, sehr nützliche, für Lager, Federgehänge und viele

andere Verschraubungen geeignete Sicherung (Penn), beliebig kleine Drehungen gestattend. Die Mutter muss ein wenig dicker

Fig. 245.

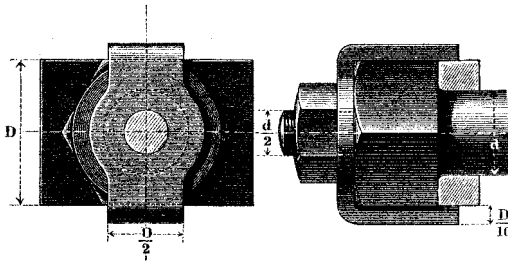
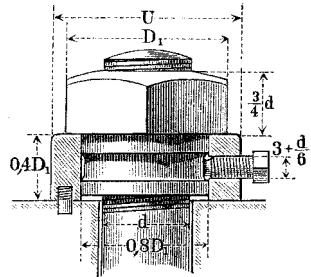


Fig. 246.



gehalten werden als gewöhnlich, damit der untere cylindrische Theil nicht zu schwach ausfällt. Es ist deshalb hier die Dicke D_1 nach (82) vorausgesetzt. Die kleine Klemmschraube wird aus Stahl gefertigt und gehärtet. Auf Schiffsmaschinen ist diese Sicherung sehr verbreitet.

Unter einer Reihe anderer Sicherungen *) sind diejenigen hier noch hervorzuheben, welche dadurch wirken, dass sie die Elastizität der zwischen Kopf und Mutter eingepressten Theile erhöhen. Die elastischen Unterlegescheiben von Paget und Anderen finden vielfach Anwendung. Der Parson-Bolzen **) gehört auch in diese Klasse. Bei ihm ist die Elastizität dadurch erhöht, dass der Querschnitt des Bolzenschaftes durch Riefung durchweg gleich dem des Gewindekerns gemacht ist; die Mutter muss demzufolge um einen grösseren Winkel gedreht, angezogen werden, um denselben Druck auf die Unterlage auszuüben, wie die gleichlange von der Schaftdicke d . Fig. 247 zeigt in halber Naturgrösse den vom Ingenieur Gerber (Gustavsburger Brückenbauanstalt) zur Verschraubung der Bahnschienen mit Unterlagsplatte und Längsträger benutzten Parsonbolzen. Bei demselben ist ausser der Elastizitätssicherung diejenige mit linksgängiger Gegenmutter angebracht. Statt der Riefung des Schaftes ist auch Abplattung desselben von vier Seiten, sowie Ausbohrung vom Kopfende her

*) Vergl. Ludewig, Ueber Schraubensicherungen. Bair. Industr.- u. Gewerbebl. 1870, S. 17, 144, 283; auch Zeitschr. des Ver. deutsch. Ingenieure.

**) Engineer 1867 Juli, S. 16, Nov. S. 391; Engineering 1867, Nov. S. 411; Organ f. Eisenbahnwesen 1868, S. 77 u. 117.

zur Anwendung gekommen, immer in der Absicht, die gewünschte Querschnittsverminderung herbeizuführen, ohne den Schluss des Bolzens in der Bohrung aufzuheben.

Fig. 247.

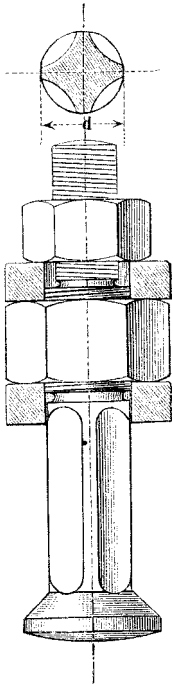
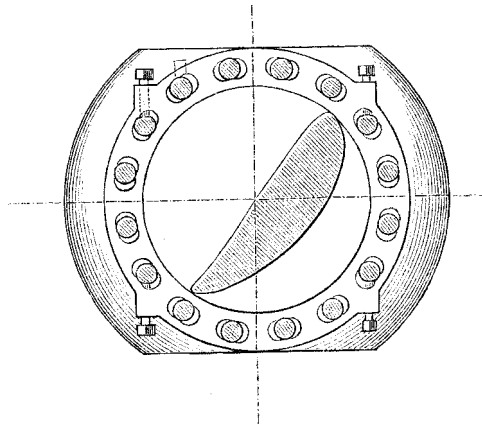


Fig. 248.

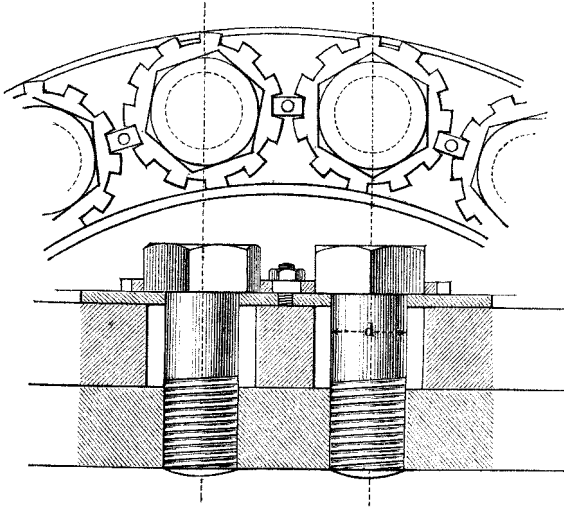


Wichtige Anwendungen finden die Schraubensicherungen bei den Schiffsschrauben mit verstellbaren Flügeln, indem diese wegen der Sicherheit des Betriebes so gut mit der Nabe verbunden werden müssen, als ob sie mit derselben aus einem Stück beständen. Einige Beispiele seien hier angeführt. Fig. 248 zeigt den Grundriss der Flantsche eines Schraubenflügels, von welchem in Fig. 195 (S. 192) ein Durchschnitt gegeben wurde. Die Flantsche ist mit 16 Kopfschrauben an der Nabe befestigt. 4 Stellschrauben dienen zum genauen Einstellen der behufs einer kleinen Drehbarkeit mit länglichen Löchern versehenen Flantsche. Jede einzelne der genannten Kopfschrauben wird gesichert. Fig. 249 (a. f. S.) stellt die von Penn angewandte Methode ihrer Sicherung dar. Die Schrauben (deren Dicke d beim „Minotaur“ 83 mm beträgt), haben einen gemeinsamen Unterlegering. Nachdem sie so fest wie thunlich angezogen sind, wird über jeden Schraubenkopf eine Sperrscheibe, deren Höhlung sechskantig ist, gelegt. Die Sperrscheiben werden durch prismatische Sperrklötzchen, welche in den Unterlegering eingeschraubt sind, an Drehungen, und durch breite Muttern, welche auf die mit Gewinde versehenen Verlängerungen der Sperrklötzchen geschraubt sind, an Bewegungen in der Achsen-

richtung der Schrauben verhindert. Die Sperrscheiben haben 11 Zähne. Dies gestattet, die Schrauben um einzelne 66tel von 360° drehen und wieder sichern zu können.

Fig. 250. Methode von Maudslay. Hier sind je zwei benachbarte Schrauben durch einen Legeschlüssel, der 18tel Drehungen

Fig. 249.



gestattet, gesichert. Ein gemeinsamer Unterlegering ist hier nicht angewandt, vielmehr jedem Paar von Schrauben eine gemeinsame

Fig. 250.

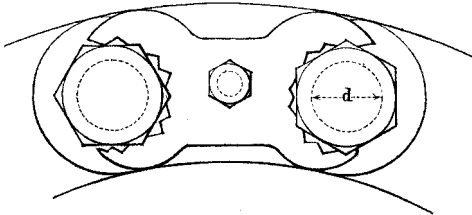
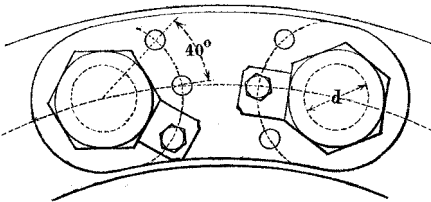


Fig. 251.



Unterlegplatte gegeben, auf welcher der Legeschlüssel durch eine Kopfschraube festgehalten wird. Fig. 251, andere Methode von Maudslay. Auf die vorhin erwähnte Unterlegplatte, welche zweien Schrauben gemeinsam ist, wird für jede der letzteren ein Sperrklötzchen mittelst einer Kopfschraube befestigt, das sich fest gegen eine der Seiten-

flächen des Schraubenkopfes legt. Für jedes der Sperrklötzchen sind drei Muttergewindelöcher in der Unterlegplatte vorgesehen, die um je 40° auseinander liegen. Demzufolge sind 18tel Drehungen statthaft. Die feinste Verstellung gewährt also die obige Einrichtung von Penn.

§. 86.

**Flaches und Trapezgewinde. Pressschrauben.
Erweiterte Schrauben.**

Das flache und das trapezische Gewinde können bei Befestigungsschrauben auch benutzt werden, jedoch ist das erstere hierzu wenig geeignet, da es eine grössere Mutterhöhe beansprucht, um so viel Gewindgänge in die Schraubenmutter hineinzu bringen, als wegen der Kleinheit des Flächendrucks erforderlich ist. Die Trapezschraube würde dagegen ganz gut auch für Befestigungsschrauben geeignet sein, da sie bei demselben Verhältniss von $s : d$ hinsichtlich der Mutterhöhe gerade so zu behandeln ist, wie das oben behandelte Gewinde Fig. 214. In der That kann man sich das Gewinde Fig. 253 aus dem in Fig. 214 dadurch entstanden denken, dass unter Belassung der Gewinde-

Fig. 252.

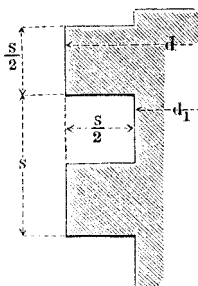
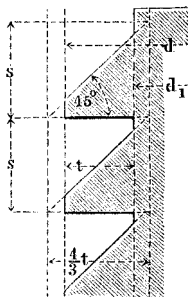


Fig. 253.



tiefe t und der Steigung s der eine Basiswinkel auf 0° , der andere auf 45° abgeändert worden ist. Die hauptsächlichste Verwendung finden die obigen beiden Gewindeformen bei Windwerken, Pressen, Walzenlagern, Bremsvorrichtungen u. s. w. bei Schrauben, die man als Pressschrauben zusammenfassen kann.

In den gewöhnlichen Fällen berechne man für dieselben den Kerndurchmesser d_1 nach Formel (72). Soll aber die Schraube mit dem möglichen Minimum am Durchmesser ausgeführt werden, so Sorge man zunächst dafür, dass die Schraubenmutter immer genau ringsum, nie einseitig auf die Gewindegänge presse und kann alsdann unbesorgt die Spannung \mathfrak{S} im Querschnitt des Kerns doppelt so gross nehmen, $\mathfrak{S} = 5 \text{ kg}$, als oben geschah. Man erhält:

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= 0,5 \sqrt{P} \\ P &= 4 d_1^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (84)$$

Die Gewindetiefe nehme man dann für beide Gewindeformen

$$\left. \begin{aligned} t &= \frac{d}{10} = \frac{d_1}{8} \\ \text{woraus für die flachgängige Schraube} \\ s &= \frac{d}{5} = \frac{d_1}{4} \\ \text{und für die Trapezschraube} \\ s &= \frac{2}{15} d = \frac{d_1}{6} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (85)$$

Formel (84) findet auch für die scharfgängigen Schrauben der Federgehänge der Lokomotiven passende Anwendung, da bei diesen die Bedingung des guten Auflagers sehr gut erfüllt ist.

Damit die Mutter sich nicht festreibe und nicht zu sehr abnutze, soll der Flächenndruck p zwischen den Gewindegängen $\frac{1}{2} \text{ kg}$ nicht ohne Noth übersteigen. Diese Bedingung wird gemäss (73) eingehalten, wenn die Zahl n der in die gusseiserne oder bronzene Mutter fallenden Gänge (auch wenn d_1 nach dem Gefühl bestimmt und t beliebig gewählt sein sollte) nicht kleiner genommen wird als:

$$\text{oder } \left. \begin{aligned} n &= \frac{1}{2} \mathfrak{S} \frac{d}{t} \left(1 - 3 \frac{d}{t} \right) \\ n &= \frac{2}{\pi} \frac{P}{d_1^2} \frac{d}{t} \left(1 - 3 \frac{d}{t} \right) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (86)$$

Wenn $t = \frac{1}{10} d$, so kommt hieraus

$$n = 3,5 \mathfrak{S} = 4,46 \frac{P}{d_1^2} \dots \dots \dots (87)$$

Beispiel. Für einen Druck von 25 000 kg ergibt sich, die erwähnten Vorsichtsmaassregeln vorausgesetzt, aus (84) die Kerndicke $d_1 = 0,5 \sqrt{25\,000} = 0,5 \cdot 158 = 79 \sim 80 \text{ mm}$. Die Gangtiefe t folgt nun nach (85): $t = 10$, worauf $d = 100 \text{ mm}$. Aus (87) kommt nun, da wir oben $\mathfrak{S} = 5 \text{ kg}$ ein-

geführt, als Minimalzahl der in die Mutter zu verlegenden Schraubengänge: $n = 3,5 \cdot 5 = 17,5$, was bei Benutzung des flachen Gewindes die Schraubenmutterhöhe $h = n s = 17,5 \cdot 20 = 350$ mm, und bei derjenigen der Trapezschraube $h = 17,5 \cdot \frac{4}{3} \cdot 10 \sim 233$ mm ergibt.

In manchen Fällen wird der Durchmesser einer Schraube grösser genommen, als bei der normalen, bis hierhin allein betrachteten Schraube von derselben Belastung; dies geschieht z. B. bei einzelnen Stopfbüchsen, Röhrenverbindungen u. s. w. Eine solche Schraube kann man eine erweiterte Schraube nennen, gegenüber der normalen, bisher betrachteten Schraube. Als eine Regel für die Gewindedimensionen kann festgehalten werden, dass man der erweiterten Schraube denselben Gewindequerschnitt und dieselbe Mutterhöhe geben soll, wie der gleichbelasteten und aus demselben Material bestehenden (oder „gleichwerthigen“) Normal-schraube, indem in diesem Falle die Abnützungen beider sehr nahe gleich gross ausfallen. Erweiterte Schrauben kommen auch bei Pressen zur Anwendung, indem bei diesen manchmal die Schraube wegen der Beanspruchung auf Strebfestigkeit dicker genommen werden muss, als Formel (84) angibt.

§. 87.

Verschraubungen. Flantschenverbindungen.

In den Schraubenverbindungen oder Verschraubungen kann unterschieden werden, ob die Kraft, welche die Verbindung zu trennen strebt, die Schrauben in der Achsenrichtung oder quer zu derselben belastet. Querbelastung, welche wesentlich den Schraubenschaft auf Abscheeren beansprucht, ist in den Verschraubungen Fig. 254 bis 256 vorhanden. Wenn angenommen

Fig. 254.

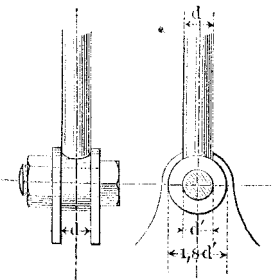
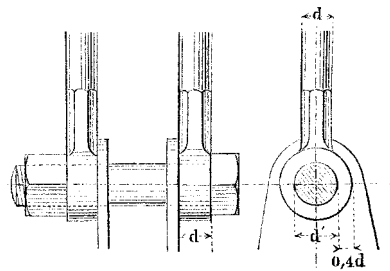


Fig. 255.

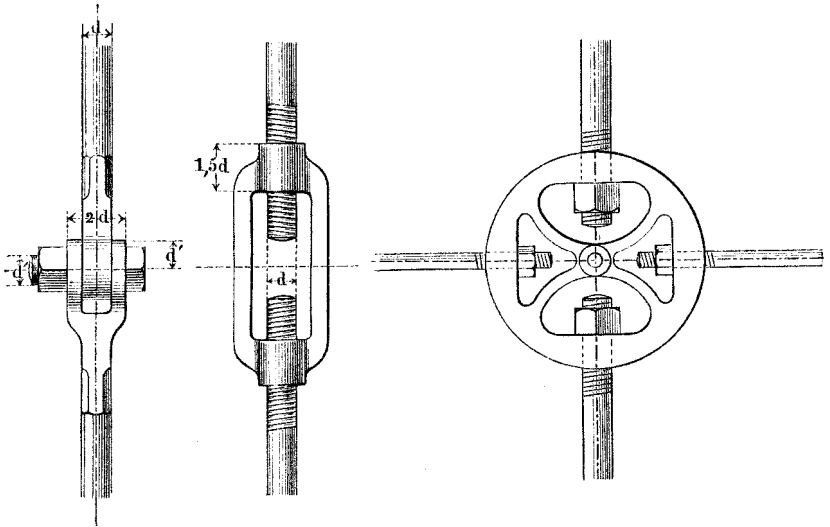


wird, dass die Dicke d der Zugstange entsprechend der sie belastenden Zugkraft gewählt sei, so kann die Bolzendicke d' auf sie bezogen werden. In der Verbindung Fig. 254 ist $d' = d$, bei Fig. 255 $d' = 1,4 d$, bei Fig. 256 wieder $d' = d$ gemacht; hierbei ist es für den Bolzen unschädlich, wenn wegen ungenauer Einpassung ein nur einseitiges Aufliegen des Oehrs stattfindet, beziehungsweise bei Fig. 255 die ganze Last auf eine der beiden Zug-

Fig. 256.

Fig. 257.

Fig. 258.



stangen fällt. Fig. 257 verstellbares Stangenschloss oder Schnalle mit Rechts- und Linksgewinde, auch Spannirbel zu nennen. Die Mutterhöhe wird hier gewöhnlich grösser als d gefunden. Fig. 258 Spannring, welcher vier zusammentretende Zugstangen verbindet. Die vorstehenden Verschraubungen finden namentlich bei eisernen Dächern und verwandten Bauwerken Anwendung*).

Verschraubungen, bei welchen die Scheerfestigkeit der Bolzen in Anspruch genommen wird, kommen unter bedeutenden Belastungen und entsprechenden Abmessungen bei den amerikanischen Fachwerkbrücken zur Verwendung. Man zieht bei diesen, ebenso musterhaft entworfenen als ausgeführten Bauten die

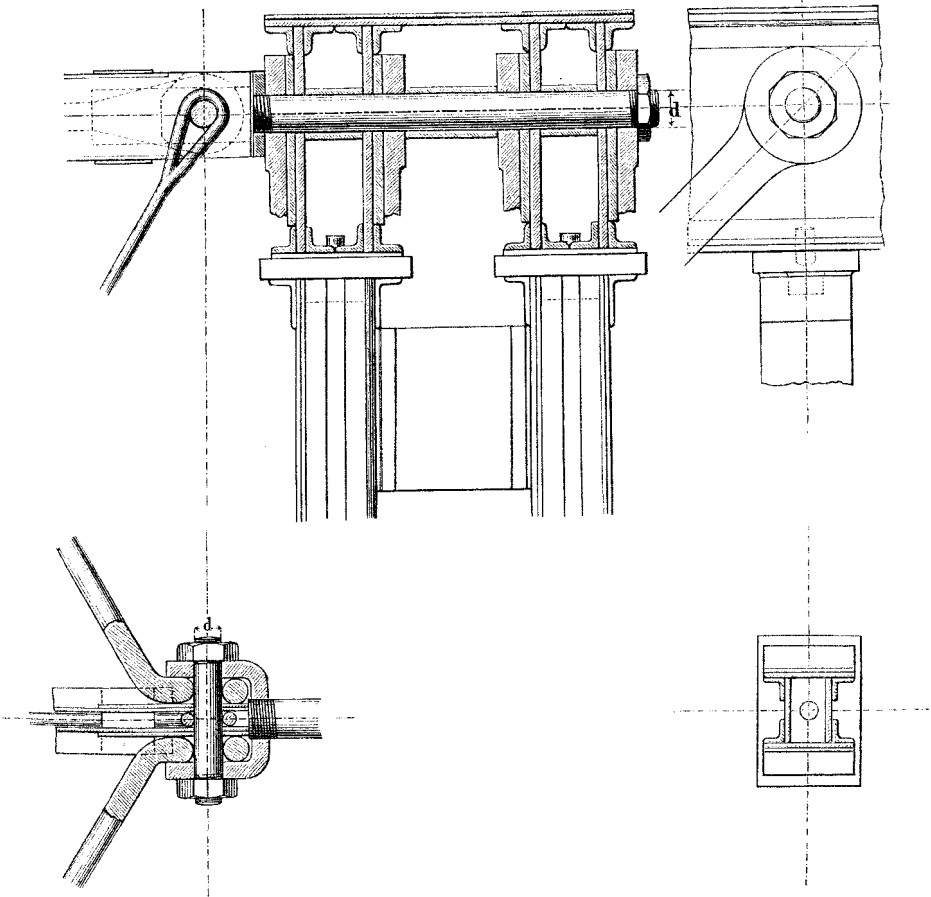
*) Andere lehrreiche Beispiele von Dachstuhlverschraubungen enthalten E. Brandt's Eisenkonstruktionen, Berlin, Ernst u. Korn 1871, zweite Auflage.

Schraubenverbindung der Nietverbindung vor und hat sie zu grosser Vollkommenheit entwickelt. Einige Beispiele seien hier gegeben.

Fig. 259 und Fig. 260 Darstellung eines Knotens im oberen Streckbaume einer Brücke über den Ohio bei Cincinnati. Der

Fig. 259.

Fig. 260.



Streckbaum und die Pfosten sind doppelt und aus Platten, T- und Winkeleisen hergestellt; die Diagonalbänder und die Windverstrebung sind an einen durch die Streckbalken hindurchgehenden cylindrischen Schraubenbolzen gehängt, der an beiden Enden Gewinde besitzt. Links bildet die zur Aufnahme der Windstreben

dienende Gabel die Mutter, rechts ist eine niedrige, achtseitige Mutter aufgeschraubt. In der erwähnten Gabel sind die Windstreben wiederum durch einen zweimuttrigen Bolzen festgehalten. Die Schraubenbolzen werden sorgfältigst abgedreht und scharf eingepasst*); sie zeigen nach jahrelangem Dienst nicht das geringste Spiel**). Es ist dies auch zu erwarten, indem die Verhältnisse so gewählt sind, dass der Flächendruck auf die Bolzen etwa 11 kg nicht übersteigt, vielfach bis 8 und 7 kg herabgehend gefunden wird. Die Verbindung der Pfosten mit den Streckbäumen (an welchen beiden Theilen in unserer Zeichnung die Nieten überall weggelassen sind) ist ebenso einfach als sicher hergestellt. Die Pfosten haben nämlich gusseiserne Kapitäle, welche mit vierkantigem Zapfen dübelartig in die Höhlung des Pfostens eingreifen; in diese Kapitäle sind runde schmiedeiserne Passstifte, welche durch die unteren Winkeleisen und die Unterplatten der Streckbäume gehen, eingetrieben. Der Durchmesser d des Hauptbolzens findet sich 100, 140, 170 mm und stärker vor, je nach der Belastung. Seine Berechnung geschieht unter Zulassung einer Abscheerspannung = 5,6 kg, während die Diagonalbänder und der untere Streckbaum unter Einsetzung von 7 kg Spannung auf Zug berechnet werden (Verhältniss genau 0,8, vergl. §. 5). Die Druckspannung im oberen Streckbaume findet sich zu 6 kg, die der Pfosten wegen ihrer Beanspruchung auf Strebefestigkeit dagegen nur zu 3,2 bis 3,5 kg vor.

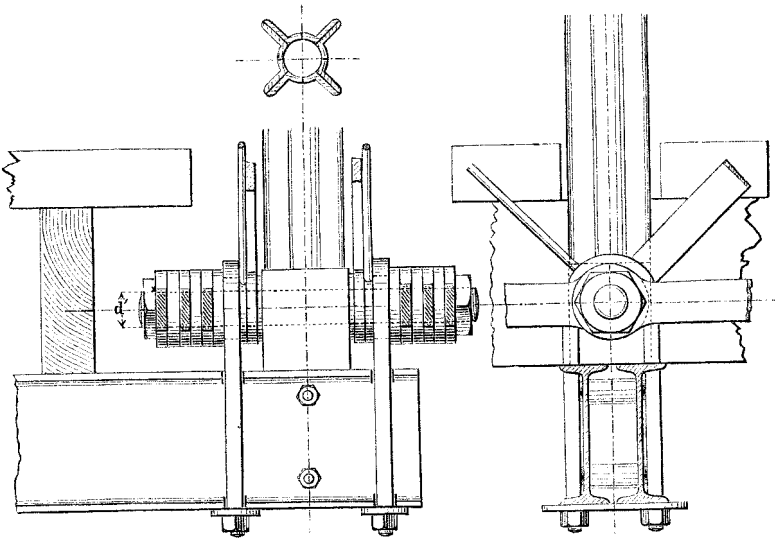
Fig. 261 zeigt einen Knoten am unteren Streckbaum eines Trägers von einer Eisenbahnbrücke über den Niagarastrom (9 Oeffnungen, Strombreite 587,4 m). Hier sind die Pfosten und der obere Streckbaum nach dem in den Phenixwerken üblichen

*) Längere Zeit bereitete der Umstand, dass die bei verschiedenen Temperaturen mit den Querbohrungen versehenen Stangen von der in Fig. 261 dargestellten Art, beim Zusammenstellen, also bei gleichmässiger Temperatur aller Stäbe, ungleiche Abstände der Bohrlöcher zeigten. Man hat, wie ich in der trefflichen Brückenbauanstalt in Phenixville sah, dem Uebel dadurch gänzlich abgeholfen, dass man die beiden gleichzeitig arbeitenden Bohrmaschinen durch schmiedeiserne Schienen von der Länge der zu bohrenden Stangen verband. Diese Verbindungsschienen ändern bei Temperaturschwankungen den Abstand der Bohrmaschinen um eben so viel, als sich die Länge der zu bohrenden Stange derselben Ursache wegen ändert.

***) Vergl. H. Fontaine, l'Industrie des Etats-Unis, Paris, Baudry 1878, auch Boller, Practical treatise on the Construction of highway bridges, Newyork, Wiley, 1878.

trefflichen System aus Quadranteisen gebildet*). Die Figur macht zugleich die durchweg bei den vorliegenden Brücken übliche Be-

Fig. 261.



festigung der Querträger an den Längsträgern deutlich; die Tragbügel werden sowohl quadratisch als rund im Querschnitt gefunden. Man wendet in den Gewindekernen derselben bis zu 5,6 kg Zugspannung an, also noch mehr als wir oben, §. 86, bei den Pressschrauben als zulässig erachteten. Ein gusseiserner Würfel, durch welchen der grosse Schraubenbolzen hindurchgeht, nimmt zunächst oben den Druck des Pfostens auf; gegen seine Unterfläche wird der Querträger, hier aus zwei Doppel-T-Eisen bestehend, festgezogen. Auf den Querträgern ruhen hölzerne Langschwelle und auf ihnen die Querschwelle des Gleises.

Anmerkung. Wie man sieht, kommen bei den soeben beschriebenen Detailkonstruktionen Bolzendurchmesser vor, welche weit über das vom Verein deutscher Ingenieure als obere Grenze für Schraubenbolzendurchmesser erachtete Maass von 80 mm hinausgehen. Vergl. auch Fig. 274. Da über kurz oder lang Schrauben von grosser Dicke sich auch bei uns einführen können — man beachte nur das bei Fig. 248 ff. Gesagte — so wurde in den Formeln §. 79 hierauf Rücksicht genommen.

*) Bei stärkeren Pfosten werden Sextant- und Oktanteisen angewandt; vergl. unten bei den Säulen.

Bei der Herstellung von eisernen Gefässen kommt die Flantschenverbindung vielfach zur Verwendung. Dieselbe nimmt bei gusseisernen, parallelepipedischen Kasten namentlich an den Ecken verschiedene Gestaltungen an, jenachdem der Boden angesetzt werden soll. Folgende Figuren zeigen einige Beispiele der Eckbildung mit Flantschen.

Fig. 262 drei äussere Flantschen, schüsselförmiger Boden.
 Fig. 263 drei äussere Flantschen, Boden mit äusserer Plinthe.
 Fig. 264 eine äussere und zwei halbäussere Flantschen. Fig. 265 drei halbäussere Flantschen, Bodenstück wie beim zweiten Beispiel.

Fig. 262.

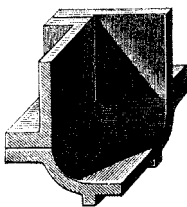


Fig. 263.

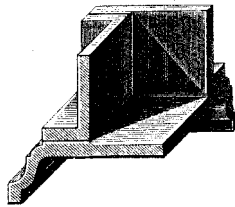


Fig. 264.

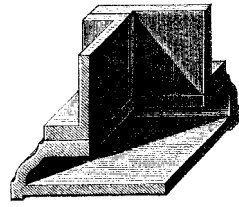


Fig. 265.

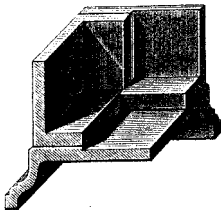


Fig. 266.

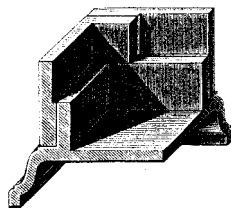


Fig. 267.

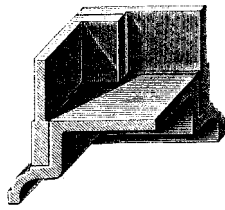
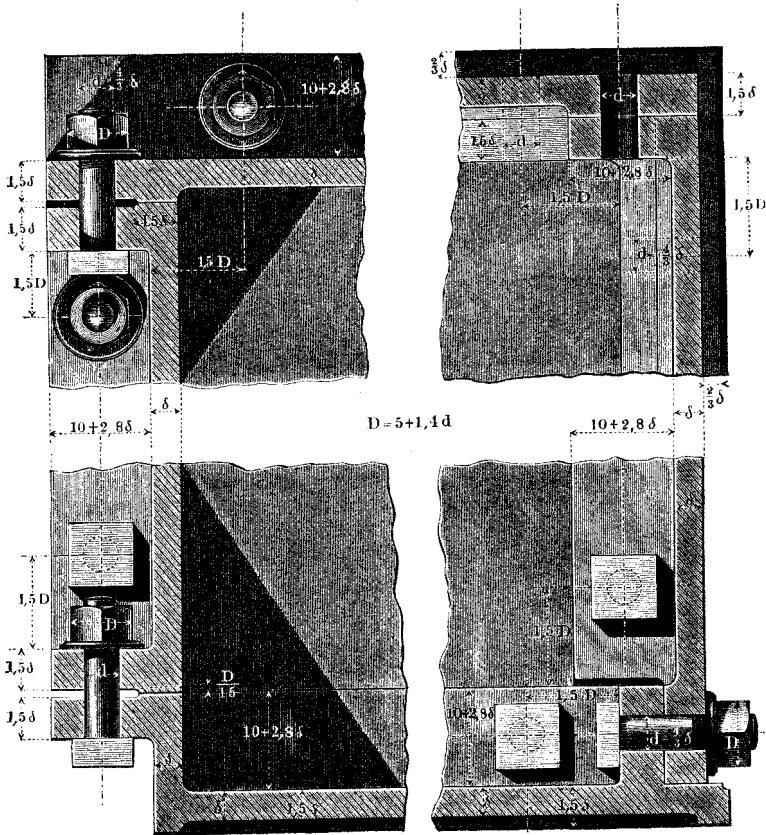


Fig. 266 ebenfalls drei halbauswendige Flantschen. Fig. 267 zwei äussere und eine halbäussere Flantsche. In den drei letzten Beispielen erhält der Kasten eine gefälligere äussere Form, als in den drei ersten. Wendet man an den senkrechten Kanten ganz innere Flantschen, am Boden die halbinwendigen wie bei Fig. 265 an, so fällt die Verschraubung von aussen nicht störend auf. Verhältnisszahlen für die Flantschenverbindungen gibt die Figur 268. Aus der Wanddicke δ wird die Bolzendicke d und daraus die übrigen Abmessungen abgeleitet.

Der Abstand der benachbarten Schrauben auf der Flantsche ist für die gewöhnlichen Fälle $= 2,5$ bis $3D$ zu machen. Wo Hobelmaschinen zur Bearbeitung der Flantschen benutzt werden können, lässt man die links in Fig. 268 angedeuteten Arbeits-

leisten weg, so dass die Spiegelflächen beider Flanschen wie bei der Verbindung zur Rechten eben werden.

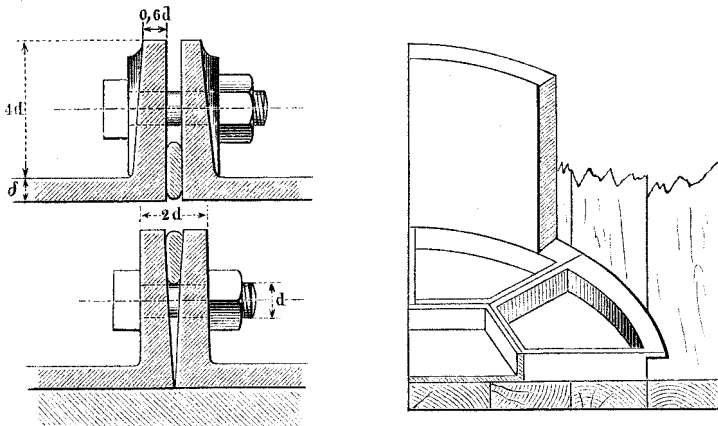
Fig. 268.



Flanschen, welche unbearbeitet aufeinander geschraubt werden, stellt Fig. 269 (a. f. S.) dar; eine flache Gummischnur dient als Dichtungsmittel. Solche Flanschen werden von dem Eisenwerk Gröditz bei sehr dünnwandigen gusseisernen Gefässen angewandt, welche dieses Werk in vorzüglicher Ausführung liefert. Rechts in Fig. 269 ist die Zusammensetzung des Bodens und der Wände eines cylindrischen Gefässes, das als Wasserbehälter dienen kann, gezeigt. Der Boden hat innere Verbindungsflanschen am Rande dagegen eine äussere; auch die Wandflanschen sind äussere. Durch die Verlegung der Bodenflanschen nach innen

wird es ermöglicht, die eigentliche Bodenfläche unmittelbar auf den Bohlenbelag zu legen und durch diesen wirksam zu stützen, so dass der Boden einem beträchtlichen Wasserdruck zu wider-

Fig. 269.



stehen vermag. Die Wanddicke δ wird ausserordentlich gering, nämlich 6 bis 7 mm gemacht; Schraubendicke d dann = 10 mm. Die Entfernung der Mitten benachbarter Schrauben beträgt: bei den stehenden Bodenflantschen $13,5 d$, bei den stehenden Wandflantschen $15 d$, bei den liegenden $20 d$.

§. 88.

Entlastete Schraubenverbindungen.

Aehnlich wie in Keilverbindungen (vergl. §. 71) wird auch manchmal in Schraubenverbindungen gesucht, die Kraft, welche die Verbindung belastet, von den Verbindungsschrauben selbst fern zu halten. Namentlich tritt häufig das Bestreben zu Tage, Querbelastungen von den Schraubenbolzen fern zu halten.

Fig. 270 und 271. Verbindungen aufeinandergefalzter gusseiserner Platten. Die Schrauben sind entlastet von solchen Zug- und Druckkräften, welche normal zur Falzrichtung wirken.

Fig. 272. Vollständige Fernhaltung der Querbelastungen der Schrauben vermöge prismatischer Einpassung; Fig. 273 des-

gleichen vermöge Anbringung von Einlegescheiben. Die Einlege- oder Dübelscheibe lässt sich sehr häufig benutzen, und ist

Fig. 270.

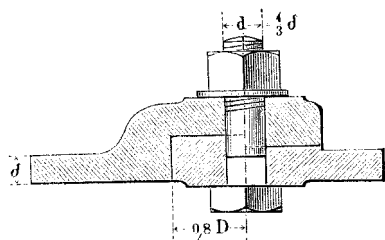


Fig. 271.

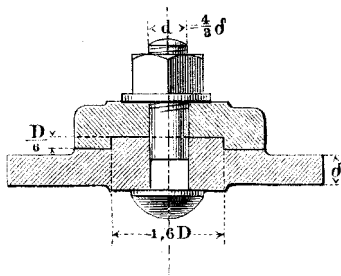


Fig. 273.

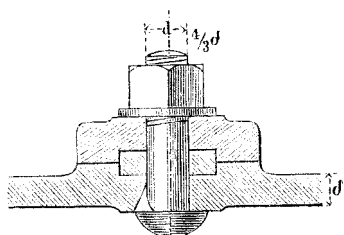
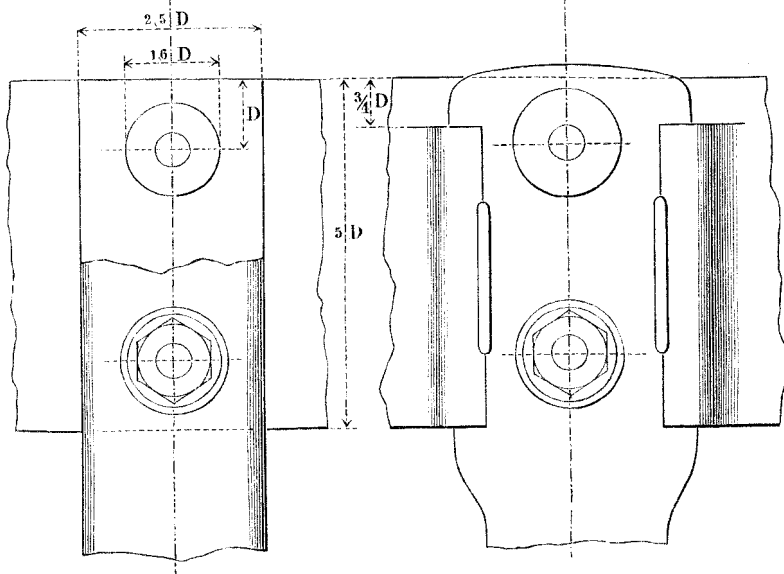
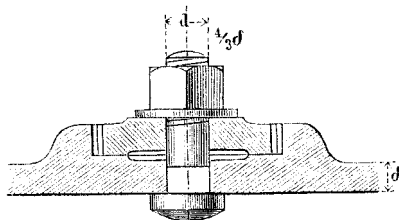


Fig. 272.

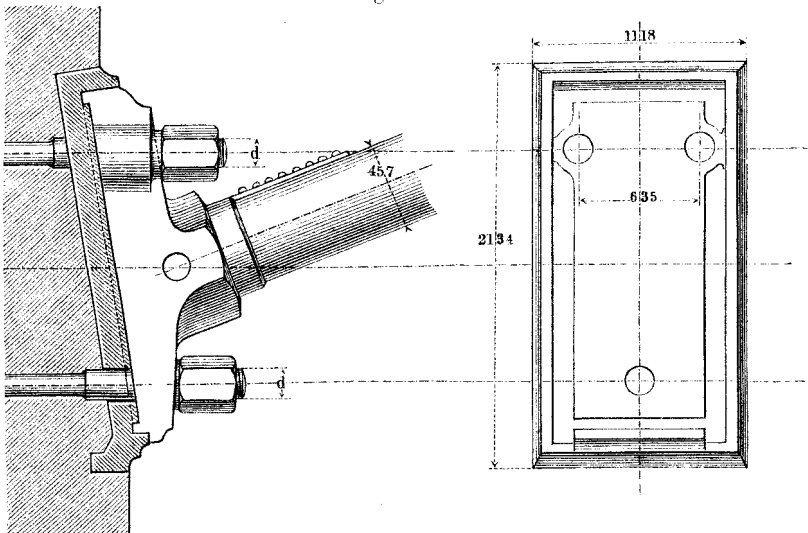


wegen ihrer Einfachheit und Sicherheit sehr zu empfehlen. Sie wird aus Schmiedeeisen gefertigt und passend abgedreht; ihre Versenkungen werden nach dem Bohren des Schraubenloches gemacht, wodurch ihre richtige Lage gesichert wird. Bei grossen Ausführungen kann die Scheibe aus Gusseisen hergestellt werden; oft auch lässt sie sich manchmal durch einen abgedrehten und halb eingelassenen Zwischenkopf ersetzen, vergleiche unten das „Rumpflager“. Die Verschraubungen in Fig. 272 und 273 (a. v. S.) dienen mitunter zur Verbindung der Wasserradspeichen mit dem Felgenkranze; man hat sich dabei das hier zu unterst gezeichnete Stück als flache Tafel konstruiert, und unter Beibehaltung der Dicke passend verbreitert zu denken.

In manchen Fällen sind die Seitenkräfte nicht gross, während es zugleich wünschenswerth ist, die Schrauben nicht genau einpassen zu müssen. Alsdann leisten cylindrische Dübel oder Passstifte, welche, aus Stahl gefertigt und in genau gebohrte und nachgeriebene Löcher getrieben, den zu verbindenden Körpern ihre gegenseitige Stellung anweisen, die besten Dienste.

Eine entlastete Schraubenverbindung von bedeutenden Abmessungen führt Fig. 274 vor Augen. Sie ist an der grossen

Fig. 274.



Mississippibrücke in St. Louis (drei Bogen von je 150,6 m Spannweite) angewandt, und dient dazu, den auf Druck beanspruchten

unteren Streckbaum, welcher als stählernes Rohr ausgeführt ist, am Pfeiler zu befestigen. Je vier Träger liegen nebeneinander, die abgebildete Konstruktion ist daher 24 mal angebracht. Der Kämpfer oder Schuh, in welchen das Rohr hineinreicht, ist aus Schmiedeseisen, die Sohlplatte desselben aus Gusseisen hergestellt. Kämpfer und Sohlplatte sind mittelst dreier Bolzen, deren äusserer Gewindedurchmesser d 159 mm beträgt, während der Ankerschaft 146 mm dick ist, an den Pfeiler befestigt. Die Anker sind in der Querrichtung entlastet, indem der Kämpfer mit zwei Falzen in die Sohlplatte eingreift, letztere sich aber auf das Quadermauerwerk stützt. Die Querbohrung im Kämpfer dient zur Aufnahme eines Bolzens, durch welchen die vier Kämpferstücke jedes Widerlagers gegeneinander verspannt werden.

Fünftes Kapitel.

Z a p f e n.

§. 89.

Verschiedene Arten von Zapfen.

Die Zapfen vermitteln die Drehung von Maschinentheilen um geometrische Achsen; sie erhalten deshalb Drehform und werden von den entsprechenden Hohlkörpern, Lagern, Büchsen, ganz oder theilweise umschlossen. Ein Zapfen wird entweder vorwiegend von der Seite, normal zu seiner geometrischen Achse gepresst, oder er empfängt den Druck vorwiegend in der Richtung seiner Achse oder seiner Längsrichtung. Demnach unterscheiden wir:

1. Seitendruck- oder Tragzapfen,
2. Längendruck- oder Stützzapfen.

Bei der Berechnung sind die Festigkeits- und die Reibungsverhältnisse in Betracht zu ziehen. An dem Maschinentheil, welchem ein Zapfen angehört, wird er auf verschiedene, seine Form bestimmende Arten angebracht. Die wichtigsten derselben werden nachstehend in Betracht gezogen.

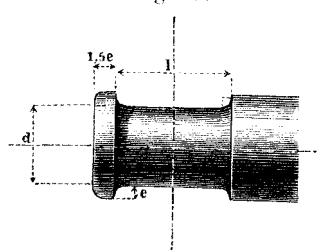
A. Tragzapfen.

§. 90.

Berechnung des Stirnzapfens.

Ein Tragzapfen, welcher nur an einer Seite mit dem Stücke, zu welchem er gehört, verbunden ist, heisst ein Stirnzapfen. Er

Fig. 275.



wird in der Regel cylindrisch gemacht, siehe Fig. 275, und erhält dabei mindestens am Wurzelende, meist auch am Scheitelende einen Anlauf, Anpass, Anbass, Bund, dessen Höhe e bei der Zapfendicke d man nehme:

$$e = 3 + \frac{7}{100} d \quad \dots \quad (88)$$

Ist der Seitendruck P , die Länge des Zapfens l , und die an der Zapfenwurzel durch die Biegung hervorgerufene Spannung \mathfrak{S} , so hat man wegen der Festigkeit zu nehmen:

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi \mathfrak{S}} \left(\frac{l}{d}\right) V P} \quad \dots \quad (89)$$

Das Längenverhältniss $l : d$ bestimmt den Flächendruck zwischen Zapfen und Lager. Im neuen Zustande erfährt der zur Hälfte von dem Lager umfasste Zapfen den Flächendruck $p = P : ld$. Nach dem Einlaufen ist dieser Druck nicht mehr überall von derselben Grösse, sondern hat in der Sohllinie den Werth $p_0 = \frac{4}{\pi} p$, und in den um den Winkel β von der Sohllinie abstehenden Elementen den Werth $p' = \frac{4}{\pi} p \cos \beta$. Da das Verhältniss zwischen p_0 und p konstant ist, führen wir den letzteren Werth sowohl als den ersten in die Rechnung ein.

Für einen gegebenen Werth von p ergibt sich aus dem Vorstehenden:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi \mathfrak{S}}{16 p}} = \sqrt{\frac{\mathfrak{S}}{4 p_0}} \quad \dots \quad (90)$$

Damit aber bei hohen Umdrehungszahlen die Abnutzung nicht zu stark werde, ist es zweckmässig, p kleiner als im stattlichen Maximum, und zwar verkehrt proportional der minutlichen Umlaufzahl n zu setzen, d. i. zu machen:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi \mathfrak{S}}{16 a} n} \dots \dots \dots (91)$$

wobei a eine von den Materialien und Oelungszuständen abhängige Konstante bezeichnet. Setzt man (91) in (89) ein, so kommt:

$$d = \sqrt[4]{\frac{16 n}{\pi \mathfrak{S} a} P} \dots \dots \dots (92)$$

Die grösseren beiden Werthe für d und $l:d$, welche aus den vier Gleichungen hervorgehen, sind anzuwenden. Die Grenze liegt bei $n:a = p_{\max}$.

Für die Konstanten gilt folgendes. Wenn der Zapfen dauernd einseitig belastet ist, so verdrängt er bei hohem Flächendruck das Oel leichter, als wenn er, wie z. B. bei der Dampfmaschinenkurbel, wechselweise in positiver und negativer Richtung gepresst wird. Im letzteren Falle wirkt der Zapfen im Lager pumpenkolbenähnlich und saugt das verdrängte Oel stets wieder an; man kann deshalb bei wechselseitiger Belastung p höher wählen, als bei einseitiger. Dies findet sich in der Praxis vielfach gethan. Dagegen hat die erstere Belastungsweise auch öfter eine stossartig wirkende Beanspruchung des Zapfens zur Folge, so dass es gut ist, \mathfrak{S} bei ihr kleiner zu nehmen, als bei einseitiger Belastung. Bei Zapfen, welche nur eine gewisse Drehbarkeit haben sollen, kann p unbedenklich ziemlich hoch genommen werden. Solche Zapfen mögen als ruhende Zapfen gegenüber den regelmässig sich bewegenden, welche laufende Zapfen genannt werden können, bezeichnet werden. Die Konstante a aus Gleichung (91) ist aus der Praxis abzuleiten. Es ist indessen begreiflich, dass die praktischen Ausführungen starke Schwankungen in der Grösse von a zeigen, da bei kleinem a der Zapfen nicht etwa unbrauchbar wird, sondern höchstens mehr Abnutzung zeigt. Wichtig ist immer gute Oelung und deshalb die Anbringung von Schmierrinnen in den Lagern. Die von diesen Rinnen beanspruchte Fläche ist hier vernachlässigt. Man erhält brauchbare Werthe, wenn man unter der Voraussetzung, dass bronzene Lagerschalen oder Hülsen angewandt sind, für einseitige Belastung $a = 75$, für wechselseitige

$a = 150$ setzt. Hiernach ist folgende Zusammenstellung für schmiedeiserne, gusseiserne und gussstählerne Zapfen, in Bronze laufend, gebildet:

Formeln für die Stirnzapfen (93)

	Einseitige Belastung			Wechselseitige Belastung.			
	Schm.	Gss.	Gsst.	Schm.	Gss.	Gsst.	
Ruhende Zapfen	$p_0 =$	6	3	10	6	3	10
	$\frac{p}{\sigma} =$	6	3	10	6	3	10
	$\frac{l}{d} =$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	$d =$	$0,65 \sqrt{VP}$	$0,92 \sqrt{VP}$	$0,50 \sqrt{VP}$	$0,65 \sqrt{VP}$	$0,92 \sqrt{VP}$	$0,50 \sqrt{VP}$
Lauf. Zapfen $n \leq 150$	$p =$	0,5	0,25	0,5	1,0	0,5	1
	$\frac{p}{\sigma} =$	6	3	10	5,0	2,5	8,33
	$\frac{l}{d} =$	1,5	1,5	1,94	1,0	1,0	1,3
	$d =$	$\frac{9}{8} \sqrt{VP}$	$1,6 \sqrt{VP}$	$1,0 \sqrt{VP}$	$1,0 \sqrt{VP}$	$1,4 \sqrt{VP}$	$0,88 \sqrt{VP}$
Raschlaufende Zapfen $n \geq 150$	$a =$	75	—	75	150	—	150
	$\frac{p}{\sigma} =$	6	—	10	5,0	—	8,33
	$\frac{l}{d} =$	$0,13 \sqrt{Vn}$	—	$0,17 \sqrt{Vn}$	$0,08 \sqrt{Vn}$	—	$0,10 \sqrt{Vn}$
	$d =$	$0,92 \sqrt{\frac{l}{d}} \sqrt{VP}$	—	$0,71 \sqrt{\frac{l}{d}} \sqrt{VP}$	$1,01 \sqrt{\frac{l}{d}} \sqrt{VP}$	—	$0,78 \sqrt{\frac{l}{d}} \sqrt{VP}$

Wenn $n > 150$, so ermittelt man zuerst $l : d$, rundet ab und setzt den Werth in die Schlussformel ein.

Hohle Stirnzapfen. Bezeichnet d_0 den äusseren, d_1 den inneren Durchmesser, d denjenigen des gleichwerthigen vollen Zapfens, $\psi = d_1 : d_0$ das Hohlungsverhältniss, und soll der hohle Zapfen dieselbe Länge erhalten, wie der volle, so ist zu nehmen:

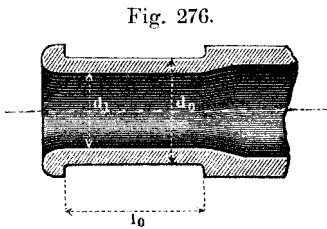


Fig. 276.

$$\frac{d_1}{d} = \frac{1}{\sqrt[3]{1 - \psi^4}} \quad \dots \quad (94)$$

Soll er aber dasselbe Längenverhältniss mit dem vollen Zapfen haben:

$$\frac{d_1}{d} = \frac{1}{\sqrt{1 - \psi^4}} \quad \dots \quad (95)$$

woraus folgende Zahlenreihe hervorgeht:

$d_1 : d_0 = \psi =$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8
$1 : \sqrt[3]{1 - \psi^4} =$	1,01	1,02	1,05	1,10	1,14	1,19
$1 : \sqrt{1 - \psi^4} =$	1,01	1,03	1,06	1,15	1,21	1,30

In beiden Fällen entsteht für den hohlen Zapfen ein kleinerer Flächendruck als für den vollen. Das Hohlungsverhältniss 0,6 ist häufig; hohle Zapfen kommen bei gusseisernen, neuerdings auch bei gussstählernen hohlen Achsen und Wellen zur Anwendung.

Die Bronzelegirungen und ihre Surrogate, als Weissmetall, Hartblei u. s. w., eignen sich deshalb besonders zu Lagern, weil sie einen hohen Flächendruck vertragen, ohne dass der Reibungskoeffizient*) übermässig steigt. Bei gusseisernen Zapfenumhüllungen kann, wenn die Umlaufzahlen gering sind, so verfahren werden, als ob Bronze angewandt wäre. Dies gilt z. B. von den Zapfen an Aufzugmaschinen mit Handbetrieb. Für dauernden starken Betrieb dagegen eignen sich aber gusseiserne Zapfenhüllen nur, wenn der Flächendruck klein gewählt wird. Vergl. das folgende Kapitel. Holzschalen vertragen einen hohen Flächendruck, doppelt so viel und mehr, als Bronze, wenn sie im Wasser laufen oder benetzt gehalten werden. Bei Wellen, welche 60 bis 80 Umdrehungen in der Minute nicht überschreiten, hat man harte hölzerne Lagerschalen auch bei blosser Oelschmierung bewährt gefunden. An den Mühlspindeln hinwiederum sind in der Büchse Zapfenhüllen von Weidenholz, also ganz weichem Holz, sehr bewährt gefunden worden. Hier übersteigt die Umlaufzahl 100, der Flächendruck ist aber ungemein klein**).

§. 91.

Beispiele und Tabelle zu den Stirnzapfen.

In der folgenden Tafel sind Ergebnisse der Formeln unter (93) für die laufenden Zapfen, bei denen $n \leq 150$ ist, zusammengestellt.

1. *Beispiel.* Ein rückschlächtiges Wasserrad von 30 000 kg Gewicht fasst während des Ganges 6 cbm Wasser. Die symmetrisch angeordneten Zapfen der gusseisernen Achse des Rades erfahren demnach jeder eine (einseitige) Belastung von $15\ 000 + 3\ 000 = 18\ 000$ kg. Es ist ihnen demnach gemäss Spalte 4, Z. 30 eine Dicke von ~ 220 mm und eine Länge von 330 mm zu geben; Anpasshöhe 26 mm.

2. *Beispiel.* Ein schmiedeiserner Kurbelzapfen für dieselbe, aber wechselseitig wirkende Belastung hätte nach Sp. 6, Z. 21 bis 22 den Durchmesser $d = 135$ mm und eine ebensogrosse Länge zu erhalten. In Guss-

*) Vergl. §. 96.

**) Ueber andere, noch mehr aussergewöhnliche Lagerungsmaterialien siehe §. 97.

Reuleaux, der Konstrukteur.

stahl ausgeführt, erhielt er nach Sp. 8, Z. 20 die Dicke $d \sim 120$ und die Länge $l = 1,3 \cdot 120 = 156$ mm.

3. *Beispiel.* Die Zapfen der hohlen gusseisernen Hauptbalancier-Achse der Wasserhaltungsmaschine auf Bleyberg in Belgien sind einseitig belastet mit je 140 550 kg*) und haben das Hohlungsverhältniss 0,5. Wir würden denselben nach (93) und (94) die Dicke

$$d_0 = 1,02 \cdot 1,6 \sqrt{140\,550} \sim 1,02 \cdot 600 = 612 \text{ mm}$$

und eine Länge $l_0 = 1,5 \cdot 600 = 900$ mm geben, wobei der Flächendruck p etwas unter 0,25 kg ausfiele. Man hat genommen $d_0 = 500$, $l_0 = 460$ mm (was einer Spannung von 2,9 kg an der Zapfenwurzel entspricht), aber die Schale nur 400 mm lang gemacht. Deshalb stellte sich der Flächendruck p auf $140\,550 : 500 \cdot 400 = 0,7$ kg, was entschieden zu hoch ist. Im Betrieb erfuhren auch die Zapfen stets Erwärmung, so dass Wasserkühlung angeordnet werden musste**).

In der Maschinenpraxis findet man wenig Gleichförmigkeit in der Behandlung der Zapfen. Manchmal findet man den Unterschied zwischen einseitiger und wechselseitiger Belastung entschieden beachtet, in anderen Fällen aber auch nicht. Bei Lokomotivkurbeln z. B. ist p sehr häufig > 1 , gelegentlich sogar > 2 , ja bei Quersäulen dieser Maschinen mehr als 3. Daneben wird bei grossen Schiffsmaschinen am Kurbelzapfen p ziemlich niedrig gefunden***). Sorgfältige Oelung ist immer unerlässliches Erforderniss.

Für die Zapfen von grosser Umlaufzahl ergeben sich grössere Längenverhältnisse als die oben benutzten.

4. *Beispiel.* Die Eisenbahnachsen haben bei uns zwischen 200 und 300 Umdrehungen in der Minute; häufig ist $n = 270$. Hierfür ergibt sich aus der vorletzten Formelreihe in (94) für die schmiedeiserne Achse $l : d = 0,13 \sqrt{270} \sim 2,14$. Die Längenverhältnisse 1,8 und 2 sind häufig. Bei Ventilatoren kommen Umlaufzahlen bis zu 1200 und mehr vor. Für $n = 1200$ ergibt die Formel $l : d = 0,13 \cdot \sqrt{1200} = 4,5$, bei Gussstahl $l : d = 0,17 \cdot \sqrt{1200} = 5,9$. Die ausgezeichneten Ventilatoren von Sturtevant in Boston haben gussstählerne Wellen, deren Zapfen das Längenverhältniss 5 bis 6 zeigen.

*) S. Portefeuille de John Cockerill I, S. 189.

**) Die später erbaute Maschine auf Grand Hornu zeigt bei schmiedeisenernen Zapfen p nur $= 0,51$, also fast genau wie oben.

***) Z. B. wie Marks, Crank pins and journals, Philadelphia bei Kildare, 1878, zeigt, auf der Swatara $p = 0,28$, Saco $p = 0,29$, Wampanoag $p = 0,51$, Wabash $p = 0,33$. Bei diesen Maschinen, von denen die dritte 100" engl. Cylinderdurchmesser, 16" Kurbelzapfendicke, 27" Kurbelzapfenlänge hat, beträgt die Spannung \mathcal{S} an der Zapfenwurzel der vorigen Reihenfolge nach: $\mathcal{S} = 2,84, 2,16, 7,41$ (!), 1,93. Beide Werthreihen zeigen starke Schwankungen.

Tabelle über die Stirnzapfen.

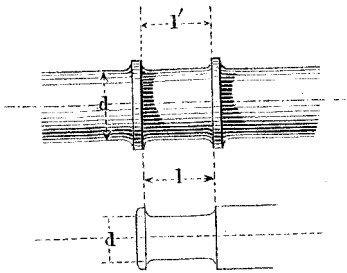
d	e	Einsichtige Belastung P			Wechselseitige Belastung P		
		Schm.	Gss.	Gsst.	Schm.	Gss.	Gsst.
		$\frac{l}{d} = 1,5$	$\frac{l}{d} = 1,5$	$\frac{l}{d} = 1,94$	$\frac{l}{d} = 1$	$\frac{l}{d} = 1$	$\frac{l}{d} = 1,3$
25	5	494	244	625	625	318	807
30	5	720	351	900	900	450	1 162
35	6	968	479	1 225	1 225	613	1 582
40	6	1 280	625	1 600	1 600	880	2 066
45	6	1 620	791	2 025	2 025	1 013	2 615
50	7	2 000	977	2 500	2 500	1 250	3 228
55	7	2 420	1 182	3 025	3 025	1 513	3 906
60	8	2 880	1 406	3 600	3 600	1 800	4 649
65	8	3 380	1 650	4 225	4 225	2 113	5 456
70	8	3 920	1 914	4 900	4 900	2 450	6 327
75	8	4 500	2 197	5 625	5 625	2 813	7 264
80	9	5 120	2 500	6 400	6 400	3 200	8 264
85	9	5 780	2 822	7 225	7 225	—	9 330
90	10	6 480	3 164	8 100	8 100	—	10 460
95	10	7 220	3 525	9 025	9 025	—	11 654
100	10	8 000	3 906	10 000	10 000	—	12 913
105	10	8 820	4 307	11 025	11 025	—	14 237
110	11	9 680	4 727	12 100	12 100	—	15 625
115	11	10 580	5 166	13 225	13 225	—	17 078
120	12	11 520	5 625	14 400	14 400	—	18 595
130	12	13 520	6 602	16 900	16 900	—	21 823
140	13	15 650	7 656	19 600	19 600	—	25 310
150	13	18 000	8 789	22 500	22 500	—	29 054
160	15	20 480	10 000	25 600	25 600	—	33 058
170	15	23 120	11 289	28 900	28 900	—	37 319
180	16	25 920	12 656	32 400	32 400	—	41 838
190	16	28 880	14 102	36 100	36 100	—	46 616
200	17	32 000	15 625	40 000	40 000	—	51 652
210	18	35 280	17 226	44 100	44 100	—	56 947
220	18	38 720	18 906	48 400	48 400	—	62 499
230	19	41 796	20 664	52 900	52 900	—	68 310
240	20	46 080	22 500	57 600	57 600	—	74 379
260	21	54 080	26 406	67 600	67 600	—	87 292
280	23	62 720	30 625	78 400	78 400	—	101 280
300	24	72 000	35 156	90 000	90 000	—	116 218

§. 92.

Halszapfen.

Wenn ein Tragzapfen zwischen zwei irgend wie belasteten Theilen einer Achse oder Welle angebracht ist, siehe Fig. 277,

Fig. 277.



so heisst er Halszapfen. Sein Durchmesser d' ist nicht Funktion des Lagerdruckes. Damit er sich nicht stärker abnutzt, als der gleichwerthige Stirnzapfen, d. h. als der Stirnzapfen von gleichem Material, gleicher Umlaufzahl, Lagerung, Glätte, Oelung und derselben direkten Belastung, soll seine Länge l' nicht kleiner gemacht werden, als die des genannten Stirnzapfens. Kann man die Länge grösser machen, so verringert man dadurch die Abnutzung und kann dadurch grosse Vortheile erreichen*); bei manchen Konstruktionen ist man indessen durch Raum-mangel genöthigt, eine kleinere Länge anzuwenden, so hier und da bei den Lokomotiven. Der Halszapfen ist als ein erweiterter Stirnzapfen anzusehen. Auch der hohle Zapfen nach Formel (94) kann als ein solcher betrachtet werden.

1. *Beispiel.* Borsig'sche Schnellzuglokomotive der Wiener Ausstellung**). Zapfen der hinteren Triebachse, Gussstahl, Belastung 6000 kg, $d' = 180$, $l' = 185$ mm. Der gleichwerthige Stirnzapfen erhalte nach Tab. §. 91 $d = 78$, $l = 1,94 \cdot 78 = 151$ mm, $p = 6000 : 78 \cdot 151 \sim 0,5$ kg. Hier ist also l' weit grösser als l . Es kommt $p = 6000 : 180 \cdot 185 = 6000 : 33\ 000 = 1 : 5,5$, während $l' = l$ gegeben hätte: $6000 : 180 \cdot 151 = 6000 : 27\ 180 \sim 1 : 4,5$.

2. *Beispiel.* An derselben Lokomotive trägt der Kurbelzapfen an seinem Scheitelende den Kuppelzapfen, dessen Widerstand dem Kolbendrucke entgegengerichtet ist, demnach die Dimensionengebung beeinflusst. Der Kolbendruck beträgt $\sim 14\ 600$ kg; man hat gewählt $d' = 105$, $l' = 115$. Für den gleichwerthigen Stirnzapfen (Gussstahl) erhalten wir aus Tab. §. 91 $d \sim 107$, $l = 1,3 \cdot 107 = 139$, $p \sim 1$ kg. In Wirklichkeit ist $p = 14\ 600 : 105 \cdot 115$

*) Vergl. §. 109.

**) S. Berliner Verh. 1874, S. 389.

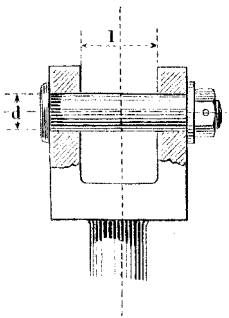
= 14600 : 12075 ~ 1,22. Hier ist also wegen des Raummangels $l < l$ und ausserdem der Flächendruck nicht unbeträchtlich > 1 gewählt worden.

§. 93.

Gabelzapfen.

Ein Halszapfen, an dessen beiden Enden der Zapfenkörper derart fortgesetzt ist, dass er daselbst in einen festen Konstruktionstheil (Gabel, Querhaupt) eingeschlossen und befestigt ist (s. Fig. 278), heisst Gabelzapfen. Derselbe kann einen geringeren Durchmesser erhalten, als der gleichwerthige Stirnzapfen und darf dann als ein verengter Stirnzapfen angesehen werden. Ist die Belastung wieder P , die Länge und die Dicke l und d , sowie die \mathcal{E} die Maximalspannung im Zapfen, so hat man unter Zugrundelegung des Falles VIII, §. 6:

Fig. 278.



$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi \mathcal{E}}} \sqrt{\frac{l}{d}} \sqrt{P} \dots (96)$$

und sodann beim Flächendrucke $p = \frac{4}{\pi} p_0$, vergl. S. 238,

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi \mathcal{E}}{4 p}} = \sqrt{\frac{\mathcal{E}}{p_0}} \dots (97)$$

Verfahrend wie in §. 90, erhält man folgende Zusammenstellung:

Formeln für die Gabelzapfen (98)

	Einseitige Belastung			Wechselseitige Belastung			
	Schm.	Gss.	Gsst.	Schm.	Gss.	Gsst.	
Ruhende Zapfen	$p_0 =$	6	3	10	6	3	10
	$\mathcal{E} =$	6	3	10	6	3	10
	$\frac{l}{d} =$	1	1	1	1	1	1
	$d =$	$0,46 \sqrt{VP}$	$0,65 \sqrt{VP}$	$0,36 \sqrt{VP}$	$0,46 \sqrt{VP}$	$0,65 \sqrt{VP}$	$0,36 \sqrt{VP}$
Lauf. Zapfen	$p =$	0,5	0,25	0,5	1,0	0,5	1,0
	$\mathcal{E} =$	6	3	10	5	2,5	8,33
	$\frac{l}{d} =$	3	3	4	2	2	5
	$d =$	$0,8 \sqrt{VP}$	$9,8 \sqrt{VP}$	$0,7 \sqrt{VP}$	$0,7 \sqrt{VP}$	$1,0 \sqrt{VP}$	$0,6 \sqrt{VP}$

Sehr rasch laufende Gabelzapfen kommen selten vor; sie sind deshalb hier ausser Acht gelassen. Wie man sieht, ergeben sich kleine Durchmesser, aber grosse Längenverhältnisse für die Gabelzapfen.

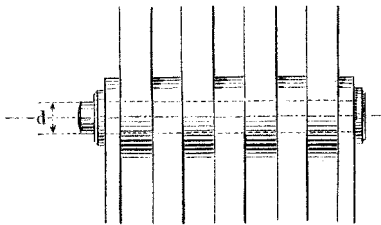
Beispiel. Schmiedeiserner Gabelzapfen für $P = 2000$ kg, einseitige Belastung, laufender Zapfen. Man erhält $d = 0,8 \sqrt{2000} = 35,7 \sim 36$ mm, $l = 3 \cdot 36 = 108$ mm. Für den gleichwerthigen Stirnzapfen gibt die Tabelle §. 91 $d = 50$, $l = 75$. Das Produkt aus Länge und Durchmesser ist (abgesehen von der Abrundung des ersten Ergebnisses) in den beiden Fällen dasselbe. Sollte die Länge 108 mm unbequem sein, so kann sie verringert werden, wenn zugleich d entsprechend vergrössert wird. Die Festigkeit ist dann unnöthig gross, das Gesamtergebniss kann aber brauchbarer sein, wenschon der Reibungsbetrag etwas grösser geworden ist. Man sieht, welche vielfachen Variationen dem Konstruirenden hier zu Gebote stehen und kann sich daraus die Mannigfaltigkeit der in der Praxis zu findenden Lösungen erklären.

§. 94.

Tragzapfen im Lamellengelenk.

Die soeben erwähnte Reibung kann in einer Konstruktion von solchem Einfluss sein, dass man genöthigt ist, sie womöglich noch

Fig. 279.



unter den beim Gabelzapfen erreichbaren kleinen Werth herabzuziehen. Dies gelingt bei der in Fig. 279 dargestellten Zapfenkonstruktion, welche man ein Lamellengelenk nennen kann. Vertheilt man, wie in der Figur geschehen, die Kräfte gleichmässig und symmetrisch auf die Lamellen, so kann man

das Ganze als eine Aneinanderreihung von Gabelzapfen ansehen. Auf den einzelnen kommt dann, wenn ihrer auf jeder Seite k vorhanden sind, der k te Theil der Belastung P und d wird $\sqrt[1]{k}$ mal so gross, wie die Dicke des gleichwerthigen einfachen Gabelzapfens.

Ist k	=	2	3	4	5	6	7	8	
so ist	$\sqrt[1]{k}$	=	0,7	0,57	0,5	0,45	0,41	0,38	0,35

Es sind wesentlich ruhende Zapfen, welche durch das Lamellengelenk gelegentlich ersetzt werden, weshalb in unserer Figur auch das Längenverhältniss 1 angewandt ist. Die Gesamtzapfenlänge wird $2 k d$.

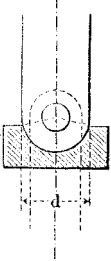
Bemerkenswerthe Anwendungen des Lamellengelenkes finden bei den sogenannten Gelenkketten statt*), vergl. diese weiter unten.

§. 95.

Halbzapfen.

In Fällen, wo die Verringerung des Reibungsmomentes so wichtig ist, wie soeben angedeutet, erhält man eine kleinere Längenausdehnung für den Zapfen, wenn man die Drehfläche nur zur Hälfte oder nahezu so ausführen kann, siehe Fig. 280, was bei solchen einseitig belasteten Zapfen statthaft ist, welche um kleine Winkel schwingen. Für unbedeutende Gegenbelastungen können, wie die Figur andeutet, kleine Hilfszapfen angebracht werden. Beim Halbzapfen ist, wofern an der unbenutzten Seite das Material entsprechend angehäuft wird, d von P unabhängig; nur die Rücksicht auf p bleibt bestehen. Wir machen wieder bei

Fig. 280.



Schmiedeeisen Gusseisen Gussstahl

$p_0 = 6$	3	10
d. i. $p = 4,71$	2,35	7,85

Beispiel. Eine einseitige Belastung $P = 100\,000$ kg ergäbe nach (93) für den schmiedeeisernen ruhenden Stirnzapfen die Dicke $d = 0,65 \sqrt{100\,000}$

*) Der Flächendruck wird bei solchen ruhenden Lamellengelenken öfter noch weit stärker gefunden, als oben in Rechnung gebracht ist. Herr Ingenieur Vollhering (Sudenburg) hat das Lamellengelenk mit Erfolg in Kniehebelwerken benutzt, welche zum Heben der schwebenden Enden einer schweren Drehbrücke (Harburg) benutzt werden. Maximalbelastung eines Kniehebels 855 Ztr. oder 42750 kg. Zahl k der Lamellenpaare 10, Lamellendicke 9,5 mm, Zapfendicke 30 mm, Zapfen und Lamellen aus Gussstahl. Es ergibt sich der Flächendruck $p = 42750 : 10 \cdot 9,5 \cdot 30 = 15$ kg. — Neustadt wendet bei seinen schmiedeeisernen Gelenkketten Flächenpressungen zwischen 10 und 20 kg an. Eine stählerne Gelenkkette an dem grossen Aufstellungskran der Egells'schen Maschinenbauanstalt in Tegel hat bei 15000 kg Belastung 15 kg Flächendruck (6 Glieder von 5 mm Dicke bei 33 mm Zapfendurchmesser).

= 206 mm, $l = 103$ mm; beim Gabelzapfen nach (98) $d = 0,46 \sqrt{100\,000}$
 = 145 mm, l ebensogross; beim beiderseits 8theiligen Lamellengelenk
 $d = 0,35 \cdot 145 = 51$ mm, Gesamtlänge = $2 \cdot 8 \cdot 51 = 816$ mm. Nehmen
 wir nun beim Halbzapfen für dieselbe Aufgabe $d = 51$, so wird l nur $51 \cdot 8$
 = 408 mm. Wir können aber auch $d = 40$ nehmen. Dann kommt l
 = $408 \cdot 51 : 40 = 520$ mm. Die Zapfenreibung wird nun: $\sim \frac{1}{5}$ derjeni-
 gen beim Stirnzapfen, $\frac{8}{29}$ derjenigen beim Gabelzapfen, $\frac{4}{5}$ derjenigen beim
 8theiligen Lamellengelenk, welches letztere gegen 60 Prozent mehr Längen-
 ausdehnung beansprucht hat.

Eine Anwendung des Halbzapfens siehe unten bei der Kupp-
 lung von Fossey. Woolf wandte den Halbzapfen bei dem guss-
 eisernen Querhaupt der Kolbenstange einer grossen Wasserhal-
 tungsmaschine an*).

Die äusserste Durchführung des Halbzapfenprinzips behufs
 Verminderung der Reibung ist bei den Schneiden der Waagebal-
 ken zu finden. Die Flächenpressung auf die durch leichtes Ab-
 schleifen zu Cylindersektoren gestalteten Zapfenflächen findet sich
 sehr hoch, von 10 bis gegen 100 kg pro qmm. Die Härte der
 Stahlschneiden und ihrer Lager scheint so hohe Pressungen ohne
 wesentlichen Nachtheil zu gestatten**).

§. 96.

Reibung der Tragzapfen.

Neue Zapfen reiben sich stärker als gut eingelaufene. Wäh-
 rend nämlich bei ersteren der Flächendruck zwischen Zapfen und
 Hülse unabhängig von der Lage des Berührungspunktes und gleich
 dem Druck auf die Einheit der Projektion der Auflagefläche ist,
 bewirkt das Einlaufen die in §. 90 erwähnte, den Mittelwerth
 von p herabziehende Druckvertheilung***). Beim Durchmesser d

*) Siehe Tredgold, Cornish Pumping Engine.

**) Bei grossen Brückenwagen findet man Pressungen bis zu 160 kg
 pro Millimeter der Länge der Schneide, was bei $\frac{1}{2}$ mm Auflagenbreite einem
 Flächendruck von über 300 kg entspricht. Es werden daselbst aber auch
 starke Einpressungen und Abnutzungen beobachtet. Die Schneiden des
 Messapparates an der grossen Werder'schen Festigkeitsversuchsmaschine
 der kgl. Gewerbe - Akademie haben 360 mm Länge und erfahren einen
 Maximaldruck von 100 000 kg, d. i. 277,8 kg pro Längeneinheit, oder bei
 $\frac{1}{2}$ mm Auflagenbreite 556,6 kg pro Quadratmillimeter. Einpressungen die-
 ser Schneiden haben aber stattgefunden und scheinen auch unvermeidlich
 zu sein.

***) Vergl. Reye, z. Theorie der Zapfenreibung, Civ.-Ing. VI (1860),
 S. 235, sowie Grove, Berechn. d. Trag- u. Stützzapfen, Mitth. d. Gew.-
 Vereins für Hannover 1876, Heft 6.

und der Belastung P eines cylindrischen Tragzapfens, für dessen Reibung der Koeffizient f gilt, beträgt die Umfangskraft F , welche der Reibung das Gleichgewicht hält,

beim neuen, d. i. nicht eingelaufenen Zapfen:

$$F = \frac{\pi}{2} f P (99)$$

und beim eingelaufenen Zapfen:

$$F = \frac{4}{\pi} f P (100)$$

Das Einlaufen zieht also die Reibung auf das $8:\pi^2$ fache oder $\sim 0,81$ fache herab. Die wirkliche Grösse von F ist aber noch bedingt durch den Werth von f . Dieser ist nicht, wie die Morin-Coulomb'sche Theorie angibt, nur vom Oelungs- und Oberflächenzustand, sondern auch vom Flächendruck p und der Gleitungsgeschwindigkeit v abhängig*). Immer fehlt es noch an völlig ausreichenden Versuchen**).

*) Vergl. Hirn, Études sur les frottements médiats, Bulletin von Mülhausen 1854, S. 183, sodann die Versuche von Rennie, Sella, Bochet u. A.

***) Engineer, 1873, Nov., S. 312, bringt eine kleine aber lehrreiche Versuchsreihe, angestellt an Zapfen von Eisenbahnnachsen im normalen Betrieb. Man änderte die Zapfenabmessungen und damit den Flächendruck unter Belassung der übrigen Verhältnisse. Lagerschalen aus demselben Tiegel gegossen, 7 Kupfer und 1 Zinn enth., Achsen Schmiedeeisen. Nach durchlaufenen 45 000 km hatte verloren

	der Zapfen	die Schale
1) bei $d = 83$, $l = 140$ an Durchm. 0,8 mm,		an Gewicht 2,27 kg
2) " " 89 " 145 " " 0,4 " " "		1,36 "
3) " " 95 " 178 " " 0,254 " " "		1,135 "

Unter Voraussetzung von 5000 kg Zapfenbelastung ermittelt sich p in den drei Fällen zu bezw. 0,43, 0,39 und 0,30 kg. Der Vergleich der Erfolge in Bezug auf die Abnutzung ergibt nun Folgendes:

p wurde herabgemindert im Verhältniss von	10	:	9,1	:	7,0
der Bronzeverlust	gieng herab im Verh. von	10	:	5,98	: 5,43
der Eisenverlust	" " " " "	10	:	5,55	: 2,31
der Gesamtverlust	" " " " "	10	:	5,9	: 4,3
Eisenverlust gegen Bronzeverlust	" " " " "	1:2,1	:	1:3	: 1:5
während die Geschwindigkeit stieg	" " " " "	10	:	10,7	: 11,4

Nach der älteren Theorie hätte wegen der Zunahme der Gleitungsgeschwindigkeit eine Steigerung der Abnutzung eintreten müssen, während eine Verminderung auf 43 Proz. stattfand. Aus dem Angeführten geht hervor, dass die Einführung von $p = a:n$ die verwickelten thatsächlichen Verhältnisse zwar keineswegs genau ausdrückt, dass sie aber doch geeignet ist, wenigstens einigermaassen den wesentlichen Einflüssen Rechnung zu tragen.

Rennie fand für (Guss-) Eisen auf Bronze bei voller Oelung:

wenn $p = 0,023$ 0,123 0,222 0,346 0,470 0,520
 $f = 0,157$ 0,225 0,215 0,222 0,234 0,234

v wurde von Rennie nicht berücksichtigt. Hirn fand bei $v = 1,7$ m für Gusseisen auf Bronze bei voller Oelung:

wenn $p = 0,0021$ 0,0037 0,0053 0,0069 0,0085
 $f = 0,0376$ 0,0211 0,0226 0,0199 0,0182

also f abnehmend bei wachsendem p , notabene, wenn dieses sehr klein. Ausserdem fand er, wenn p konstant und $= 0,0085$:

wenn $v = 0,467$ 0,832 0,934 0,400 1,663 1,700 1,866
 $f = 0,0086$ 0,0121 0,0128 0,0165 0,0181 0,0183 0,0191,

abermals sehr kleine, mit v allerdings beträchtlich wachsende Werthe. Bei Morin's Versuchen lag p zwischen 0,0096 und 0,0137 (14 bis 20 Pfd. pro □ Zoll). Die von ihm für geölte Zapfen gegebenen Werthe liegen bekanntlich zwischen 0,05 und 0,11, bei Schmierung mit Fett zwischen 0,08 und 0,15 bis 0,16.

In der kgl. Gewerbe-Akademie wurde durch Versuche mit dem Clair'schen Apparat, welcher für die Morin'schen Versuche eingerichtet ist, u. a. Folgendes gefunden. Schmiedeiserne Gleitstücke auf Messingschienen, reichliche Oelung.

	Erste Versuchsreihe	Zweite Versuchsreihe
Reibungsfläche	12800 qmm	128 qmm
Druck P auf dieselbe	16,5 kg	16,5 kg
mithin p	0,00129 "	0,129 "
Beobachtete Reibung	1,25 "	2,65 "
also Koeffizient f	0,076	0,160

Versuche mit einem vom Verfasser konstruirten Apparat nach Art eines Prony'schen Zaumes ergaben bei $v = 0,15$ bis 0,18 für Schmiedeisen auf Bronze bei guter Oelung:

wenn $p = 0,035$ 0,086 0,135 0,236 0,340 0,439 0,500
 $f = 0,090$ 0,087 0,095 0,118 0,171 0,184 0,180

Hier steigt f auf das Doppelte, wenn p von $\sim \frac{1}{30}$ auf $\frac{1}{2}$ gesteigert wird. Wenn p konstant und $= 0,33$, so ergab sich

für $v = 0,004$ 0,072 0,176 0,280 0,280
 $f = 0,222$ 0,210 0,191 0,167 0,185

Hier nehmen die Reibungskoeffizienten ab bei zunehmendem v , entgegen den oben vorgeführten Hirn'schen Beobachtungen, p ist aber gegen 40mal so gross, als bei Hirn. Diese Ergebnisse entsprechen den Resultaten Morin's in sofern, als dieser nachgewiesen, dass die Reibung des Bewegungsbeginnes (Reibung der Ruhe) durchweg grösser sei, als die Reibung der Bewegung, was sich auch dahin deuten lässt, dass bei kleinem v die Reibung grösser ist als bei grossem. Dieses Gesetz scheint aber nur bis zu einer Grenze für v zu gelten, jenseits welcher f bei wachsendem v wieder zunimmt. Hirn's Versuche lägen demnach jenseits dieser Grenze. Die vom Verfasser angestellten Versuche sind erst die Anfänge einer grösseren Beobachtungsreihe.

Hinsichtlich der wirklichen Abnutzung der Lager von Eisenbahnnachsen liegen so ausreichende Beobachtungen, wie zu wünschen wäre, nicht vor, indessen gibt folgende Zusammenstellung einen gewissen Anhalt*).

Nr.	Lagermetall	1 kg Lagermetall an 4 Lagern läuft	4 Lager verlieren auf 1000 km	1 kg Lagermetall hat den Marktpreis	4 Lager kosten an Metall auf 1000 km
		km	g	ℳ	₰
1	Rothguss 83 Ku 17 Zinn . . .	90 390	11,06	2,66	2,93
2	Desgl. 82 Ku 18 Zinn . . .	99 900	10,01	2,61	2,61
3	Weissmetall 3 Ku 90 Zinn 7 Ant.	72 280	13,83	2,99	4,14
4	Desgl. 5 Ku 85 Zinn 10 Ant.	88 145	11,34	2,93	3,32
5	Hartblei 84 Blei 16 Ant.	81 280	12,30	1,19	1,46
6	Phosphorbronze	429 200	2,33	3,50	0,82
7	Parson's Weissbronze	385 275	2,60	1,99	0,52
8	Dewrance's Babbitmetall . . .	637 679	1,57	2,34	0,37

Hieraus lassen sich für einen grossen Wagenpark bemerkenswerthe Schlüsse ziehen. Soll dies aber versucht werden, so ist zunächst zu beachten, dass an den Zapfen und Lagern der Bremswagen die Abnutzung sich 4 1/2- bis 10mal so stark zeigt, als an anderen Wagen. Es durchläuft nun in Preussen 1 Achse im Jahr an Personenwagen ~ 35 000 km
an Güterwagen ~ 15 000 „

Zahlen, welche mit den in anderen Ländern beobachteten nahe übereinstimmen, somit zur Zeit eine ziemlich allgemeine Gültigkeit besitzen.

Führt man nunmehr die gebremsten Achsen mit der 6fachen Abnutzung der gewöhnlichen Achsen ein, so erhält man für Preussen für den Stand von 1877 (unter Reduktion der Achsen auf volle Jahresleistung) Folgendes:

*) Nr. 1 bis 6 nach Dr. Künzel's sehr lehrreichem Werke über Bronzelegirungen, Dresden 1875; Nr. 7 und 8 nach Engineer 1876, Bd. 41, S. 4 und 31, wobei Reduktion auf gleiche Grundannahmen stattgefunden und deshalb nicht so übertrieben günstige Zahlen gesetzt sind, wie Engineer sie findet.

Personenwagenachsen . . .	24 472 St. durchliefen	1000e Jahreskilometer
Gepäckwagenachsen	6 642 „	
Für 11 319 gebremste Achsen		
das 5fache hinzu	56 595 „	
	<hr/>	
	87 709 St. ($\times 35$)	3 069 815
Güterwagen, verschiedene,		
Arbeitswagen etc.	284 776 „	
Für 81 781 gebremste Achsen		
das 5fache hinzu	408 905 „	
	<hr/>	
	693 681 St. ($\times 15$)	10 405 215
		<hr/>
	Zusammen	13 475 030

d. h. es sind 6 732 515 mal 1000 Jahreskilometer für je 4 Lager in Ansatz zu bringen. Hiernach würden die jährlichen Kosten für Lagermetall (die Umschmelzung ausser Rechnung gelassen) betragen:

bei dem Einheitspreis Nr. 8 . . .	\sim	24 910 <i>M.</i>
„ „ „ Nr. 6		55 207 „
„ „ „ Nr. 3		278 726 „

Dies ergibt einen beträchtlichen Spielraum für die Kosten für Lagermetall, je nachdem die eine oder andere Lagerkomposition benutzt wird. Sollte man, wie Manche thun, annehmen müssen, dass der Menge des abgenutzten Metalls der Oelverbrauch und zugleich der Reibungsbetrag proportional zu setzen sei, so würde nach Spalte 3 bei Nr. 8 und Nr. 3 der Kraftverbrauch für die Zapfenreibung zwischen dem 1. und dem 8,8fachen eines Minimalwerthes schwanken; Rothguss würde gegen Phosphorbronze stehen wie 11,06 : 2,33, d. i. wie \sim 4,7 : 1.

B. Stützapfen.

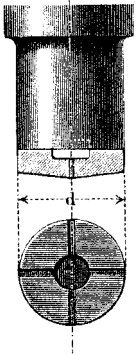
§. 97.

Berechnung der Spurzapfen.

Ein Stützapfen, welcher am Ende einer Welle oder Achse angebracht ist, und auf seiner Grundfläche den Längendruck derselben aufzunehmen hat, heisst ein Fuss- oder Spurzapfen. Es ist zweckmässig, ihn für gewöhnliche Fälle mit cylindrischer Mantel- und ebener Grundfläche auszuführen, siehe Fig. 281. Der Flächendruck auf die Zapfensohle ist bei neuen Zapfen gleich-

förmig = p , bei eingelaufenen verkehrt proportional dem Abstand q des betrachteten Flächenelementes von der Mitte.

Fig. 281.



Wir bringen in der Mitte eine Oelkammer vom Halbmesser r_1 an. Dann ist, wenn noch der äussere Halbmesser mit r_0 bezeichnet wird,

$$p' = 0,5 p (r_1 + r_0) : q;$$

für die Elemente am Rande geht p' in

$$p_0 = 0,5 p (r_1 + r_0) : r_0$$

über. In die Berechnungsformeln führen wir wieder den gleichförmig vertheilten Flächendruck p ein, wählen $r_1 = \frac{1}{3} r_0$ und bringen zwei diametrale Oelrinnen von der Breite $\frac{1}{12} d$ an. Dann ist bei der Belastung P :

$$\left(\frac{8}{9} \pi - \frac{1}{9}\right) p d^2 = 0,2935 p d^2 = P \dots (101)$$

Damit bei hohen Umlaufzahlen die Abnutzung nicht zu stark ausfalle, setzen wir wieder (vergl. S. 90) $p = a : n$ und haben nun für den raschlaufenden Spurzapfen:

$$0,2935 d^2 \frac{a}{n} = P \dots (102)$$

Wechselseitige Belastung kommt hier so zu sagen nicht vor, weshalb hier bloss einseitige in Betracht gezogen wird. a werde ebenso gross wie bei den Stirnzapfen für Schmiedeseisen auf Bronze, also = 75, gewählt; auch für p gelten ähnliche Konstanten wie oben. Die Pockholzpfannen, welche stets mit Wasser benetzt bleiben, können unbedenklich, auch bei raschem Lauf, mit 1 kg auf den Quadratmillimeter belastet werden*). Die Unterscheidung zwischen Zapfen, welche ruhen, d. i. nur eine gewisse Drehbarkeit vermitteln sollen, und solchen, welche regelmässig umlaufen und endlich den raschlaufenden ist auch hier zu machen. Hiernach erhalten wir folgende Zusammenstellung:

		Formeln für die Spurzapfen (103)		
		Schm. oder St. auf	Gss. auf	Eisen od. St. auf
		Bronze	Bronze	Pockholz, benetzt
Ruhende Zapfen	{	$p = 1$	0,5	—
		$p = 1,31 \sqrt{P}$	$1,86 \sqrt{P}$	—
Laufende Zapfen	{	$p = 0,5$	0,25	1,0
		$d = 1,86 \sqrt{P}$	$2,62 \sqrt{P}$	$1,31 \sqrt{P}$
Raschlaufende Zapfen	{	$a = 75$	—	$p = 1$
		$d = 0,21 \sqrt{Pn}$	—	$d = 1,31 \sqrt{P}$

*) Versuche von Penn haben gezeigt, dass im Wasser laufende, auf Pockholz gelagerte Zapfen sogar bis 4 und 5 kg Flächendruck ungefährdet vertragen. Siehe u. a. Burgh, a. a. O. S. 153.

Folgende Tabelle gibt zusammengehörige Werthe für d und P für die ruhenden und die laufenden Zapfen.

$d =$	$1,31 \sqrt{P}$	$1,86 \sqrt{P}$	$2,62 \sqrt{P}$	$d =$	$1,31 \sqrt{P}$	$1,86 \sqrt{P}$	$2,62 \sqrt{P}$	$d =$	$1,31 \sqrt{P}$	$1,86 \sqrt{P}$	$2,62 \sqrt{P}$
15	131	65	33	80	3 729	1 856	982	180	18 880	9 396	4 720
20	233	116	58	85	4 210	2 095	1 053	190	21 036	10 469	5 259
25	364	181	91	90	4 720	2 349	1 180	200	23 309	11 600	5 827
30	524	261	131	95	5 259	2 617	1 315	210	25 698	12 780	6 424
35	714	355	178	100	5 827	2 900	1 457	220	28 204	14 086	7 051
40	932	464	233	105	6 424	3 197	1 606	230	30 826	15 341	7 706
45	1 180	587	295	110	7 051	3 509	1 763	240	33 565	16 704	8 391
50	1 457	725	364	120	8 391	4 176	2 097	250	36 420	18 125	9 105
55	1 763	877	440	130	9 848	4 901	2 462	260	39 392	19 604	9 848
60	2 097	1 044	524	140	11 421	5 684	2 855	270	42 480	21 141	10 620
65	2 462	1 225	615	150	13 111	6 525	3 279	280	45 650	22 736	11 421
70	2 855	1 421	714	160	14 918	7 424	3 729	290	49 007	24 389	12 252
75	3 279	1 631	819	170	16 841	8 381	4 210	300	52 445	26 100	13 111

1. *Beispiel.* Ein Neustadt'scher Kran im Hafen von Cherbourg hat bei 15000 kg Belastung den Spurzapfendurchmesser 170 mm. Das Eigengewicht zu 3000 kg annehmend finden wir $P = 18000$ kg und haben einen ruhenden Zapfen vor uns. Sp. 9, Z. 1 gäbe $d \approx 180$ mm. Bei einem anderen Kran, der 2 Tonnen Eigengewicht und 10 Tonnen Belastung hat, wählte Neustadt $d = 160$; wir würden nach Z. 10 bis 11 gewählt haben $d = 145$ mm.

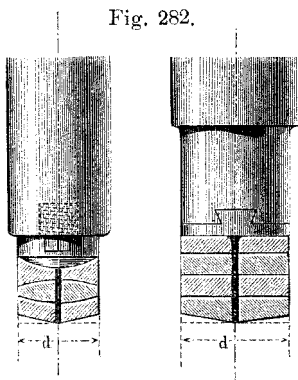
2. *Beispiel.* Eine Königswelle von 100 minutlichen Umdrehungen und 1000 kg Spurzapfenbelastung hat nach Sp. 3, Z. 10 eine Spurzapfendicke von 60 mm zu erhalten.

3. *Beispiel.* Einer Turbine von 200 minutlichen Umläufen und 1400 kg Spurzapfendruck würden wir nach (103) eine Spurzapfendicke $d = 0,21 \sqrt{1400 \cdot 200} = 111$ mm geben. Man findet öfters Turbinenzapfen mit höherem als dem hier eingeführten Flächendruck (bis zu 3 und 4 kg), der nach dem Obigen $= 75 : 200 = \frac{3}{8}$ kg ist, muss sich aber auch in solchen Fällen eine raschere Abnutzung und andere unbequeme Folgen gefallen lassen.

Die Zapfenlänge wird beim Spurzapfen zwischen 1 und 1,5 d gefunden; sie muss so gross sein, dass der Flächendruck, den die Seitenpressungen hervorrufen, genügend klein ausfällt.

Im allgemeinen ist in der Maschinenpraxis die Neigung zu erkennen, die Spurzapfen im Durchmesser einzuschränken*), offenbar um den Reibungswiderstand herabzuziehen; zugleich aber wirkt hier augenscheinlich der ältere Grundsatz mit: dass die Reibung unabhängig von der Grösse der Gleitflächen sei.

Ein für manche Konstruktionen geeignetes Mittel, bei Zapfen von erheblichem Flächendruck wenigstens den steigenden Einfluss von n zu vermindern, scheint die Anwendung drehbarer Spur-



plattens zu sein. Werden deren 1, 2, 3 . . . i zwischen die Zapfensohle und die feste Spurplatte gelegt (Fig. 282), so scheint an den Gleitflächen günstigenfalls die Umlaufzahl

$\frac{1}{2}, \frac{1}{3}, \frac{1}{4}, 1 : 1 + i$ mal n einzutreten (oder auch ein Wechsel der Gleitflächen, der ähnlich wirkt). Bei Turbinen und Müh-

*) Die Anstalt von Gruson in Magdeburg hat für Drehscheiben Hartgusszapfen auf Hartgusschalen laufend geliefert, welche 15 kg Flächendruck ohne nachtheilige Folgen tragen sollen. Hier kommt die Entlastung des Zapfens bei leerer Scheibe, sowie die grosse Langsamkeit der Drehung offenbar mit in Betracht.

len (Escher-Wyss, Rieter) hat sich die Einrichtung bewährt. Bei Schraubenschiffen hat sie indessen keinen bleibenden Erfolg gehabt: die Platten liefen sich eine nach der anderen fest, und die zuletzt laufenden Flächen rieben sich dann bis zur Glut und Zerstörung; auch die Anwendung von Uebersetzungsrädern, welche den Platten die obigen Drehungszahlen verliehen, hielt den Verderb der Lager nicht sicher auf. Soviel die erreichbaren Angaben zu beurtheilen erlauben, fand dann aber jedesmal ein zu grosser Flächendruck (1 kg und oft noch weit mehr) statt. Es wird also immer das Hauptaugenmerk auf die Herabminderung des Flächendruckes p zu richten sein.

Die Anwendung anderer Stoffe als Eisen, Holz und Bronze oder deren Surrogate (Weissmetall, Hartblei u. s. w.) zu den Spurfpannen ist vielfach versucht worden; auf das Holz kommen wir weiter unten bei den Stützlagern zurück. Neben der Verwendung harter Stahlpfannen, die bei zu grossem Flächendrucke auch wenig wirkt, ist die von Stein, Glas*), hartgebranntem Thon**) versucht worden; allgemeinere Einführung dieser Lagermaterialien hat aber noch nicht stattgefunden. Girard presst mit einer Pumpe Wasser zwischen die Reibflächen***) und erzeugt dadurch unter Verlust der auf den Pumpenbetrieb gehenden Arbeit einen sehr leichten Gang des Zapfens. Dasselbe gilt von dem auf der 1867er Weltausstellung zur Schau stehenden Zapfen, bei welchem Girard den obigen Wasserstrom durch einen Luftstrom ersetzte. Das Ganze war übrigens mehr ein wissenschaftlicher Versuch; eine praktische Anwendung wurde nicht durch Girard vorgeschlagen. Auch zeigte die Ausstellung Zapfen †), welche in abgedichtetem Lager auf eingeschlossenem Wasser sehr leicht liefen. Alles deutliche Fingerzeige von der erkannten Unzulänglichkeit der gebräuchlichen Spurzapfen, ohne dass deshalb die komplizirten Abhilfemittel als die besten gelten dürften.

*) Lagerpfannen aus Glas erprobte seit mehr als zwölf Jahren und liefert die Glashütte von E. Acker & C^o. in Graggenau bei Rastatt. Die Pfannen sollen sehr dauerhaft und billig sein, auch wenig Schmiermaterial erfordern. Näheres Schweiz. polyt. Zeitschr. 1867, S. 144.

**) Ausgestellt 1867 von Leoni in London ebenfalls unter Anführung von dauernd guten Resultaten.

***) Siehe u. a. Armengaud, Vignole des mécaniciens p. 139.

†) Von Jouffray ausgestellt. Siehe Armengaud, Progrès de l'industrie à l'exp. universelle, Bd. I, Taf. 8, wo ein Wasserlager für Tragzapfen und ein solches für einen als Halszapfen ausgeführten Stützzapfen mitgetheilt sind.

§. 98.

Reibung des Spurzapfens mit ebener Grundfläche.

Der mit P belastete Spurzapfen mit ebener ringförmiger Sohlfläche hat beim inneren Halbmesser r_1 , dem äusseren r_0 im neuen Zustande eine Reibung, welcher durch die am Umfang tangential angreifende Kraft

$$F = \frac{2}{3} f P \frac{1 - \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^3}{1 - \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2} \dots \dots \dots (103)$$

das Gleichgewicht gehalten wird, wobei f die Reibungskoeffizienten bezeichnet. Beim eingelaufenen Zapfen ist dagegen *)

$$F = \frac{f}{2} P \left(1 + \frac{r_1}{r_0}\right) \dots \dots \dots (104)$$

Der zweite Werth ist ein wenig kleiner als der erste, bei unserem obigen Verhältniss $r_1 = \frac{1}{3} r_0$ kommt für den eingelaufenen Zapfen $F = \frac{2}{3} f P$ und verhalten sich die beiden Reibungen wie 7:6, bei $r_1 = 0$ wie 4:3. Für f gelten die in §. 96 gemachten Bemerkungen.

Beispiel. Kran aus Beispiel 1. §. 97. $P = 18000$, $r_0 = 80$ mm, $r_1 : r_0 = \frac{1}{3}$, f sei = 0,15. Dann kommt nach (104) $F = 0,075 \frac{1}{3} \cdot 18000 = 1800$ kg. Die im Abstand von 1 m von der Achse anzubringende Kraft zur Ueberwindung der Reibung müsste also sein: $1800 \cdot 80 : 1000 = 144$ kg.

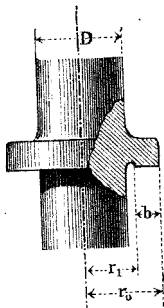
§. 99.

Halsringförmige Stützzapfen.

Entsprechend dem halsförmigen Tragzapfen oder Halszapfen kann man auch einen halsringförmigen Stützzapfen, s. Fig. 283 (a. f. S.), anzubringen veranlasst sein. Hier ist der innere Durchmesser $2r_1$ mindestens gleich dem Durchmesser D der zugehörigen Welle oder Achse. Es ist sogar gut, ihn noch etwas grösser zu nehmen, damit eine kleine Oelkammer innen entsteht. Auch sind

*) Vergl. die oben angeführten Quellen.

wieder Oelrinnen in der Pfanne vorzusehen. Macht man $r_0 - r_1 =$ dem beim gleichwerthigen Spurzapfen sich ergebenden Werthe, so erhält man in sofern brauchbare Abmessungen, als nun p entsprechend der grösseren Gleitungsgeschwindigkeit kleiner wird als dort. Immerhin ist aber das Moment zur Ueberwindung der Reibung wegen der grösseren Werthe für r_1 und r_0 weit grösser als beim Spurzapfen. Demzufolge ist der halsringförmige Stützzapfen bei grossen Werthen von P eine ungünstige Konstruktion. Zur Berechnung der Reibung dienen wieder die obigen Formeln.



§. 100.

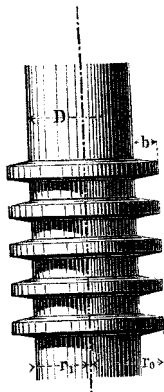
Der Kammzapfen.

Legt man eine Reihe von halsringförmigen Stützzapfen übereinander, so erhält man den sogenannten Kammzapfen, Fig. 284

Fig. 284.

Fig. 285.

Fig. 286.



bis 286. Sind die Ringe kongruent, so kann beim eingelaufenen Zapfen der Druck als gleichförmig auf alle vertheilt angenommen werden. Wäre nun f eine konstante Grösse, so würde bei m Ringen die Reibung am einzelnen Ring der m te Theil des aus (104) hervorgehenden Werthes sein, die Gesamtreibung aber wieder m mal so gross, wie die Einzelreibung, somit von der Ring-

zahl völlig unabhängig sein. Nichtsdestoweniger hat die Praxis, namentlich an Schraubenschiffen, die Nothwendigkeit erwiesen, m gross, d. i. den Flächendruck p klein zu machen, so klein, dass zur Erklärung viele Versuche gemacht worden sind. Der wahre Grund scheint einzig der zu sein, dass bei schwerbelasteten Zapfen die aus (104) zu beurtheilende Reibungsarbeit so gross wird, dass alles aufgeboten werden muss, sie herabzuziehen, damit Erhitzungen und deren Folgen vermieden werden, und dass das Mittel darin wesentlich gefunden wird, durch Verminderung von p den Koeffizienten f herabzuziehen. Man findet bei bewährten Ausführungen p zwischen $\frac{1}{20}$ und $\frac{1}{40}$ kg. Nur bei solchen Kammzapfen, welche als Fusszapfen ausgeführt werden und demzufolge kleine Durchmesser erhalten, Fig. 286, wird p grösser, gelegentlich sogar bis $\frac{1}{4}$ kg gefunden, doch hat man in solchen Fällen auch öfter Erhitzung beobachtet.

1. *Beispiel. Schraubenschiffmaschine von Indret. Druck 18 000 kg, Umlaufzahl $n = 55$, $2r_1 = D = 380$, Ringbreite $b = r_0 - r_1 = 50$ mm, Ringzahl $m = 9$. Hier ist $p = 18\,000 : 9\pi \cdot 430 \cdot 50 = 1 : 33,5$. Die Umfangsgeschwindigkeit v des Zapfens (bei r_0) beträgt 1,38 m. Hiermit berechnet sich die für die Reibung aufzuwendende Arbeitsstärke gemäss (104) zu: $Fv : 75 = \sim 30$ Pferdestärken, wenn $f = 0,1$ eingeführt wird.*

2. *Beispiel. Rheinturbinen bei Schaffhausen. $P = 14\,000$ kg, $n = 48$, $2r_1 = D = 230$ mm, $b = r_0 - r_1 = 41$ mm, Ringzahl $m = 9$. Es ergibt sich $p = 14\,000 : 9\pi \cdot 271 \cdot 41 = 1 : 22,4$. v ist $= 0,784$ m. Hiermit kommt $Fv : 75 = 12,4$ PS, wenn wieder $f = 0,1$ eingeführt wird.*

3. *Beispiel. Girardturbine in Genf*). $P = 15\,000$ kg, $n = 16$, $2r_1 = D = 250$ mm, $b = r_0 - r_1 = 35$ mm, $m = 12$. Wir erhalten hieraus $p = 15\,000 : 12 \cdot \pi \cdot 285 \cdot 35 = 1 : 25,1$, ferner $v = 0,267$ und bei $f = 0,1$ den Arbeitsverlust für die Zapfenreibung: $Fv : 75 \sim 3$ PS.*

4. *Beispiel. Langdon empfiehlt**) als durchaus praktisch für die Kammzapfen der Schraubendampfer, die Gesamtdruckfläche der Ringe so zu wählen, dass $\frac{3}{4}$ □ Zoll engl. auf jede indizierte Pferdestärke der Maschine kommt. Ist die Anzahl der Pferdestärken N , die Schiffsgeschwindigkeit c , so ist $N = Pc : 75$. Ferner ist 1 □ Zoll engl. ~ 645 qmm. Die Regel gäbe daher $p = 75 \cdot P : \frac{3}{4} \cdot 645 Pc$ oder $p = 75 : \frac{3}{4} \cdot 645 c$. Je nachdem man $c = 5$ m oder 6 m einführt, was normalen Fällen entspricht, erhält man hieraus $p = 1 : 32,25$ bis $1 : 38,7$. Hierbei ist die indizierte Maschinenstärke der auf den Schiffsbetrieb ausgeübten gleichgesetzt. Will man sie mit $\frac{3}{4}$ dieses Werthes einführen, so sinkt p herab auf bezw. $\sim \frac{1}{30}$ und $\frac{1}{25}$.*

*) Oppermann, Portfeuille écon. des machines, Bd. 17; auch Engineering 1872 (Bd. 14), S. 238. Der Kammzapfen ist hier übrigens durch einen Wasserdruckzapfen, vergl. §. 97, für gewöhnlich entlastet.

**) S. Burgh, a. a. O. S. 194.

5. *Beispiel.* Grosse Schleudertrommeln bei Langen & Söhne in Köln, gussstählerne Fusszapfen in Kammzapfenform. $P = 2000$ kg, $n = 800$, $2r_1 = 25$ mm, $2r_0 = 40$ mm, $m = 11$. Es berechnet sich p zu

$$2000 : 11 \cdot \pi (20^2 - 12,5^2) = 2000 : 8423 = 1 : 4,2,$$

also ausserordentlich gross. Es haben indessen auch wiederholt starke Hitzungen stattgefunden; diesen musste durch eine äusserst sorgfältige Oelzuführung begegnet werden. Wir haben hier $v = 1,67$ m, und finden daraus bei $f = 0,1$ den Verlust für Reibungsarbeit $Fv : 75 \sim 3,6$ PS.

Die ausgerechneten Arbeitsverluste von 30, 12,4, 3 und 3,6 Pferde-
stärken gelten unter der Annahme von $f = 0,1$; bei den geringen Flächen-
drücken der drei ersten Beispiele ist für diese wahrscheinlich f mit einem
geringeren Werthe einzuführen. Die Beispiele werden genügen, um den
nöthigen Anhalt für die Wahl von p zu geben. Man vergl. übrigens noch
§. 122.

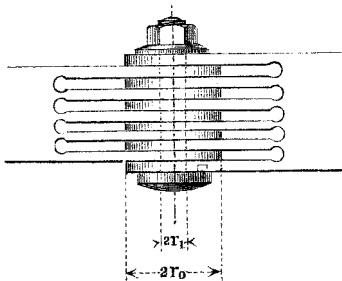
§. 101.

Das Lamellengelenk als Stützzapfen.

Ist man in den bisher berührten Fällen durchweg veranlasst, die Zapfenreibung möglichst zu vermindern, so gibt es doch auch Umstände, in denen es erwünscht ist, dass ein Zapfen sich stark reibt, ohne dass die reibenden Flächen angreifen, z. B. da, wo ein Zapfen Drehung gestatten, dann aber durch einen verhältnissmässig geringen Druck in seinem Lager festgeklemmt werden soll. Dies gelingt z. B. bei einem Stützzapfen von der Form eines Kegelstumpfes. Sind der grosse und kleine Halbmesser wieder r_0 und r_1 , der halbe Spitzenwinkel α , so erhält man für die Kraft F [vergl. Formel (104)]:

$$F = \frac{f}{2} \frac{P}{\sin \alpha} \left(1 + \frac{r_1}{r_0} \right) \dots \dots \dots (105)$$

Fig. 287.



und kann durch Herabminderung von α den Werth F sehr gross herausbringen*). Sehr spitze derartige Zapfen klemmen sich aber in schädlicher Weise fest, so dass die Steigerung von F nicht beliebig weit getrieben werden kann. Leicht dagegen gelingt dies bei Anwendung des Lamellengelenkes, wenn dessen Lamellen so angeordnet werden, dass sie sich gut gegeneinanderpressen lassen, Fig. 287.

*) S. vorzügliche Anwendungen dieses Prinzips bei den geodätischen Instrumenten. Formel (105) gilt auch für die Reibung der Hahnschlüssel.

Jede Lamelle überträgt dann den axialen Druck auf die nächstfolgende. Ist m die Zahl der reibenden Lamellenflächen, so ist die am Halbmesser r_0 angreifende, der Reibung das Gleichgewicht haltende Kraft, gemäss (104):

$$F = m \frac{f}{2} P \left(1 + \frac{r_1}{r_0} \right) \dots \dots \dots (106)$$

Beispiel. Soll $F = P$ werden, so ist bei $f = 0,1$ zu machen: $m = 20 : 1 + r_1/r_0$, woraus bei $r_1 = 1/2 r_0$ folgt: $m \approx 13$.

Die Einrichtung ist vom Verfasser für mancherlei durch Klemmung festzustellende drehbare Maschinenteile mit Vortheil benutzt worden. Aeltere Reisszeuge zeigen 4 flächige Lamellengelenke an den Zirkelköpfen.

§. 102.

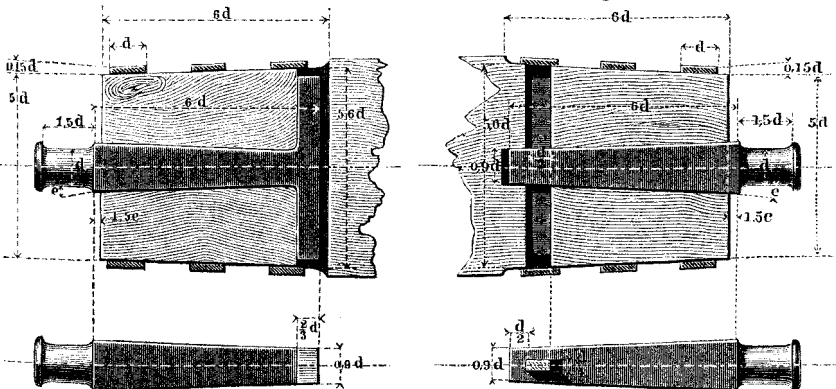
Zapfenverbindungen.

Wenn ein Zapfen mit dem zu tragenden Theile nicht aus einem Stück bestehen kann, so wird er mit ihm auf besondere Weise verbunden; besonders häufig kommen Zapfenverbindungen zwischen hölzernen Achsen (der Wasserräder) und schmied- und gusseisernen Zapfen vor.

Fig. 288, Wurzel- oder Ankerzapfen, verlangt einen breiten Ausschnitt des Achsenrandes und das Einsetzen zweier hölzernen

Fig. 288.

Fig. 289.



Füllstücke. Nach dem Einbringen derselben werden die Ringe warm aufgezogen, vergl. §. 62; Anzug des Konus $1/20$. Fig. 289.

Keilzapfen oder künstlicher Ankerzapfen, eine sehr zweckmässige und haltbare Konstruktion. Fig. 290, Blatt- oder Flügelzapfen (Gusseisen), zweiblättrig. Fig. 291, vierblättriger Flügelzapfen; beim dreiblättrigen sind die Flügel $\frac{3}{10}d$ dick zu nehmen.

Fig. 290.

Fig. 291.

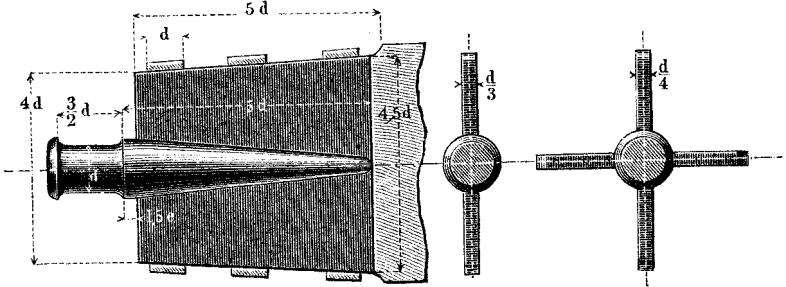
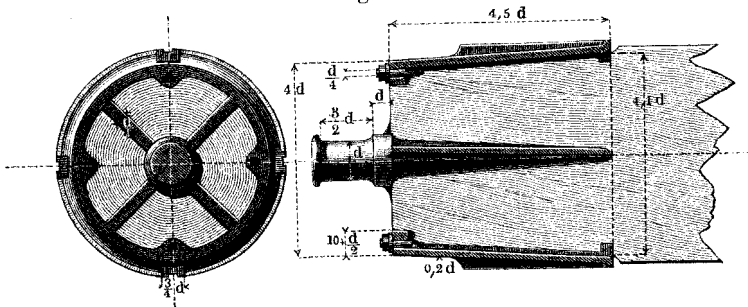


Fig. 292, Ringzapfen; die Flügel eines vierblättrigen Blattzapfens sind durch eine konische Hülse umgeben, die durch vier

Fig. 292.



eingelassene platte Anker festgehalten wird. Die Hülse trägt oft wie hier Keilbahnen zum Aufbringen einer Radnabe.

Fig. 293.

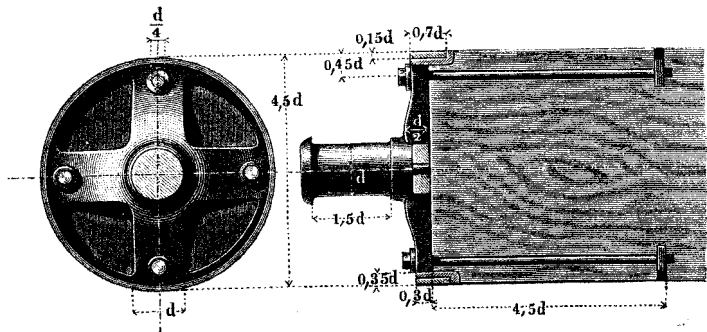


Fig. 293, Kreuzzapfen, sehr praktische Konstruktion. Das Kreuz, an welches der Zapfen angegossen ist, wird auf der Rückfläche abgedreht, ebenso die Achse auf der Stirnfläche; ein Schmied-eisenring verstärkt den Gussring, welcher die Kreuzarme umgürtet. Mit den vier Kopfschrauben, deren Muttern eingelassen sind, wird das Kreuz fest gegen die Achsenstirn gezogen.

Sechstes Kapitel.

Z a p f e n l a g e r .

§. 103.

Anordnungen und Abmessungen.

Die Konstruktionstheile, welche die Zapfen der Achsen und Wellen unmittelbar zu tragen bestimmt sind, heissen deren Lager. Ist ein Zapfenlager vollständig ausgebildet, so unterscheiden sich an ihm: 1) die Schalen, 2) der Lagerkörper, 3) die nothwendigen Verbindungstheile. Für diese Gegenstände bedingen die vielen Anwendungsarten der Lager eine Reihe verschiedener Hauptformen und -Anordnungen. Zunächst zerfallen die Lager in:

- a. Lager für Tragzapfen oder Traglager,
- b. Lager für Stützzapfen oder Stützlager.

Sodann wird die Hauptform bedingt durch die gegebene Stellung der Fläche, an welcher das Lager befestigt werden soll. Denkt man den Zapfen in einen zu seinen Hauptachsen regelmässig gestellten Würfel 1, 2... 8 eingeschlossen, Fig. 294 und 295 (a. f. S.), so entsteht für den Tragzapfen:

ein Stehlager, wenn die Befestigungsfläche liegt in Fläche	1. 3
ein Wandlager, „ „ „ „ „ „	1. 8 oder 2. 7
ein Stirnlager, „ „ „ „ „ „	1. 6 „ 4. 7
ein Hänglager, „ „ „ „ „ „	5. 7

Entsprechend werden bei den Stützlagern die stehenden Fusslager, Wandfusslager und hängende Stützlager unterschieden.

Für die Ausgleichung der entstehenden Abnutzung und für die Oelung ist Sorge zu tragen. Dies bedingt die Anordnung der

Schalen und deren Zubehör. Aus der grossen Reihe der hiernach möglichen äusserst mannigfaltigen Lagerkonstruktionen sind Beispiele zu den wichtigsten im Folgenden herausgehoben.

Fig. 294.

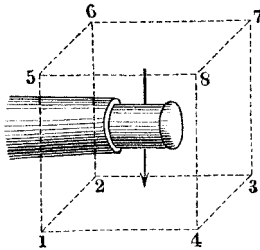
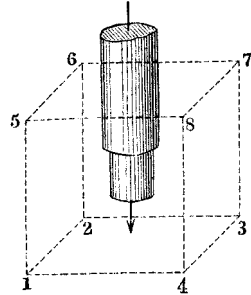


Fig. 295.



Bei Bestimmung der Abmessungen bedient man sich mit Vortheil der Verhältnisszahlen. Als Einheit für die Abmessungen an bronzenen Lagerschalen dient hier die schon bei den Zapfen gebrauchte Zahl: $e = 3 + \frac{7}{100}d$, während d die Weite der Schalenhölung bezeichnet. Für den Lagerkörper gilt der Model:

$$d_1 = 10 + 1,15d \dots \dots \dots (107)$$

A. Traglager.

§. 104.

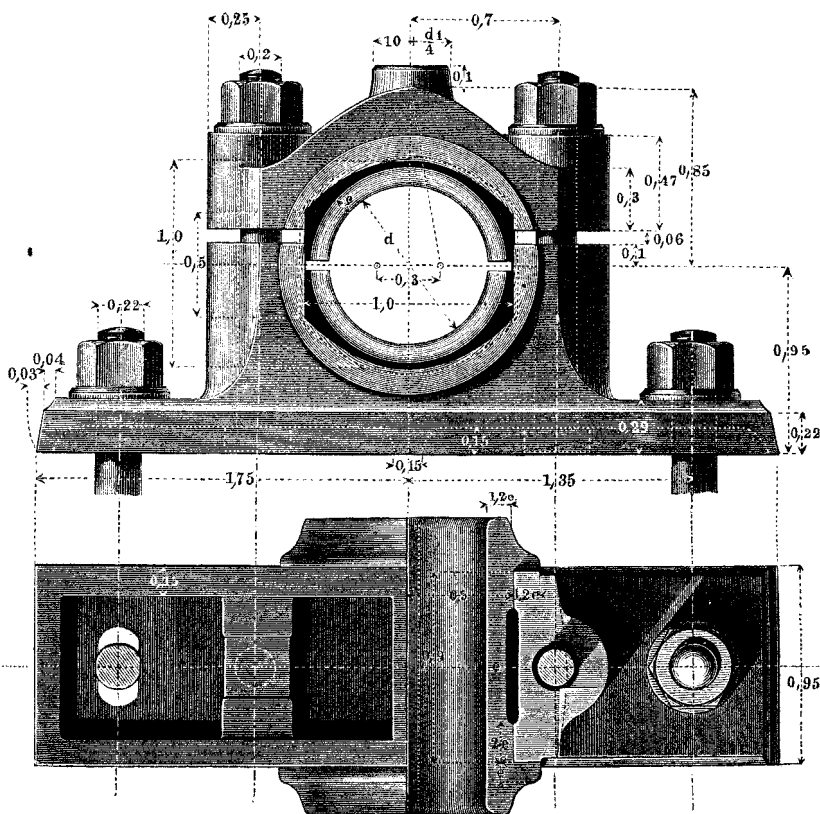
Stehlager.

Folgende Figur zeigt ein stehendes Traglager oder kurz Stehlager für Zapfen von 30 bis zu 200 mm Durchmesser. Lagerkörper und Deckel sind auf den Model d_1 aus (107) bezogen, mit Ausnahme des Oelbehälters auf dem Deckel, welcher bei kleinen Lagern immer noch ziemlich gross ausfallen soll; er geht quer über den Deckel mit der äusseren Breite $0,7d_1$.

Die Schalenlänge hängt von der Länge des Zapfens ab, welche, wie aus §. 90 bekannt, $1,5d$, $2d$ u. s. w. sein kann. Vorliegenden Lager kann gut bis zu $l = 2d$ gebraucht werden; der beiderseits vorstehende Schalenwulst wird nämlich mehr oder weniger vorstehen gelassen, je nachdem der Zapfen bei einem und demselben Durchmesser kurz oder lang ist.

Die Fusschrauben sind etwas stärker genommen, als die des Deckels, da sie stets sehr fest angezogen werden; häufig gehen sie nur durch eine Sohlplatte, vergl. Fig. 297 (a. f. S.), und erhalten dann eine besondere Kopfform, s. §. 105. Behufs Festkeilens des Lager-

Fig. 296.



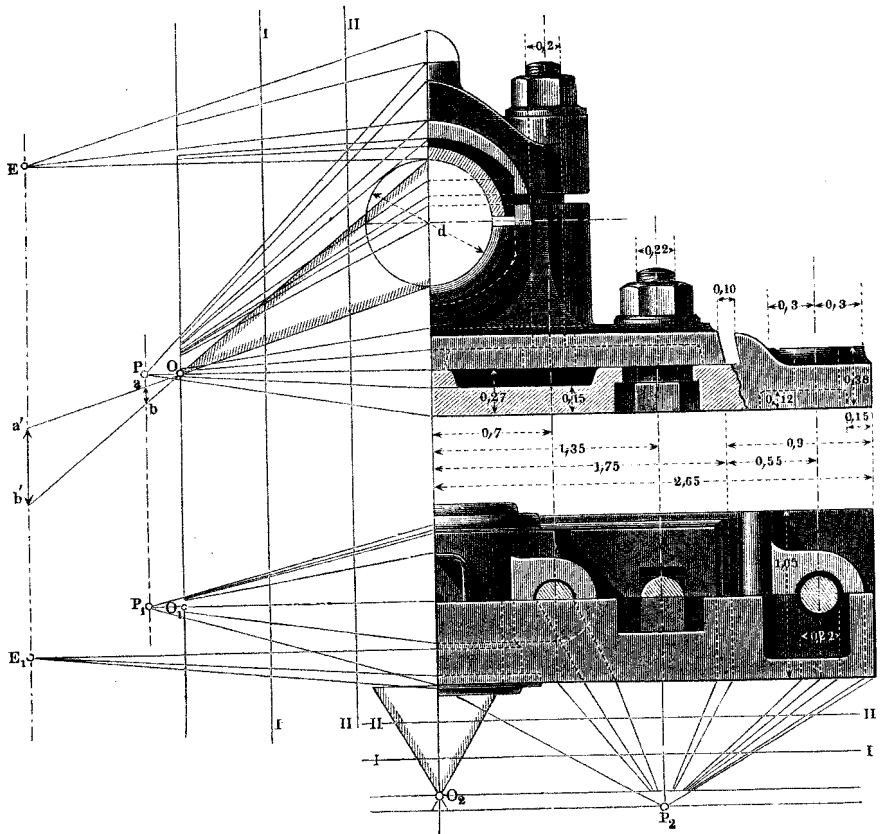
fusses auf letztere sind die seitlichen Fussränder etwas abgeschragt. Die Ausnehmung der Lagersohle erspart einestheils Material und liefert andertheils die nöthigen Arbeitsleisten. Die Fuge zwischen Deckel und Lagerkörper wird bei regelmässiger Betriebe mit Holzscheibchen geschlossen, damit der Deckel fest aufgeschraubt werden darf, ohne den Zapfen zu klemmen. Vielfach werden auch, namentlich bei stark belasteten und wechselseitig beanspruchten Lagern die Schalenfugen fest geschlossen gearbeitet; die Fugenränder werden dann, wenn Nachstellung nöthig wird, abgefeilt.

§. 105.

Proportionsriss des Stehlagers.

Bei den Lagern lässt sich der Proportionsriss gut verwerten. Als Beispiel ist hier das vorhin behandelte Stehlager gewählt*).

Fig. 297.



Die Pole O , O_1 und O_2 gelten für die Zapfendicken d , die Pole P , P_1 und P_2 für die Abmessungen, welche auf den Model

*) Das Haus Escher Wyss in Zürich bedient sich sehr schön angefertigter Proportionsrisse für die Lager, freilich unter Anwendung der geometrischen Proportionalität sämtlicher Abmessungen, also nur eines einzigen Poles, wobei aber immerhin die Methode schon sehr gute Dienste leistet.

$d_1 = 10 + 1,15d$ bezogen sind. d_1 wird $= 0$, wenn $d = (-10) : 1,15 = -8,7$ mm. Es ist deshalb P an die Stelle zu legen, wo die Strahlen Oa und Ob in der vertikalen Richtung um $ab = -8,7$ mm auseinanderstehen. Die Schnitte der Strahlen aus O wie aus P mit den Ordinaten I, II u. s. w. geben die zusammengehörigen Abmessungen an. Die Schalendimensionen müssen einen eigenen Pol erhalten, da sie auf einen anderen Model bezogen sind. Derselbe ist $e = 3 + \frac{7}{100}d$ und wird $= 0$ bei $d = (-3 \cdot 100) : 7 \approx -43$ mm. Wo daher der Vertikalabstand $a'b'$ der Polstrahlen für d die Grösse -43 mm hat, sind die Pole E und E_1 resp. deren Lagenlinie anzubringen. Für den Oelbehälter auf dem Lagerdeckel ist die Abmessung $10 + 0,25 d_1 = 10 + 0,25 \cdot 10 + 0,25 \cdot 1,15 d = 12,5 + 0,29 d$, d. i. $= 4,17(3 + 0,07 d)$ oder $4,17e$. Somit ist E auch Pol für die Weite des Oelbehälters.

§. 106.

Andere Schalenformen.

Häufig findet man die äusseren Bearbeitungsflächen der Schalen anders ausgeführt, als oben angegeben ist, z. B. achtseitig, wie in Fig. 298, oder cylindrisch, wie in den Figuren 299 und 300. Bei

Fig. 298.

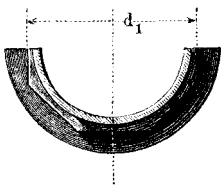


Fig. 299.

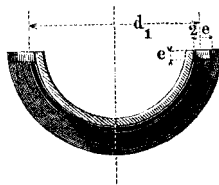
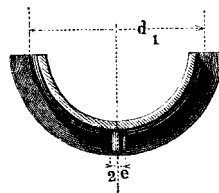


Fig. 300.



den letzteren beiden Formen geschieht das Einpassen in den Lagerumpf bequem auf der Drehbank; doch sind zur Hinderung des Umschleppens der Schalen seitliche Lappen von der Länge $2e$, wie bei Fig. 299, oder abzdrehende Schildzapfen, wie bei Fig. 300 anzubringen und in Lagerrumpf und Deckel einzupassen. Jede dieser Formen hat ihre Vorzüge und ihre Nachteile, so dass eine bestimmte Entscheidung für eine Form als die beste kaum thunlich sein möchte. Die Abänderungen an Rumpf und Deckel, welche die Schalenformen Fig. 299 und 300 erfordern, sind im einzelnen Falle leicht zu machen.

Die Schalen von Weissmetall und ähnlichen Ersatzmitteln der Bronze erfordern eine besondere Behandlung in sofern, als das Weissmetall nicht fest genug ist, um gleich der Bronze ohne weiteres beträchtlichen Kräften ausgesetzt werden zu dürfen; deshalb werden die betreffenden Schalen so ausgeführt, dass eine gusseiserne, manchmal auch bronzene Pfanne ein aus dem betreffenden Metall gebildetes eingegossenes Futter erhält, s. Fig. 301. Vor dem Eingiessen werden die Flächen der Schalenhöhlung abbeizt und verzinnt.

Die Pockholzschalen (vergl. §§. 97 u. 117) müssen sehr einfach geformt werden. Zweckmässig ist die in folgender Fig. 302 angewandte Schalenform, welcher entsprechend übrigens das ganze Lager eine Art von Umformung erfahren muss.

Fig. 303.

Fig. 301.

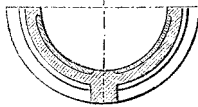
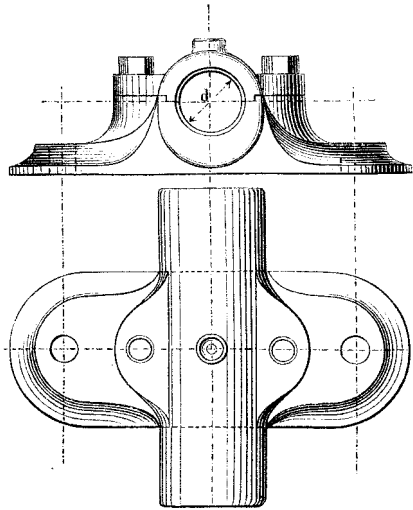
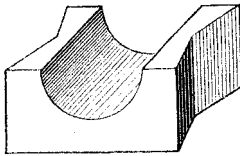


Fig. 302.

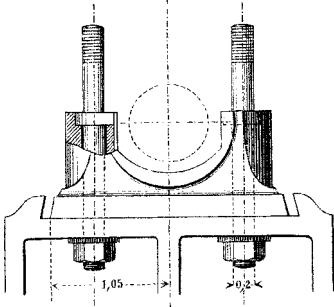


In nordamerikanischen Konstruktionen findet man vielfach weissmetallene Lagerfutter unmittelbar in Lagerkörper und -Deckel eingegossen. Die vorstehende Fig. 303 zeigt ein derartiges Lager, wie es von dem durch seine ausgezeichneten Radgebläse bekannten Fabrikanten Sturtevant in Boston zu Trieb- und Vorgelegewellen benutzt wird. Der Lagerrumpf ist als Oelbehälter vorgerichtet, aus welchem mittelst Dochten dem Zapfen Oel zugeführt wird. Die näheren Details hierzu gibt weiter unten Fig. 324. Es wird ein grosses Längenverhältniss ($l = 4d$) angewandt, um mit recht kleinem Flächendruck arbeiten zu können.

§. 107.

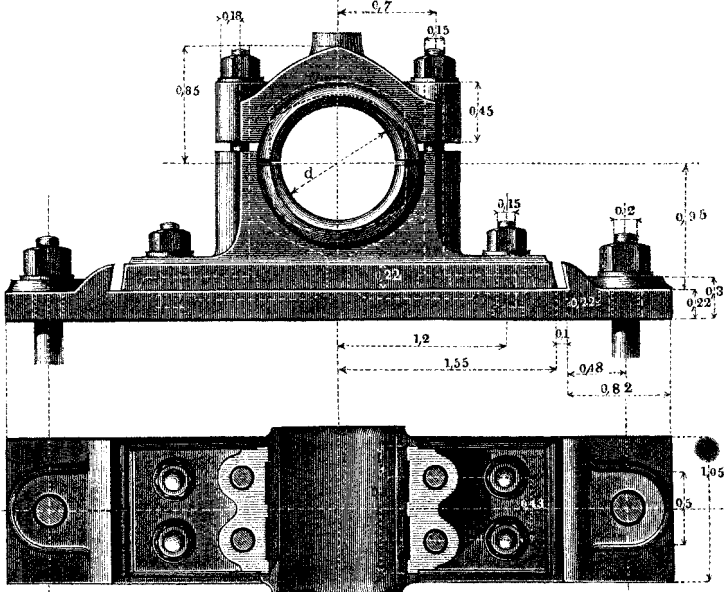
Rumpflager. Grosses Stehlager.

Manchmal zwingt der Raummangel, den Lagerfuss abzukürzen, so dass nur der Rumpf übrig bleibt. Derselbe wird durch die Deckelschrauben auf seine Unterlage geschraubt, indem man diese Schrauben mit einem Zwischenkopf versieht, vergl. auch Fig. 315.



Manche benutzen recht zweckmässig diese Anbringungsart der Deckelschrauben auch für das ausgebildete Stehlager in solchen Fällen, wo der Zapfendruck abwechselnd in die Unter- und Oberschale gerichtet ist, indem dabei der Lagerfuss auch durch diese Schrauben noch gehalten wird. Vergl. §. 88.

Fig. 305 zeigt ein Stehlager für Zapfen von 200 bis 300 mm
Fig. 305.



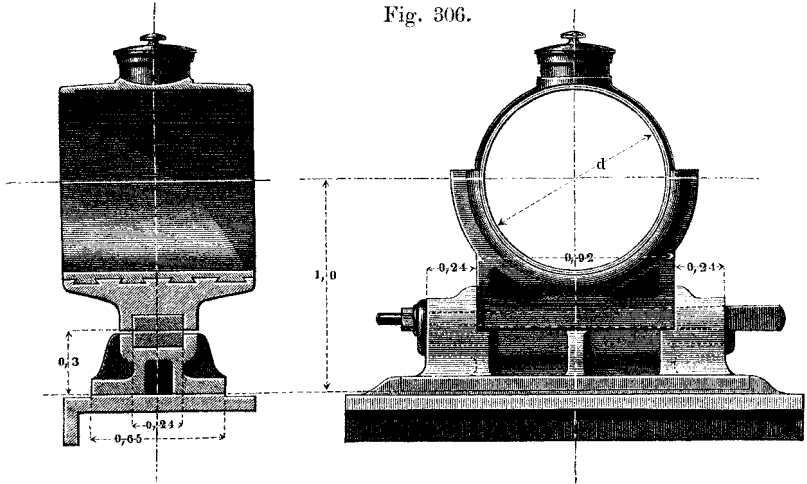
Durchmesser. Es erhält vier Deckelschrauben und eben so viele Fusschrauben, mit denen es auf die für sich befestigte Sohlplatte niedergeschraubt wird. Den Fusschrauben gibt man passend die in Figur 297, §. 105 angegebene Form*), damit man sie bei festliegender Sohlplatte wegnehmen und wieder einbringen kann, während der Lagerfuss im Zustande der Festschraubung dennoch die Schraubenschäfte an Drehungen hindert. Lagerkörper und -Deckel sind hier mehr ausgehöhlt als bei der obigen Konstruktion. Bei den Lagern der Kurbelwellen und anderen, rüttelnden Bewegungen ausgesetzten Lagern ist es gut, den Deckelschrauben Gegenmuttern oder eine anderweite Sicherung (vergl. §. 85) zu geben, damit dieselben nicht losgerüttelt werden können.

§. 108.

Stehlager mit stellbarer Unterschale.

Während man sich in der Regel bei Stehlagern damit begnügt, von Zeit zu Zeit die Unterschale durch Unterlegen, sei es der Pfanne, sei es des ganzen Lagers, zu heben, um die Abnutzung

Fig. 306.



auszugleichen, erweist es sich in manchen Fällen als notwendig, eine ausgebildete Konstruktion zu dieser Hebung anzuwenden. Ein Beispiel wird nützlich sein. Das in vorstehender Figur dargestellte Lager ist einem Schraubenschiff entnommen.

*) Nach Prof. Müller's Angabe.

Der Lagerkörper ist nicht festgeschraubt, sondern ruht, durch den Achsendruck angepresst, auf einem Keilsystem, mittelst dessen er auf Höhe eingestellt und nach eingetretener Abnutzung aufwärts gerückt werden kann. Die Oberschale ist mit Flantschen versehen, durch welche (hier wegglassene) Deckelschrauben in den Lagerkörper gehen. Die Unterschale wird durch ein Weissgussfutter, welches in den Lagerkörper eingegossen ist, gebildet.

§. 109.

Gelenkige Stehlager.

Schon früh ist versucht worden*), die Schale so im Lagerumpf anzubringen, dass sie sich selbstthätig an den Zapfen vollständig anschmiegt oder das Lager, wie man es nennen kann, gelenkig angebracht ist. Man versah zu dem Ende u. a. die Schale mit kugeligter Aussenfläche und den Lagerkörper mit der entsprechenden Höhlung. In Amerika ist diese Bauweise von William Sellers sehr vollständig ausgebildet und für die grosse Praxis durchgeführt worden. Sellers verband zugleich damit noch das Prinzip, einen äusserst geringen Flächendruck zwischen Zapfen und Schale eintreten zu lassen. Er führt dafür an**), dass dadurch die Möglichkeit erzielt werde, ganz gusseiserne Schalen zu benutzen, und lässt zu dem Ende den Flächendruck über 15 Pfund auf den Quadratzoll, d. i. $\sim \frac{1}{95}$ kg auf den Quadratmillimeter nicht hinausgehen***).

*) U. a. durch Bodmer in Manchester, Schönherr in Chemnitz, Stechlin in Thaan, Zimmermann in Karlsruhe.

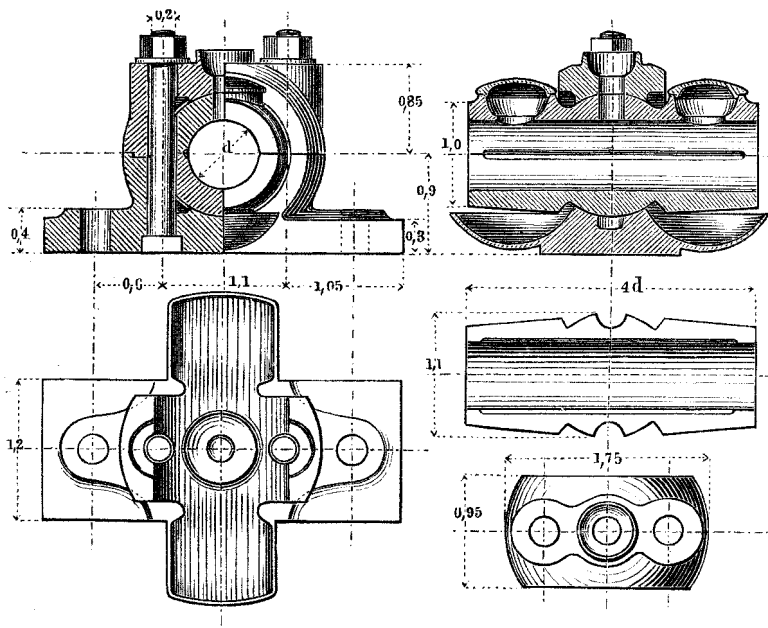
**) Treatise on machine tools etc. as made by W. Sellers & Co., Philadelphia, Lippincott, 1873. S. 161.

***) Als Beispiel für die Haltbarkeit gusseiserner Schalen führt Sellers an, dass eines seiner Lager nach 16jährigem Gebrauch eine, nicht einmal über die Breite der Unterschale ausgedehnte Polirung der letzteren gezeigt habe. Die betreffende Welle machte 50 Umdrehungen minutlich, hatte $4\frac{1}{2}$ Zoll Durchmesser und trug dicht neben dem Lager eine 72zöllige Riemscheibe von 20 Zoll Breite, deren Riemen 52 PS übertrug. Von anderen Ausführungen ist nachgewiesen, dass die Pfannen nach einjährigem Gebrauch noch alle Drehstriche in der Höhlung zeigten. Der geringe Flächendruck vermag das Oel nicht auszupressen, so dass dasselbe, wenn regelmässig ergänzt, immer in zusammenhängender Schicht den Zapfen umhüllt. Der Oelverbrauch ist sehr gering; nach Sellers (a. a. O. S. 171) beansprucht eine Welle von 120 minutlichen Umdrehungen in 6 Monaten $2\frac{1}{2}$ Unzen Oel.

Die Durchführung eines kleinen Flächendruckes ist am wenigsten schwer bei Triebwellen, indem deren Zapfen vorwiegend Halszapfen von verhältnissmässig geringem Druck sind. Hier lässt sich also der in §. 92 erwähnte Vortheil am ersten durchführen*).

Fig. 307 zeigt ein Stehlager von Sellers. Die gusseisernen Schalen haben in der Mitte eine kugelige Erweiterung, welche von zwei Hohlkugelzonen, einer im Rumpf, einer im Deckel, gefasst ist.

Fig. 307.



Das Herumschleppen wird durch seitliche Kerben verhindert, welche sich gegen die Deckelschrauben lehnen. An drei Stellen wird Oel, bezw. Fett**) zugeführt; zwei Tropfschalen, welche mit der

*) Zu welchen unannehmbaren Zapfenabmessungen man hingegen bei den einseitig belasteten Stirnzapfen gelangen würde, wollte man den Sellers'schen Werth $p = 1/95$ bei ihnen durchweg anwenden, zeige ein Beispiel. Für $P = 8000$ kg hat unser schmiedeiserner Stirnzapfen bei einseitiger Belastung nach Tab. §. 91 die Dicke 100, die Länge 150 mm zu erhalten. Für $p = 1/95$ ergibt aber Formel (90) $l:d = 10,56$, und Formel (13) dann $d = 268$, somit $l = 10,56 \cdot 268 = 2830$ mm!!

**) Sellers benutzt eine Mischung von Talg und Oel, welche bei eintretender Erwärmung des Zapfens zu schmelzen beginnt.

Fussplatte aus einem Stück gegossen sind, fangen das etwa abtriebfende Oel auf. Der Model, auf welchen sich mittelst der angegebenen Verhältnisszahlen die Abmessungen beziehen lassen, ist nach Ermittlungen an Originallagern nicht unsere Zahl aus (107), sondern die folgende*):

$$d_1' = 5 + 1,4d. \dots \dots \dots (108)$$

Die Schalenlänge beträgt $4d$. Die von Sellers gewählten Formen sind weich, fliessend und äusserst plastisch, eine Eigenthümlichkeit, welche hohe Sorgfalt in der Modellirung verräth, bei den amerikanischen Ingenieuren aber im allgemeinen beliebt ist. In Deutschland haben die Sellers'schen Lager bereits eine nicht unbeträchtliche Verbreitung gefunden.

Ein anderes, sehr gut gebautes gelenkiges Lager zeigt Fig. 308 (a. f. S.). Es ist dasjenige, welches der oben erwähnte Fabrikant Sturtevant bei den Achsen seiner Radgebläse neuerdings**) zur Anwendung bringt. Auch hier ist $l:d$ sehr gross (vergl. 4. Beispiel §. 91). Die Gelenkigkeit ist dadurch erzielt, dass zunächst das Schalengehäuse auf einem zur Zapfenachse A geschränkten Querzapfen (Gabelzapfen) B ruht, das Gestell oder die Gabel hierzu aber vor dem Festschrauben sich um eine normal zum Gabel- wie zum Hauptzapfen stehende Achse BC einstellen kann. Dem Lagerkörper ist ein Weissmetallfutter eingegossen. Den Druck der Zapfenstirn nimmt ein Spurblock aus Pockholz auf. Ist Abnutzung in der Richtung AA eingetreten, so wird das ganze Lager bei C gelöst und fein nachgestellt. Die Oelungsvorrichtung ist bemerkenswerth, indem für Zu- wie für Abfuhr des Oels ein Behälter angebracht ist.

§. 110.

Dreischalige Stehlager.

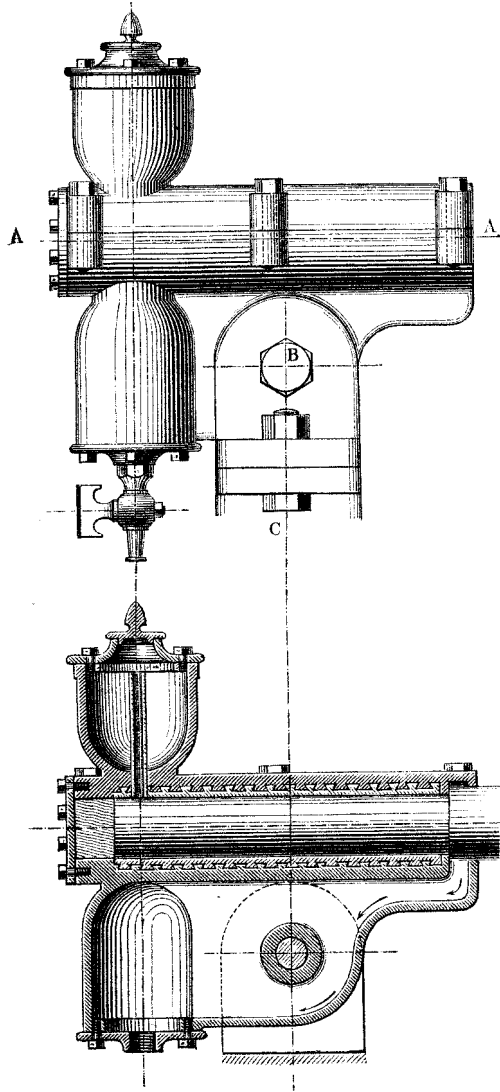
Bei der horizontalen Dampfmaschine und hie und da anderwärts kommen Stehlager vor, in welchen ein Zapfendruck bald nach der einen, bald nach der anderen Seite stattfindet, während eine dritte Pressung, vom Schwungradgewicht z. B. herrührend, fortwährend nach unten gerichtet ist. Man bedient sich hier, weil das vielfach versuchte Schiefstellen der Stehlager dem Uebelstande der Oval-Ausnutzung nur in geringem Maasse abhilft, um die ent-

*) Vergl. Berliner Verhandlungen 1876, S. 89.

**) Seit 1878.

stehenden Abnutzungen gut ausgleichen zu können, gern eines Lagers mit dreitheiliger Schale, von welcher nämlich ein Theil

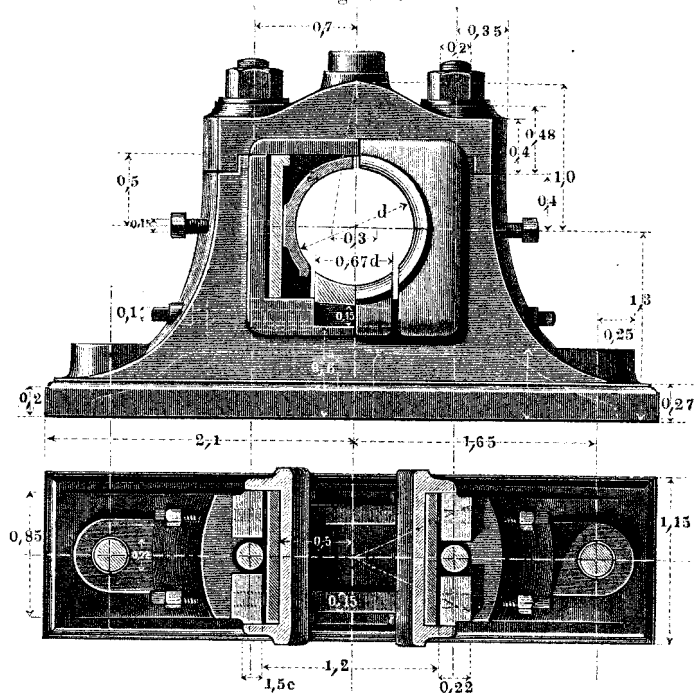
Fig. 308.



den unveränderlichen Vertikaldruck, die beiden anderen den abwechselnd vor- und rückwärts wirkenden Horizontaldruck auf-

nehmen sollen. Ein solches Lager stellt Fig. 309 dar. Model $d_1 = 10 + 1,15d$. Die Sohlshale ruht auf zwei Keilen, welche der Länge nach mit Muttergewinde versehen sind, um mittelst der beiden hineinragenden Stellschrauben an jedem Punkte ihrer Bahn festgestellt werden zu können. Die Flankenschalen werden jede durch zwei stählerne Stellschrauben angeschoben, welche vermittelt

Fig. 309.



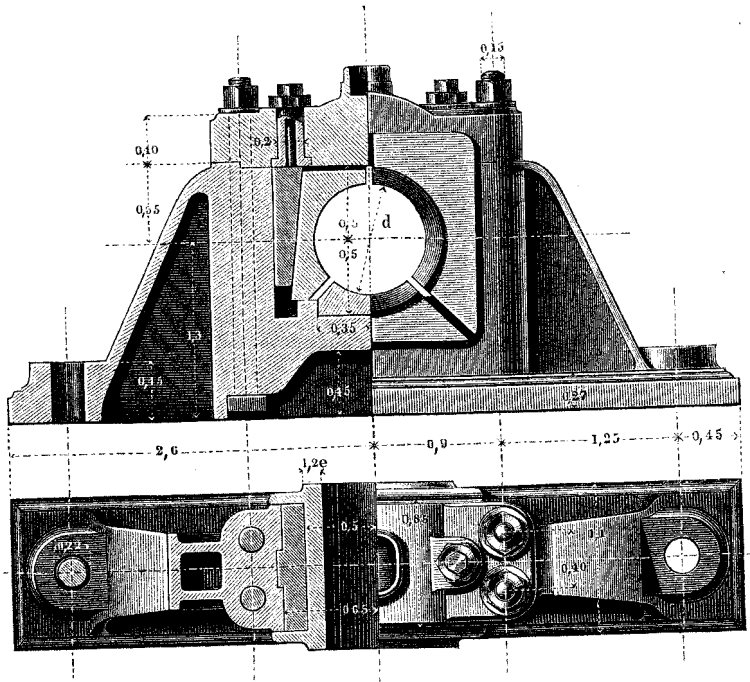
einer schmiedeisernen Druckplatte ihre Pressung abgeben. Behufs etwaigen Herausnehmens der Schalen werden nach abgenommenem Lagerdeckel vorerst die Druckplatten nach oben gezogen, worauf die Schalen genügend zurückgehen, um, vom Zapfen unbehindert, nach oben heraus zu gehen. Die Pressungen auf die Lagerflanken erfordern für dieselben die hier angewandte Verbreiterung des Lagerrumpfes.

Ein anderes Dreischalenlager*) stellt Fig. 310 (a. f. S.) dar. Hier ist die Unterschale unverstellbar, oder muss im Nothfalle durch Unterlegen erhöht werden; die beiden Flankenschalen

*) Einer Dampfmaschine der Soc. Fives-Lilles in Paris entnommen.

werden durch Keile, welche an dem festaufgeschraubten Lagerdeckel hängen, angeschoben. Jeder der Keile endigt nämlich oben in eine Schraube, deren Mutter drehbar im Deckel befestigt ist, und ihrerseits oben in einen Sechseckkopf ausläuft. Mittelst eines hier aufgesetzten Schlüssels wird sie gedreht, und darauf mit der unmittelbar auf dem Deckel aufliegenden Gegenmutter festgeklemmt. Starke seitliche Stützen machen den Lagerkörper geeignet, die Seitenpressungen, welche vom Kollendrucke herrühren,

Fig. 310.

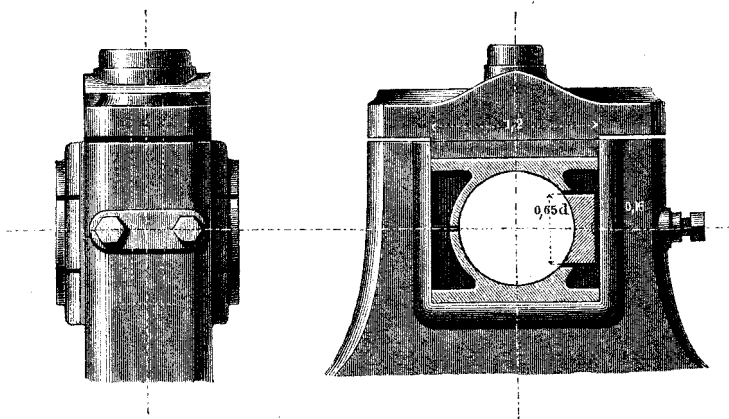


aufzunehmen. Häufig ist (wie auch im Original der Figur) der Lagerkörper mit dem Maschinenrahmen zusammengewossen.

Ein drittes, leicht ausführbares Dreischalenlager (Gebrüder Schultz in Mainz) zeigt Fig. 311. Es dient in solchen Fällen, wo ausser regelmässigen Vertikalpressungen nach unten und oben eine beständig wirkende Seitenkraft auf den Zapfen wirkt. Letztere würde bei einem gewöhnlichen Stehlager in der Fugenrichtung eine nicht ausgleichbare Abnutzung herbeiführen; hier wird dieselbe durch Anpressen der kleinen Seitenpfanne unschädlich gemacht.

Für kleine stehende Lokomobilen mit seitwärts wirkendem Riemenzug ist das vorliegende Lager empfehlenswerth.

Fig. 311.

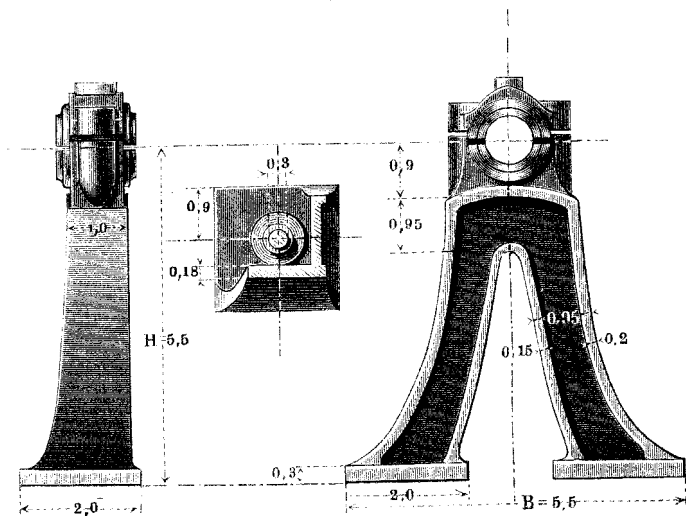


§. 111.

Bocklager.

Stehlager, deren Lagerkörper nicht an die Fussplatte herangedrängt, sondern in der Höhenrichtung entwickelt ist, werden Bocklager genannt. Das in Fig. 312 dargestellte ist aus Fig. 296

Fig. 312.

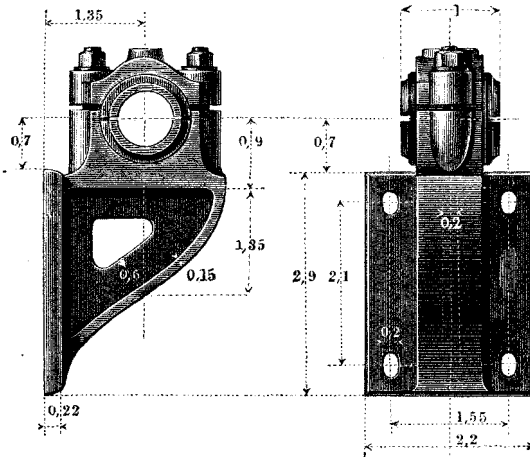


abgeleitet. Die Form des Bockgestelles findet sich in mannigfachen Abänderungen in der Höhe sowohl als in der Form vor. Die Gesamtbreite des Fusses ist hier gleich der Bockhöhe gemacht, so dass die Endpunkte der Sohle und der Scheitel des Gestelles in den Ecken eines gleichseitigen Dreieckes liegen. Dennoch erscheint das Fussgestell, und zwar in Folge der Einziehung der Schenkelprofile, verhältnissmässig schlank.

§. 112.

Wandlager.

Das Wandlager, Fig. 313, ist aus dem Stehlager, Fig. 296, insofern abgeleitet, als der Lagerrumpf hier ganz wie dort gebaut Fig. 313.



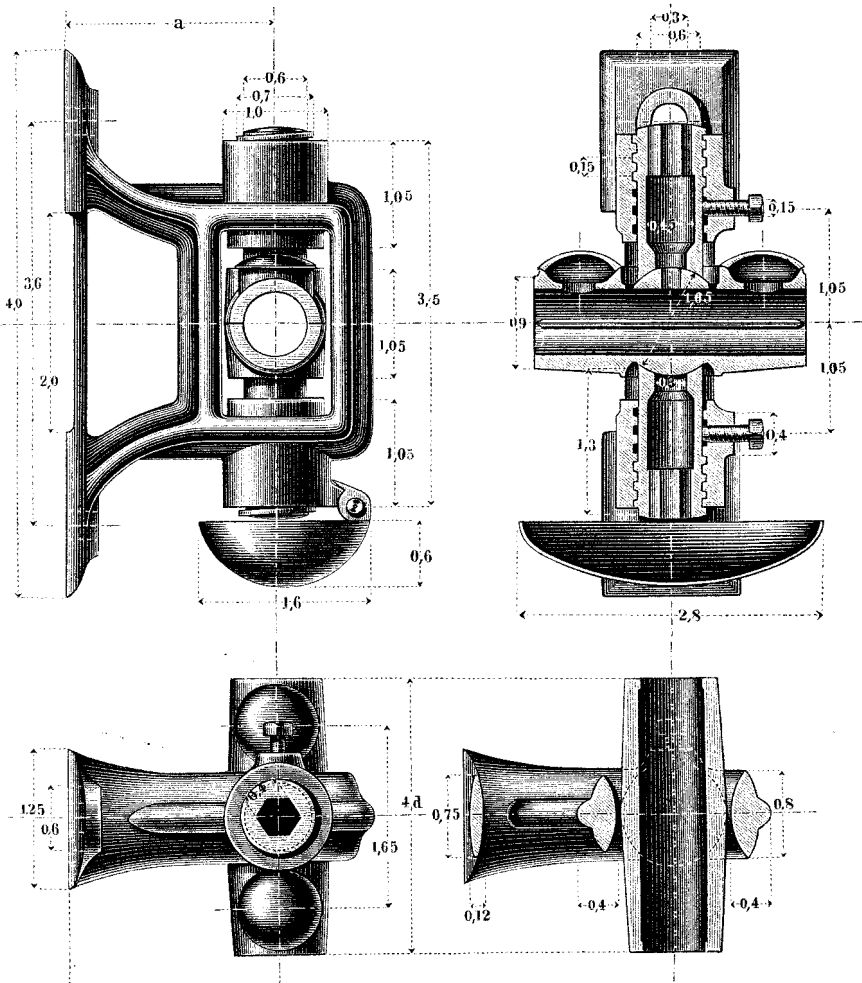
ist. Die Befestigungsplatte dagegen steht hier senkrecht zur Schalenfuge und parallel zur Zapfenachse und breitet sich zu einer Seite der Fuge aus, wobei der Lagerkörper eine Konsolform bekommt.

Der Lagerdeckel erhält dasselbe Modell, wie das Stehlager von demselben Zapfendurchmesser; das nämliche gilt von den Schalen. Die Deckelschrauben sind mit Gewinde eingesetzte oder durch Keile gehaltene Schraubstifte, vergl. Fig. 228 und 229, §. 83. Modell d_1 nach (107).

Bei Ausführungen für die grösseren Zapfendurchmesser gebe man der Ausbrechung der Mittelwand eine verstärkende oder bes-

ser gesagt nur verzierende Umsäumung von $0,1 d_1$ Dicke und $0,4 d_1$ Breite, letztere in der Richtung der Zapfenlänge gemessen. Die Wandplatte ist auf ihrem Rücken um $0,03 d_1$ viereckig ausgehoben.

Fig. 314 zeigt ein gelenkiges Wandlager von Sellers. Hier sind
Fig. 314.



die gusseisernen Schalen leichter gebaut, als beim Stehlager, auch in Mitte der mit einem cylindrischen Querstück versehen, welches

die Kugelzonen umgibt; am wesentlichsten aber ist die Abweichung, dass die Schalen im Lagerkörper auf- und niedergestellt werden können. Die beiden aus der Figur deutlich erkennbaren Stellkolben oder Schraubkolben haben ein ganz seichtes angegossenes Trapezgewinde. Auch das Muttergewinde in den Dillen des Lagerkörpers ist eingegossen. Abgedreht ist aber der leere Kerncylinder bei den Stellkolben und ausgedreht der entsprechende innere Gewindecylinder bei den Dillen. Hierdurch ist bei einfacher Herstellungsweise eine sichere Senkrechtführung der Stellkolben bedingt. Jeder der Stellkolben ist mittelst einer Sicherungsschraube feststellbar. Durch die Höhlung des oberen Stellkolbens kann das Rohr eines selbstthätigen Oelers eingesetzt werden. Die Ausladung a hat Sellers für die Lager von $d = 45$ bis 100 mm konstant und zwar ≈ 150 mm ausgeführt. Die Eleganz der Formgebung wird aus der Hauptfigur weniger ersichtlich, als aus dem Horizontalschnitt unten rechts.

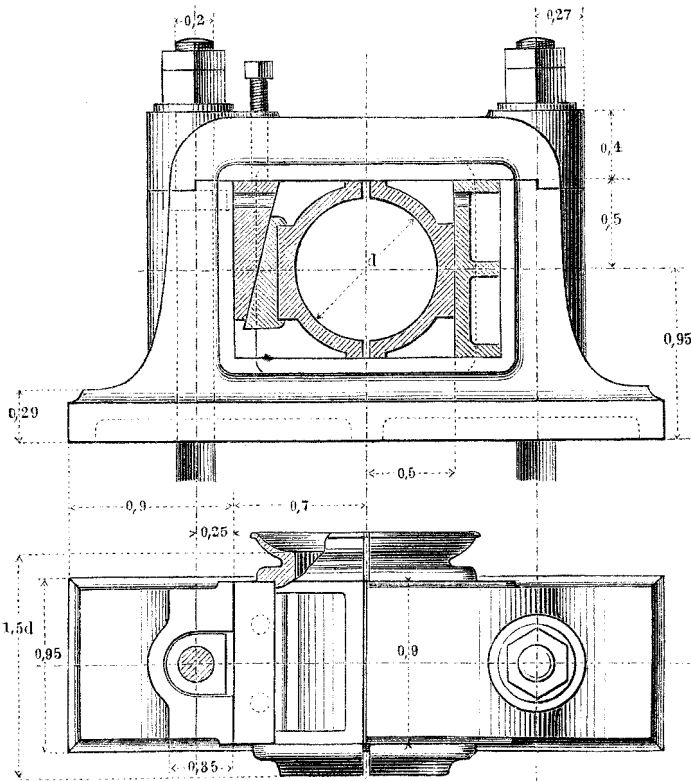
§. 113.

Gabellager.

Für die Halslager stehender Wellen kann unter Berücksichtigung der Abnutzungsrichtung ein Wandlager Anwendung finden. In Lagerstühlen, wo der Raum immer mehr oder weniger knapp ist, lassen sich die beiden vorstehenden Lager nicht bequem verwenden, das erstere, weil es nicht symmetrisch zur Schalenfuge gestaltet ist, das andere wegen seiner allgemeinen grossen Ausdehnung. Es ist daher ein gedrängt gebautes symmetrisches Lager, dessen Schalenfuge senkrecht zur Befestigungsfläche steht, oftmals erforderlich. Eine solche Konstruktion stellt das in Fig. 315 abgebildete Gabellager dar. Der Deckel bildet hier mit dem Körper einen festen Rahmen, innerhalb dessen die bronzenen Pfannen einstellbar und in der Querrichtung nachstellbar sind. Hier ist nur auf Nachstellung in einer Richtung gerechnet. Soll beiderseitige Nachstellung stattfinden, so wird die gusseiserne Zulage durch eine Keilvorrichtung gleich der links angebrachten ersetzt. Nach Wegnahme des Deckels kann man die Zulage und die Keilvorrichtung leicht herausnehmen, dann aber die Welle so viel zur Seite drücken, dass die Pfannen sich leicht herausziehen lassen. Die Deckelschrauben haben Zwischenköpfe und dienen demnach gleichzeitig zum Aufschrauben des Lagerrumpfes auf dessen Unterlage.

Model für die Abmessungen ist die Einheit $d_1 = 10 + 1,15 d$ aus (107)*).

Fig. 315.



§. 114.

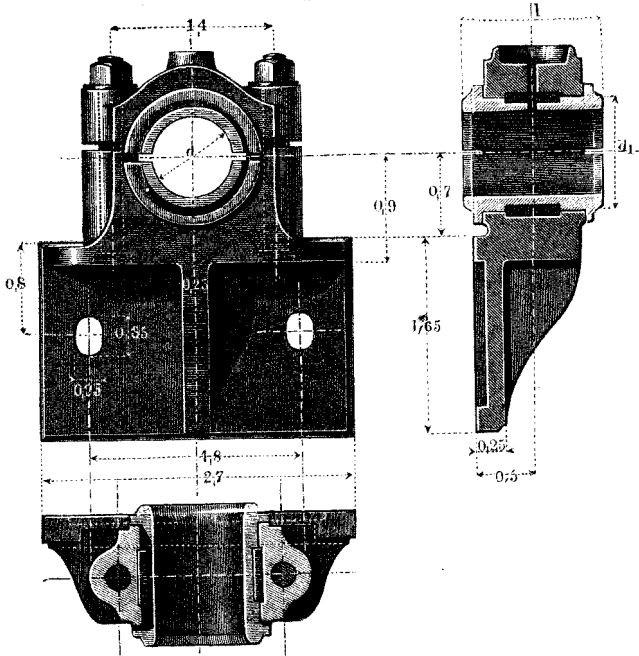
Stirnlager.

Fig. 316 (a. f. S.) zeigt ein aus dem Stchlager Fig. 296 abgeleitetes Stirnlager. Die Deckelschrauben werden von unten ein-

*) Ein dem obigen verwandtes Halslager, bei welchem die Nachstellung durch Stellschrauben geschieht, siehe Engineers and Machinists Assistant, London 1854, Tafel I.

geschoben, was ihre Anbringung und Wegnahme sehr bequem macht. Bei Annahme von nur zwei Befestigungsschrauben für die Wandplatte ist vorausgesetzt, dass diese Platte seitlich zwischen Keilen liege und auch in der Richtung von oben nach unten noch gestützt sei, was in der Regel geschehen kann (vergl. das folgende Kapitel).

Fig. 316.



In Fällen, wo solches nicht auszuführen ist, empfiehlt es sich, vier Schrauben für die Platte anzuwenden.

Ein anderes Stirnlager zeigt uns in kleiner Seitenansicht Fig. 317. Es ist aus dem Gabellager abgeleitet und kann manchmal gute Dienste leisten, vergl.

Fig. 317.

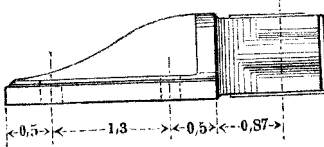


Fig. 353, §. 126, hat indessen nicht die grosse Anwendbarkeit der vorigen Konstruktion. Die Deckelschrauben sind mit Köpfen versehen und eingeschoben. Aus Wandlager und Stirnseitenlager lassen sich dadurch, dass man die Befestigungsplatte weit von der Schale abbrückt, noch andere Lagerformen bilden, die unter dem Namen Armlager nicht selten für

einzelne Zwecke in der Praxis angewandt werden; indessen immerhin als Einzelkonstruktionen anzusehen sind.

§. 115.

Hänglager.

Aus dem gewöhnlichen Stehlager wird gemäss §. 103 ein Hänglager, sobald der Zapfendruck in die Deckelschale gerichtet ist. Ist der betreffende Zapfen ein schmiedeiserner Stirnzapfen von der in §. 91 angegebenen Belastung, so sind die Deckel- und Fusschrauben nicht stark genug mit den durch die Verhältnisszahlen aus der Bezugeinheit zu ermittelnden Abmessungen. Dasselbe gilt vom Deckel und Lagerfuss. Um brauchbare Abmessungen zu erhalten, kann man folgendermaassen verfahren. Man konstruire die Schale wie bisher nach den Einheiten $d_1 = 10 + 1,15 d$ und e , alle übrigen Profilabmessungen aber unter Beibehaltung der Verhältnisszahlen nach dem Model

$$d_1'' = 10 + 1,75 d \dots \dots \dots (109)$$

Trägt ein Stehlager mit Deckeldruck einen Halszapfen, so ermittle man, ob die durch die Einheit nach (107) gelieferten Schraubendicken ausreichen, d. h. so gross ausfallen, wie die aus (109) hervorgehenden, in welcher Formel dann d die Dicke des dem Halszapfen gleichwerthigen Stirnzapfen bezeichnet.

Beispiel. Einem Druck von 8000 kg entspricht nach Tab. §. 91 ein schmiedeiserner Stirnzapfen von 100 auf 150 mm. Soll der Druck in den Lagerdeckel gerichtet sein, so ist für die Abmessungen ausserhalb der Schale die Einheit $d_1'' = 10 + 1,75 \cdot 100 = 185$ mm zu Grunde zu legen. Sie ergibt z. B. für die Deckelschraubendicke $0,2 \cdot 185 = 39 \sim 40$ mm. Ein Wellenhals von 170 mm für denselben direkten Lagerdruck erforderte für das Lager die normale Einheit $d_1 = 10 + 1,15 \cdot 170 = 206$ mm, was 185 mm weit übertrifft, demnach auch bei normal ausgeführtem Lager cerstattet, den Druck in den Lagerdeckel zu richten.

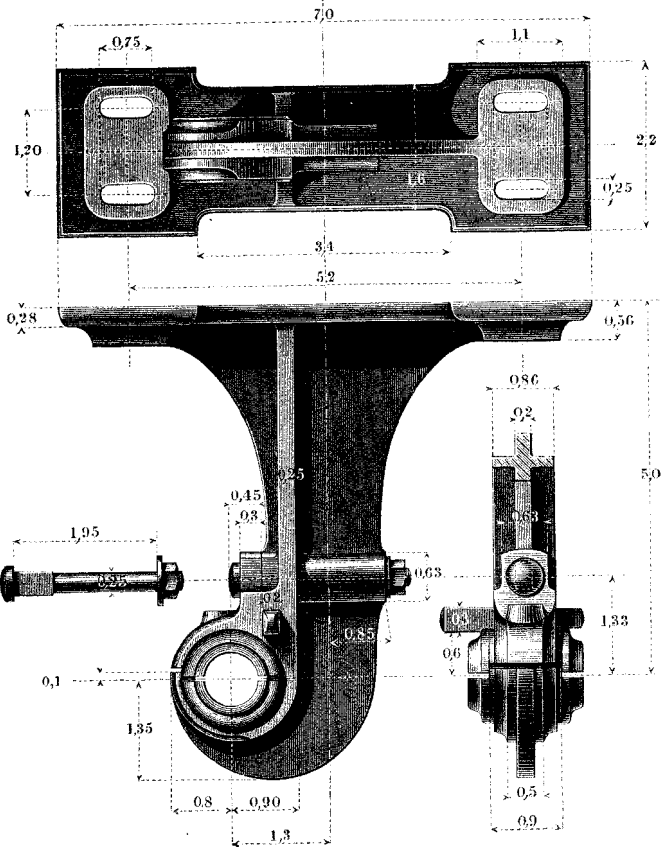
Sellers verwendet ein kurzes Hänglager, welches im allgemeinen die Formen und Abmessungen des gleichwerthigen Stehlagers besitzt, nur werden die Schalen um 180° gedreht und die Tropfschalen dem Deckel statt dem Rumpf angegossen*). In der weitaus grössten Zahl von Fällen bedarf es bei den Hänglagern eines weit grösseren Abstandes zwischen Zapfenachse und Befestigungsfläche, als die Stehlager bieten, weshalb sich die Hänglager-

*) Vergl. die angeführte Stelle in den Berl. Verhandlungen.

konstruktionen vorzugsweise unter Zugrundelegung eines ausgebildeten Lagerkörpers entwickelt haben.

Nach der Zusammensetzung seines Lagerkörpers heisst das hierfolgende hängende Traglager Rippenhänglager, Fig. 318. Es

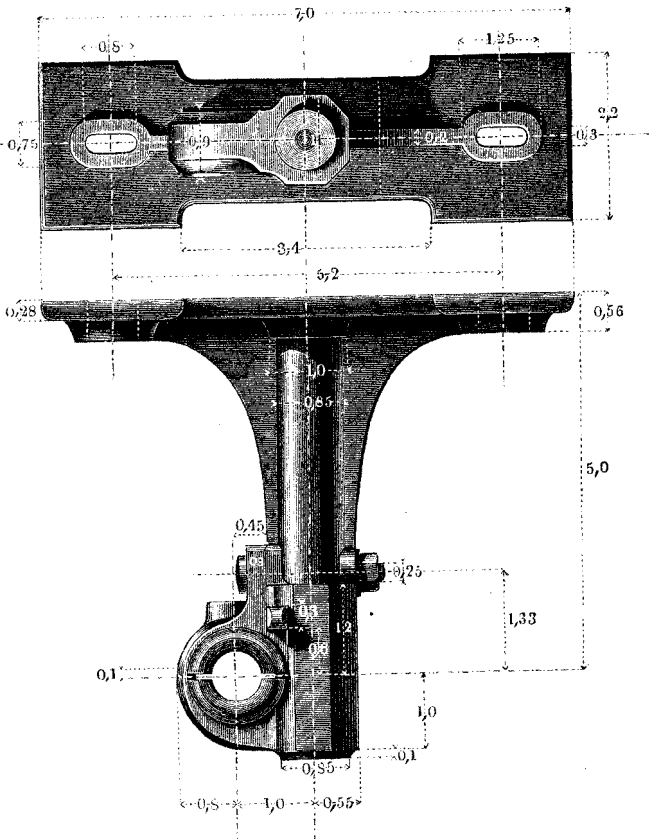
Fig. 318.



trägt die Schale in einem hakenförmigen Untertheil; erstere ist eingerichtet wie bisher; der Deckel wird mit einem Keil angetrieben und durch die darüber liegende Klemmschraube in der gewünschten Stellung festgehalten. Bei den Zapfendurchmessern unter 50 mm genügt an jeder Seite der Befestigungsplatte eine einzige Schraube, welche man alsdann $0,3 d_1$ dick nehme; die Schraubendillen auf der Unterseite der Platte, welche hier behufs Materialersparnis ausgehöhlt sind, werden dann entsprechend verändert.

Bei dem Säulenhänglager, Fig. 319, ist die Hauptanordnung ganz wie im vorigen Falle, nur ist der Lagerkörper, dessen Hauptform dem Lager den Namen gibt, anders gestaltet. Die Säule ist hohl und hat innen $0,55 d_1$ Durchmesser. Bei grösseren Zapfen-

Fig. 319.



dicken wende man, wie in Fig. 318, vier Befestigungsschrauben statt deren zwei an.

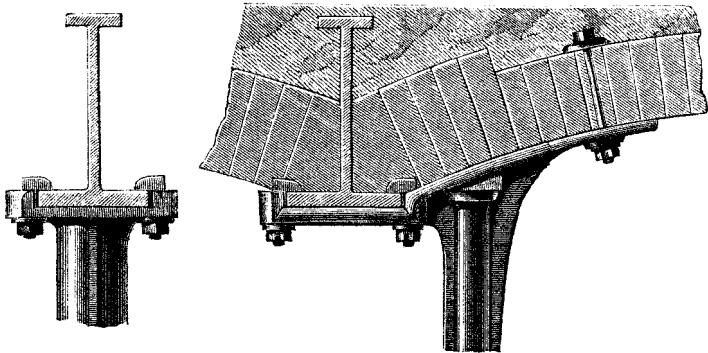
Die an Holzdecken zu befestigenden Hänglager werden meist nicht unmittelbar an die Deckenbalken, sondern auf zwischengelegte Querhölzer geschraubt; diese dienen gleichzeitig dazu, den Lagern die gewünschten Deckenabstände zu geben. Lässt sich damit die passende Höhe nicht erzielen, so ist selbstverständlich dem Lager eine andere Höhe zu geben.

Sind die Hänglager an feuersichere, d. i. aus eisernen Trägern mit zwischengespannten Wölbungen konstruirten Decken zu befestigen, so muss die Kopfplatte entsprechend umgestaltet werden. Eine praktische Befestigung ist die mit Hakenschrauben, Fig. 320.

Die Schrauben, hier vier an der Zahl, gehen durch Dillen, welche der Kopfplatte des Lagers seitlich angegossen sind; diese Befestigungsart vermeidet jede Schwächung des Trägers. Die an der Kopfplatte noch angebrachten Randleisten ermöglichen das Einstellen des Lagers durch Keile. Bei der Anordnung in Fig. 321,

Fig. 320.

Fig. 321.



welche Fairbairn angibt, läuft die Wellenachse parallel dem Träger, während sie vorhin normal dazu lief. Die Befestigung des Lagers an Träger und Gewölbe zugleich ist zwar etwas umständlich, indem sie die Zugänglichkeit der äusseren Wölbungsfläche voraussetzt, aber auch sehr sicher. Der Träger wird auch hier nur mit Hakenschrauben und Keilung erfasst, nicht aber durch Bohrung geschwächt.

§. 116.

Gelenkige Hänglager.

Das am häufigsten angewandte der Sellers'schen gelenkigen Lager ist das Hänglager Fig. 322. Die Schalenaufstellung mit Stellkolben und Zubehör ist wieder ganz so beschaffen, wie beim Wandlager, Fig. 314. Deutlich erkennbar wird hier auch die Anbringung der Tropfschale, deren an beiden Enden verdickter Splint leicht seitlich herausgezogen werden kann.

Der Deckenabstand a ist hier $= 3,5 d_1'$ gemacht; er wird in einzelnen Fällen nach Bedürfniss grösser zu nehmen sein. Auch dieses Lager hat bei Sellers eine ausserordentlich sorgfältige Modellirung erfahren, welche durch unsere kleine Figur nur äusserst unvollkommen wiedergegeben wird.

Fig. 322.

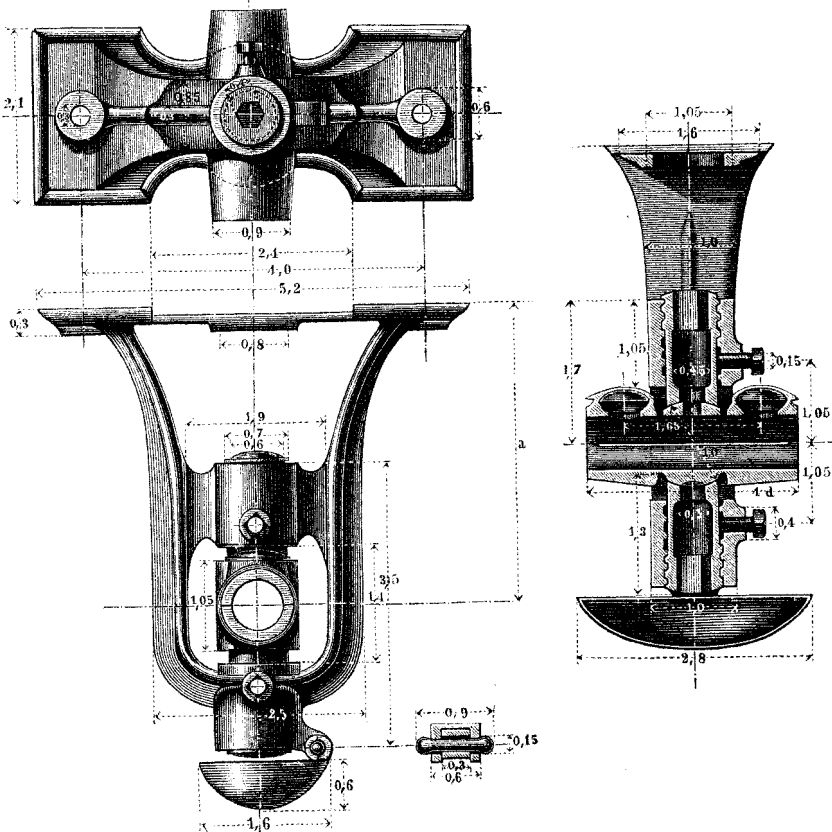
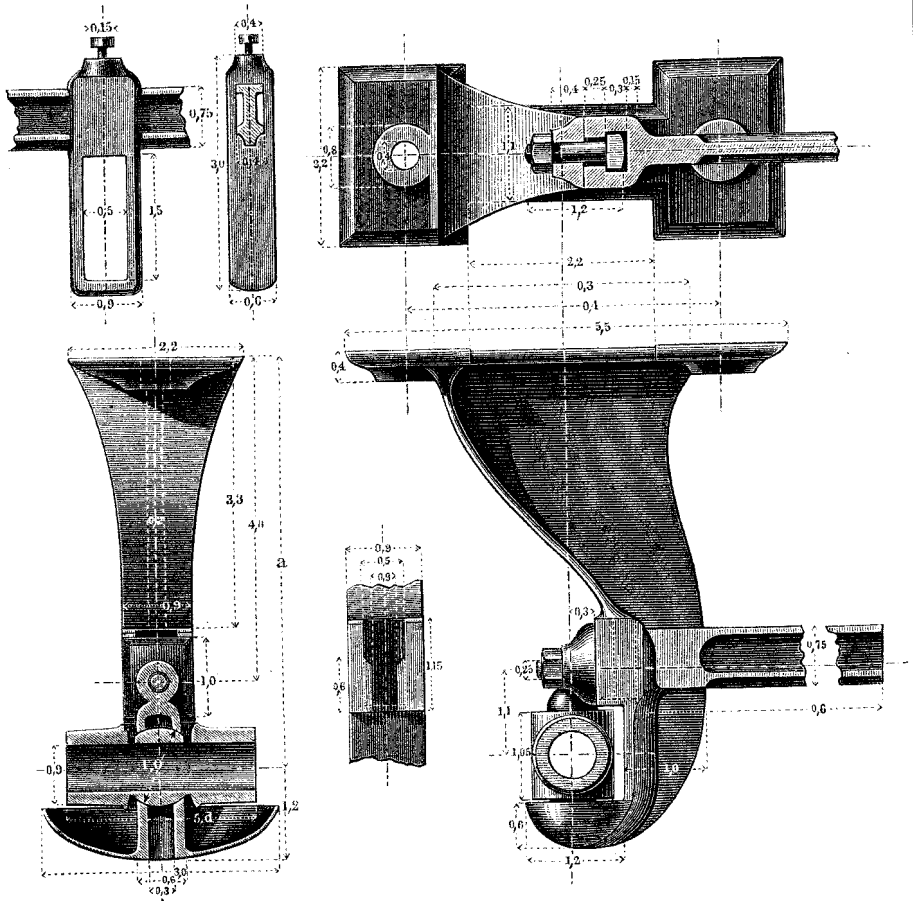


Fig. 323 (a. f. S.) Sellers'sches Hänglager für Vorgelegewellen. Hier ist das Einlegen der Welle von der Seite vorgesehen, zugleich aber auf die verschwindende Kleinheit der Abnutzung so weit gerechnet, dass die Schale nicht zweitheilig, sondern als geschlossene Büchse ausgeführt ist. Der mittelst einer Schraube aufgeklebte Deckel hält den Schalenkörper nieder. Die Tropfschale ist mit dem Lagerkörper zusammengegossen; zweckmässig wäre die An-

bringung eines Abzapfhahns an derselben, wie man ihn an manchen Lagern jetzt findet. Unsere Figur zeigt noch den mit dem Lagerkörper verbundenen Arm zur Aufnahme einer Riemenführerstange.

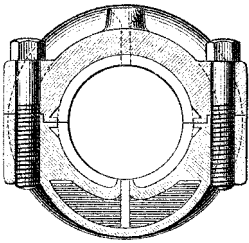
Sturtevant benutzt für die Deckenvorgelege zu seinen Radgebläsen ebenfalls Hänglager mit Kugelenk. Sie sind von etwas

Fig. 323.



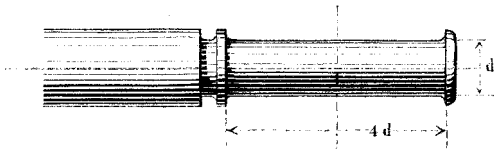
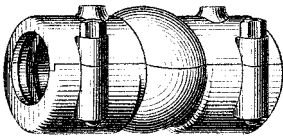
anderer Bauart als die vorbeschriebenen. Fig. 324 zeigt die Schalen in Durchschnit und perspektivischer Ansicht. Der Durchschnit lässt das Weissmetallfutter und ausserdem die Anordnung der beiden Oelkammern erkennen, aus welchen mittelst steifer Heberdochte dem Zapfen Oel zugeführt wird. Die äusseren Enden der Schalenbüchse bilden Tropfschalen, innerhalb welcher sich beide

Fig. 324.



Zapfen-Anläufe bewegen. Der Anlauf an der Zapfenwurzel muss deshalb, wie Fig. 325 zeigt, freiliegend angebracht sein. Wie man sieht, handelt es sich um einen Stirnzapfen; der Flächen-druck, welchem derselbe ausgesetzt wird, ist wiederum so klein gewählt, dass die Abnutzung unerheblich ausfällt.

Fig. 325.

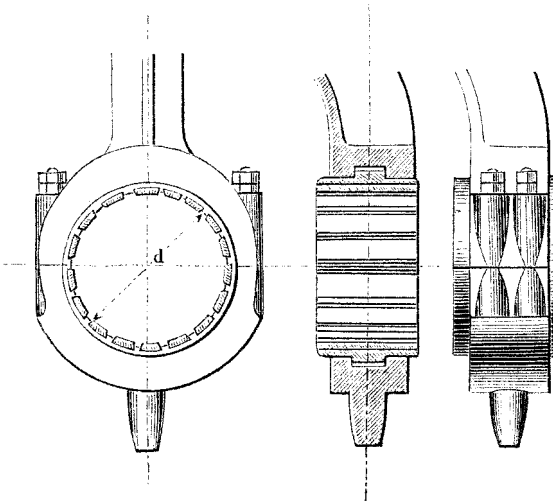


§. 117.

Einige besondere Traglager.

Bei Schraubendampfern, deren Triebsschraube zum Aufholen eingerichtet ist, werden Traglager, welche vollständig von Wasser

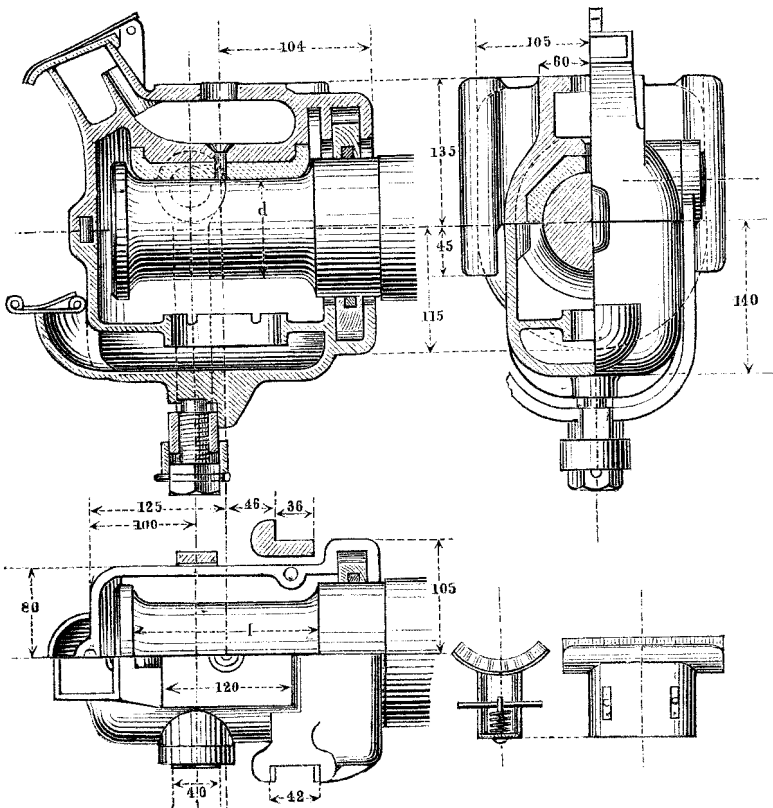
Fig. 326.



umspült sind, angewandt. Nach Penn's Vorgang wendet man hier Lager mit Holzschalen an, welche sich vorzüglich bewähren. Als Beispiel ist in Fig. 326 (a. v. S.) ein von Ravenhill & Hodgson konstruirtes Lager dargestellt. d beträgt bei der Ausführung 489 mm. Lagerrumpf und Deckel bestehen aus Bronze; die Schalen sind durch Cylinderausschnitte aus Pockholz gebildet und in ein besonderes Futter eingesetzt. Der Zapfen am Fuss des Lagerumpfes weist dem letzteren beim Niedersinken des die Schraube tragenden Lagerstuhls seine Stelle am Hinterstevan bzw. Sternpfosten an.

Auf den preussischen Staatsbahnen sind seit Kurzem Normalkonstruktionen für die Achsbüchsen eingeführt und zwar zwei Arten, die eine für Bronzefpannen, die andere für Weissmetallpfannen eingerichtet. Von der letzteren Konstruktion gibt Fig. 327 einige

Fig. 327.



Hauptansichten und Schnitte, sowie einige wichtige Abmessungen. Das Lagergehäuse besteht aus zwei Haupttheilen, dem Rumpf und dem Unterstück, beide enthalten eine Oelkammer mit Schauöffnung und Staubdeckel. Die Fuge zwischen Rumpf und Unterstück liegt in der horizontalen, durch die Zapfenachse gehenden Ebene; vor gegenseitigen Querverschiebungen schützen drei Dübel. Zur Verbindung des Ober- und Unterstückes dient ein schmiedeiserner Tragbügel mit Druckschraube, über deren Kopf eine innen sechskantige Sicherungsbüchse gestreift ist.

Die Weissmetallpfanne wird in den Rumpf um den eingelegten Zapfen eingegossen; sie wird nachträglich mit Schmierrinnen, die hier nicht eingezeichnet sind, reichlich versehen. Zum Abschluss des Lagers an der Zapfenwurzel dient ein hölzerner Staubfänger, der mit einem Filzring ausgelegt ist. Wie ersichtlich, ist sowohl Ober- als Unterschmierung angewandt. Erstere dient wesentlich dazu, bei stattgehabter Erhitzung des Zapfens denselben reichlich nachölen zu können, ihn übrigens auch mittelst eines Heberdochtes für gewöhnlich etwas zu schmieren. Immerhin geschieht die Hauptzuführung von Oel durch die Unterschmierungs- vorrichtung, ein durch zwei Federn angepresstes, auf ein Blechgestell aufgesetztes Borstenkissen, welches mehrere in den Oelbehälter eintauchende Saugdochte an sich trägt. Das Schmierkissen ist unten rechts in unserer Figur besonders abgebildet.

Um der Lagerschale zu gestatten, sich stets an den Zapfen anzuschmiegen, wenn die Achse auch eine schiefe Richtung gegen die Achsbüchsenhalter annimmt, ist letzteren ein gewisser Spielraum zwischen den Führungsleisten gestattet, wie der Grundriss erkennen lässt, indem die dem Lager angegossenen Leisten unten (bis zu einer Höhe von 36 mm oberhalb der Fuge) parallel stehen, von da ab bis oben aber von 36 auf 42 mm divergiren.

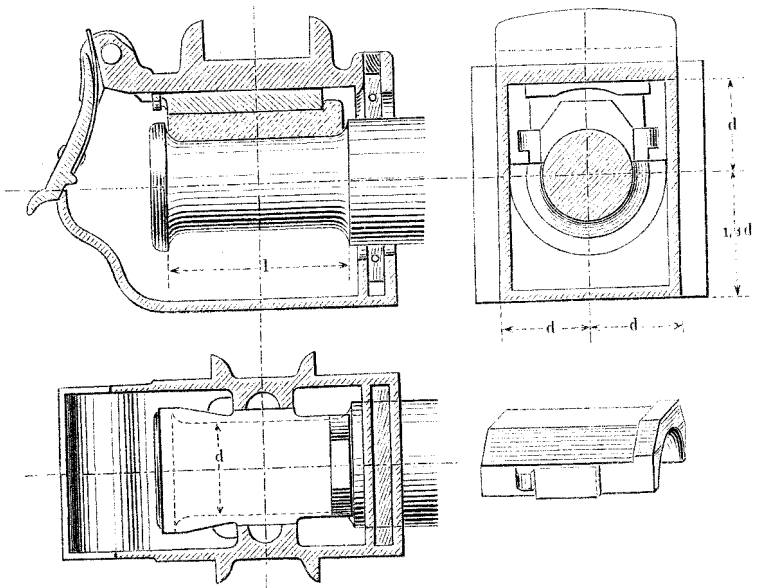
Hinsichtlich der Zweckerfüllung darf die vorliegende Konstruktion als eine recht vollkommene bezeichnet werden. Fraglich bleibt, ob man nicht mit einfacheren Mitteln hätte zum Ziele kommen können*).

*) Die Achsbüchsen der Eisenbahnwagen geben ein Beispiel ab, von welcher wirthschaftlichen Bedeutung die konstruktive und technologische Einfachheit eines Maschinenelementes sein kann, indem nach den Angaben auf S. 252 Preussen bereits im Jahre 1877 über 315 000 Achsen, d. i. über 630 000 Achsbüchsen, besass. Die Umwandlung aller in die Normalkonstruktion wird also ein Kapital beanspruchen, bei welchem jeder Pfennig in den Herstellungskosten schon eine bedeutende Rolle spielt.

Die zweite preussische Normalkonstruktion unterscheidet sich von der ersten durch Rumpf und Pfanne. Letztere ist aus Rothguss hergestellt und hat quer über ihrem Rücken einen Halbzapfen, welcher in einer entsprechenden Auskehlung im Lagerrumpfe gelagert ist und somit die erforderliche Gelenkigkeit herbeiführt. Die Führungsleisten bedürfen deshalb des vorerwähnten Spielraumes nicht und haben durchweg den Abstand von 36 mm. Das Unterstück des zweiten Normallagers ist demjenigen des ersten gleich.

Fig. 328 zeigt das amerikanische Normallager. Dasselbe ist wesentlich aus der älteren Konstruktion von Lightner*) hervor-

Fig. 328.



gegangen. Es ist bloss auf Unterschmierung eingerichtet, soll aber zugleich gestatten, auf der Strecke in kurzer Zeit eine Schale auszuwechseln zu können. Das Lagergehäuse besteht aus einem Stück und ist ungemein einfach gestaltet; ein grosser Deckel macht dasselbe von aussen zugänglich. Behufs des leichten Auswechslens der (aus Rothguss hergestellten) Lagerschale ist diese in eine Zulage mit prismatischer Bettung eingelegt, welche, ähnlich der bei Fig. 315 beschriebenen, nach ihrer Entfernung das Wegziehen der Lagerschale gestattet. Die Zulage, welche (nicht immer) auf ihrer

*) S. Heusinger, Schmiervorrichtungen. Wiesbaden 1864, S. 88.

Oberseite der Gelenkigkeit wegen etwas gewölbt ist, wird im Betrieb von zwei kleinen Nasen am Herausgleiten gehindert. Soll sie herausgezogen werden, so wird mit der Winde etwas angehoben. Das Auswechseln einer Schale auf der Strecke geschieht in wenig Minuten.

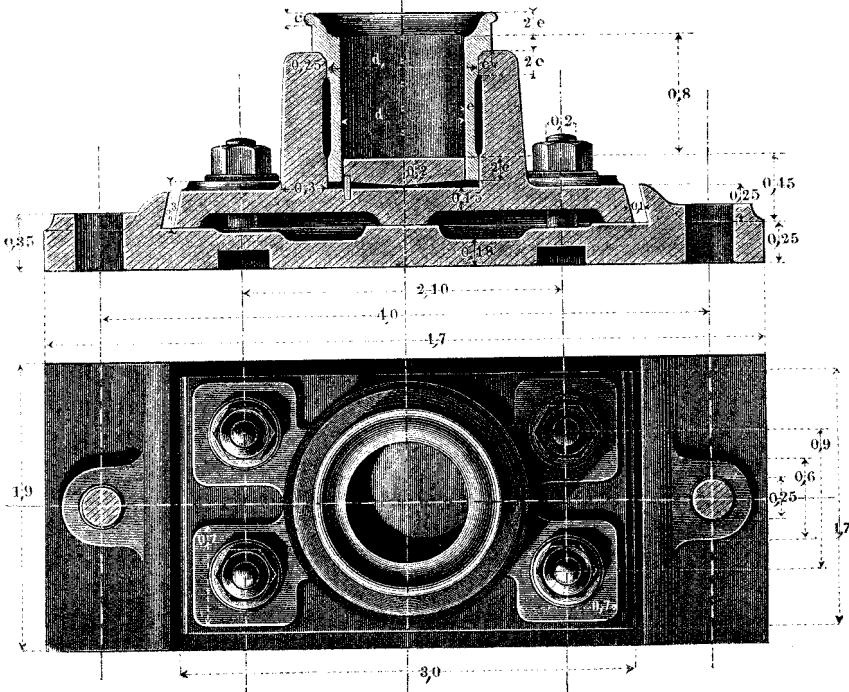
Ein Schmierkissen ist nicht angewandt, vielmehr nur das Untertheil des Gehäuses mit Putzwolle ausgelegt, welche das Oel dem Zapfen zuführt. Die vorliegende Achsbüchse hat sich sehr gut bewährt*).

B. Stützlager.

§. 118.

Stehendes Fusslager.

Fig. 329 zeigt ein gebräuchliches stehendes Fusslager. Seine Spurplatte ist unten flach zugespitzt, um sich gelenkig der Fuss-
Fig. 329.



*) Eine Normalachse und darauf das Normallager wurde 1873 in den V. St. vereinbart und eingeführt. Damals betrug die Zahl der im Dienst befindlichen Achsen schon über 1 200 000.

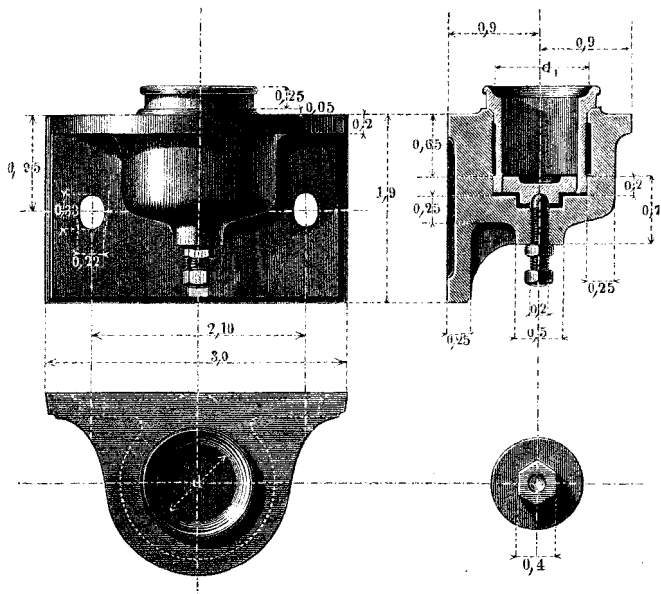
zapfensohle anschmiegen zu können. Behufs Verstellbarkeit des Lagers auf der Sohlplatte sind in letzterer die Schraubenlöcher in der Quere länglich, während sie im Lagerfuss in der Längsrichtung des Lagers länglich genommen sind.

§. 119.

Wandfusslager.

Das folgende Fusslager ist aus dem stehenden abgeleitet. Es wird seitlich angeschraubt; dabei ist seine Wandplatte stets auf

Fig. 330.



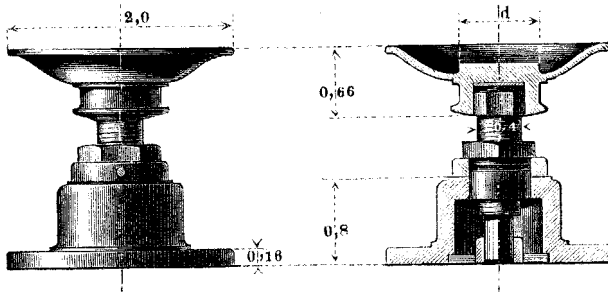
einen untergelegten Keil zu stützen, den man $0,8 d_1$ hoch mache, um nach seiner Wegnahme das Lager unter dem Zapfen wegziehen zu können, ohne letzteren aus seiner Lage bringen zu müssen. Die Ausnehmung in der Spurplatte dient sehr gut als Oelkammer; die Abnutzung normal auf die Zapfenstirn kann durch Nachdrehen der Stellschraube bequem ausgeglichen werden.

§. 120.

Stellbare Spurpfanne.

Man findet manchmal, u. a. bei Ausführungen belgischer Konstrukteure, das Fusslager einer Welle in zwei Einzel-Konstruktionen, ein reines Traglager und ein reines Stützlager, aufgelöst, beide auf derselben Grundplatte befestigt. Als Traglager kann das Stehlager oder das Gabellager, jedesmal mit passend gerichteter Schalenfuge, benutzt werden; der andere Lagertheil, recht nahe dem ebengenannten angebracht, ist dann eine blosse Spurpfanne, welche man nun aber sowohl sehr zugänglich, als auch in der Abnutzungsrichtung verstellbar anbringen kann. Ein Beispiel dieser auf mancherlei Art gestaltbaren Konstruktion zeigt die folgende Figur.

Fig. 331.

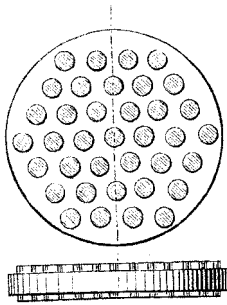


Die Spurpfanne besteht aus Bronze. Sie stützt sich gelenkig mit einer eingelegten stählernen Druckplatte auf einen stumpfen Körner, in welchen die Nachstellschraube endet, und wird durch die prismatische Form des lose von der Schale umfassten Kopfes der Schraube am Umlaufen gehindert. Eine Penn'sche Sicherung verhindert unbeabsichtigte Verstellung der Schraube in dem Untersatz, welcher mit einigen Schrauben auf der Grundplatte befestigt wird. Der Model für die Verhältnisszahlen ist der frühere. Eine Anwendung der stellbaren Spurpfanne ist in §. 126 besprochen.

§. 121.

Stützlager mit Holzpfannen.

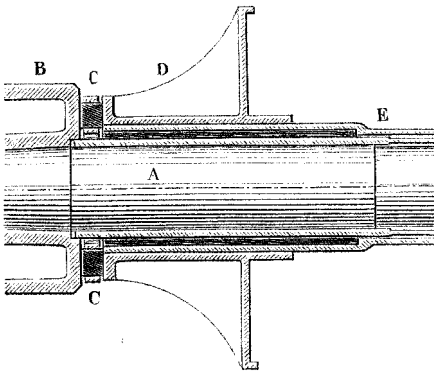
Die bei benetzten Lagern so bewährt befundene Anwendung von Pockholz als Lagermaterial hat auch für die Stützapfen an Schiffschrauben mit bestem Erfolg stattgefunden. Das Holz wird dabei ähnlich wie bei den in §. 117 besprochenen Traglagern in der Form von Pflöcken benutzt. Fig. 332 zeigt die Spurplatte des Achterzapfens einer aufholbaren Schiffsschraube. Die Pflöcke stecken in einer bronzenen Platte; auch die Zapfensohle ist mit Bronze bezogen.



Beispiele. Auf dem *Orontes* hat die Druckplatte 37 Pflöcke von 44 mm Durchmesser; auf den 50 pferdigen engl. Kanonenbooten sind Druckplatten mit 7 Pflöcken von 51 mm Dicke angewandt; beidemal sind die Erbauer der Maschinen James Watt & Cie.

Auch Halsringlager mit Holzfütterung kommen vielfach zur Anwendung. Voraussetzung ist immer Wasserbenetzung. Penn,

Fig. 333.



wie Fig. 333 angibt. *A* ist die Achse, deren Bronzehaut mit der Holzfütterung des Sternrohres in Berührung ist, *B* die Schrauben-

der die Holzlagerung am Schraubenschiff zur Annahme gebracht, hat sie auch im Innern des Schiffes an besonders auf die Welle gesetztem Halsring angewandt, wobei ein Wassertrog das Lager unterhalb umfasst. Meistens wird der Druckring ausserhalb des Schiffgefässes, zwischen Schraubennabe und Sternrohr angebracht in der Weise,

nabe, *C* der Druckring mit seinen Holzpflocken, *D* die Endhülse des Sternrohres *E*, mit einer durch Rippen versteiften Flantsche zur Aufnahme des Druckes, welchen der Druckring ausübt, versehen. Die Stücke *B*, *C*, *D* und *E* sind aus Bronze.

Fig. 334.

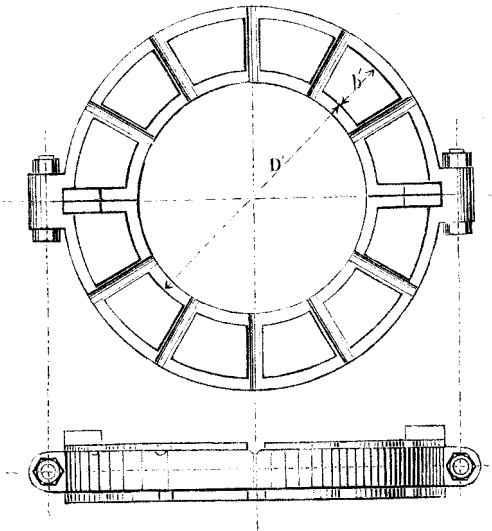


Fig. 334 stellt einen Druckring dar, wie er auf S. M. SS. Kaiser, Friedrich Karl, Preussen, Vineta, Freya, Ariadne, Nautilus und Cyklop angewandt ist. Der Ring ist zweihälftig gebaut, um leicht aufgesetzt und abgenommen werden zu können; die beiden axial gerichteten Vorsprünge greifen in Vertiefungen am Flantschenring ein und hindern den Ring

am Umlaufen. Die Abmessungen der Holzfutterfläche auf den genannten Schiffen sind (abgerundet) folgende:

	Kaiser	Friedr. Karl	Preussen	Vineta	Freya	Ariadne	Nautilus	Cyklop
<i>D'</i>	710	630	680	419	490	490	262	216
<i>b'</i>	165	40	180	82	108	108	65	41
Fläche qm	0,378900	0,063800	0,244860	0,110450	0,171000	0,169400	0,044200	0,022130

Bei S. M. S. Wespe hat der Druckring 6 Sektoren mit 0,296000 qm Fläche; bei S. M. S. Leipzig sind 80 kleinere Sektoren von zusammen 0,225 qm Fläche vorhanden. Bei der Anwendung der Druckringe auf den Schiffen der deutschen Marine haben sich bisher keine Unzuträglichkeiten gezeigt; die Abnutzung der Pockholzpflocke derselben ist so gering, dass höchst selten eine Erneuerung nöthig geworden ist.

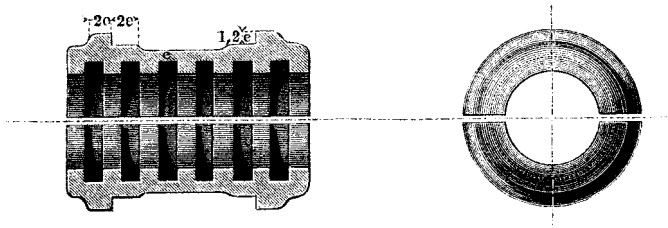
§. 122.

Kammlager.

Wie die Kammzapfen sind nothwendig auch die Kammlager von grösster Bedeutung für starkbelastete Stützachsen. Ihre Hauptanwendung finden dieselben auf den Schraubenschiffen, danach bei manchen, namentlich grossen Turbinen und neuerdings bei den Schleudern der Zuckerfabriken, wo die Abmessungen und Belastungen der Schleudertrommeln in einer beträchtlichen Steigerung begriffen sind. Die Bauarten der Kammlager sind mannigfaltig; zu ganz bestimmten Anordnungen und Formen ist man nicht gelangt, was anzeigt, dass gute Ausführung und vor allem richtige Bemessung des Flächendruckes auf die Pfannen die wesentlichsten Erfordernisse sind.

Man kann zu Lagern für die Kammzapfen Stehlager benutzen, nur sind den innen kammförmig profilirten Rothgusschalen etwas stärkere Schalenränder als sonst üblich zu geben, s. Fig. 335*).

Fig. 335.



Bei grossen Abmessungen bringt man auf dem Schalenmantel noch ringförmige Vorsprünge an, welche in Rumpf und Deckel scharf eingepasst sind und die Schalenränder entlasten.

*Beispiel. Drucklager auf der „City of Richmond“, erbaut von Todd & Mac Gregor in Glasgow nach Zeichnungen von Jaffrey**). 12 Ringe, innen 482, aussen 584 mm messend. Gesamtlänge der Pfanne, welche die beiden äussersten Ringe des Kammzapfens noch beiderseits umfasst, 1111 mm. Aus dem Schalenmantel ragen drei Entlastungsringe um 12 mm vor, 100 mm breit. Stärke der Maschine 3340 PS ind. Geschwindigkeit des Schiffes 6,82 m sekundlich.*

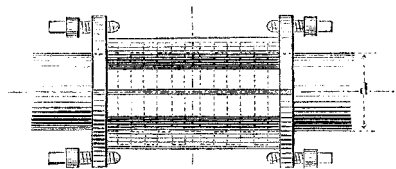
James Watt & C^{ie}. lassen die Schalenränder frei vorstehen und führen Stellschrauben, die sich gegen den Lagerkörper und den

*) Vergl. auch Armengaud, Vignole des Mécaniciens, Taf. 13, Fig. 32.

***) Engineering 1875, Mai, S. 403.

Deckel stützen, hindurch, vergl. Fig. 336. Auf der „Medusa“ und dem „Triton“ hat man je vier Schrauben in jeder Schalenflantsche angewandt;

Fig. 336.



Wellendurchmesser daselbst 178 mm, 6 Ringe. Auf dem „Jason“ hat dieselbe Firma sechs Schrauben in jeder Schalenflantsche genommen;

Wellendurchmesser 305 mm, 8 Ringe*).

Gusseiserne mit Weissmetall gefütterte Pfannen wandten u. A. Day & Cie. an, so auf dem „Mooltan“, wo die Welle 336 mm dick ist und der Zapfen 12 Ringe hat. Fig. 337 zeigt eine französische Konstruktion, bei welcher ebenfalls das Weissgussfutter benutzt ist, die Schalen aber auch noch gelenkig gelagert sind.

Fig. 337.

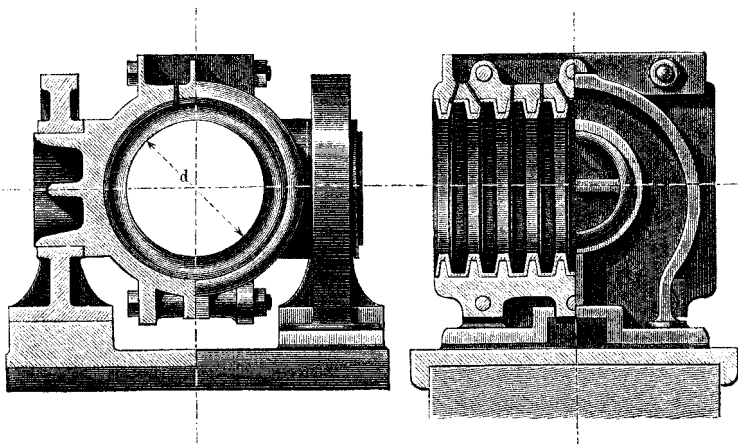


Fig. 338 (a. f. S.) zeigt die Auflösung der Kammzapfenschale in eine Reihe von Ringen, welche, aus Bronze gefertigt, einzeln in Rumpf und Deckel eingepasst sind. Konstrukteure des vorliegenden Lagers sind Ravenhill & Hodgson. Bemerkenswerth sind an diesem Lager zwei Entlastungen von Schrauben. Die erste betrifft die Schrauben, welche Rumpf und Sohlplatte verbinden, die zweite die vier Deckelschrauben. Die untere Entlastungsleiste zeigt zugleich zur Linken eine eingeschobene Schliesse, welche nach eingetretener Abnutzung der Schalenringe eine Nachstellung des La-

*) Vergl. Burgh a. a. O.

Fig. 338.

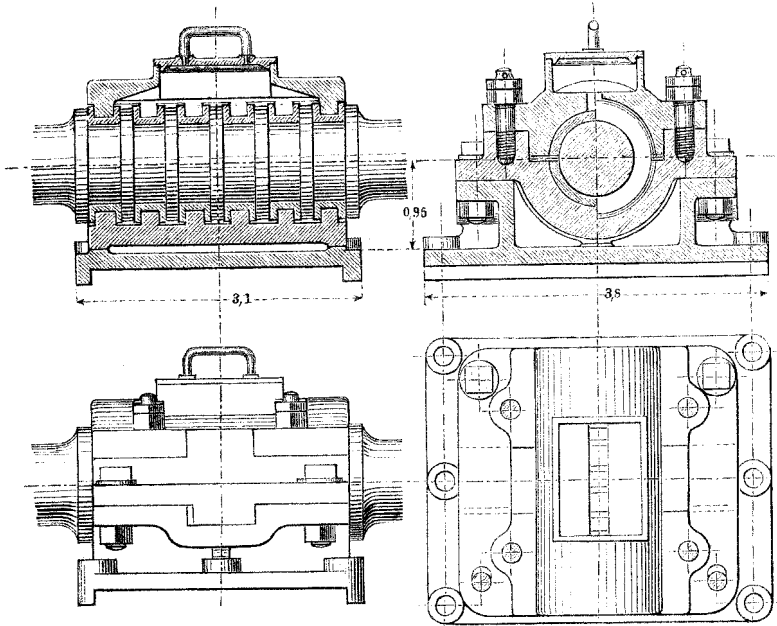
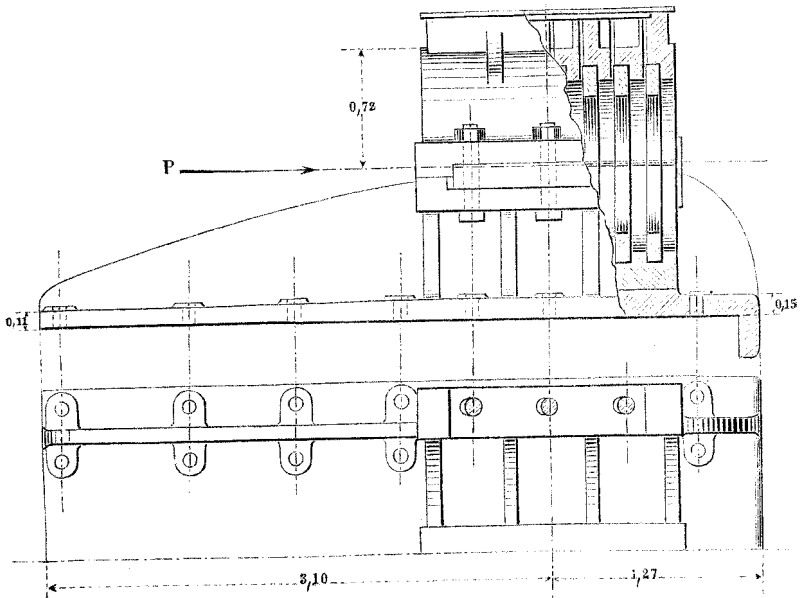


Fig. 339.

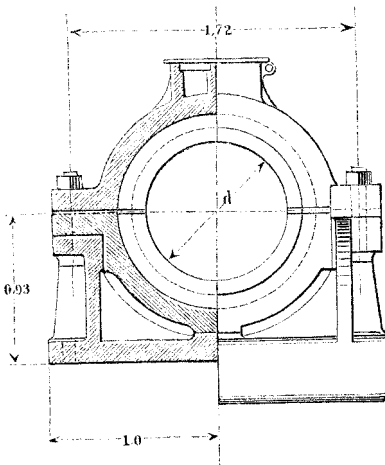


gers der Druckrichtung entgegen gestattet. In dem Querschnitt oben rechts erblickt man auch die Fugeneinlagen, welche die Konstrukteure anwenden. Die Einlagen bestehen aus Bronze und folgen dem Profil der Lagerkämme. Sie sollen stets ein Verstreichen der Schmiere bewirken, auch bei allfälliger Anwendung von Kühlwasser das Ansetzen von Rost auf den äusseren Ringumfangsflächen verhüten.

Fig. 339 und 340 zeigen ein Kammlager Penn'scher Bauart, ausgeführt auf S. M. S. Kaiser. Hier ist die Pfanne in noch einfachere Ringe als vorhin aufgelöst. Diese Schalenringe, welche behufs des Einsetzens halbirt sind, bestehen aus Bronze. d beträgt beim „Kaiser“ ~ 470 mm; es sind 8 Ringe am Zapfen und ebensoviel im Lager vorhanden. Beachtenswerth ist wieder die Entlastung der 6 Schrauben, welche hier zugleich den Rumpf mit dem Untertheil und den Deckel mit dem Rumpf verbinden. Für die Nachstellung des Lagers ist ähnlich wie beim vorigen Lager gesorgt. Die hier wie dort angegebenen Verhältnisszahlen beziehen sich auf die Einheit $d_1 = 10 + 1,15d$.

Am weitesten entwickelt ist das Kammlager von Maudslay, von welchem die Figuren 341 bis 343 (a. S. 302 u. 303) eine Ausführung darstellen, entnommen der Maschine auf S. M. S. Elisabeth. Für jeden Ring des Kammzapfens ist eine besondere, ganz ausgebildete Pfanne mit Nachstellungs- und mit Schmiervorrichtung versehen, an-

Fig. 340.



gewandt. Die Pfannen sind hufeisenförmig gestaltet, bestehen aus Gusseisen und sind an den Druckstellen mit Weissmetall gefüttert. Die Zapfenringe tauchen unten in einen Trog ein, in welchem sie in Oel baden. Somit ist denn hier, wie bei den weiter oben besprochenen Eisenbahn-Achsbüchsen, die vereinigte Ober- und Untersmierung angewandt. Jede einzelne Pfanne kann mittelst

ihrer Stellschrauben nachgestellt, vor allem aber genau eingestellt werden. Die den Figuren beige-schriebenen Verhältnisszahlen be-

Fig. 341.

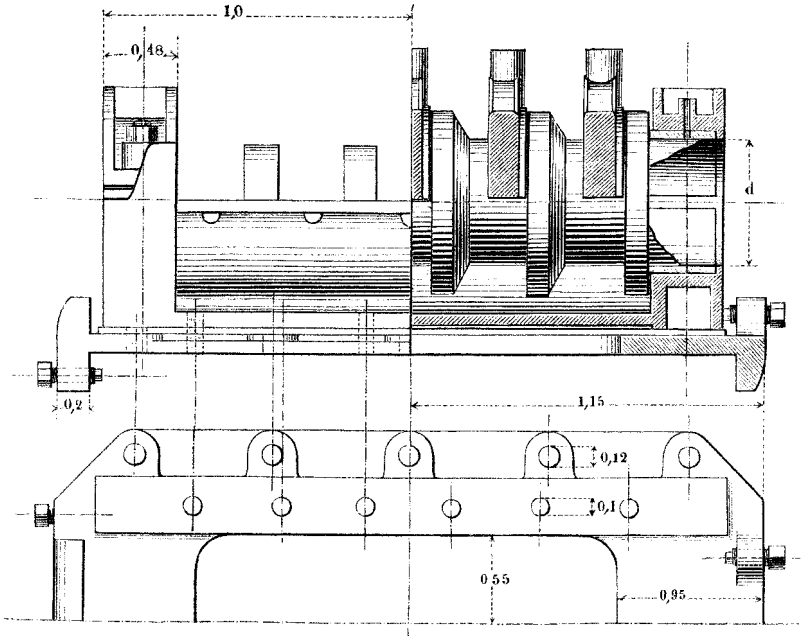
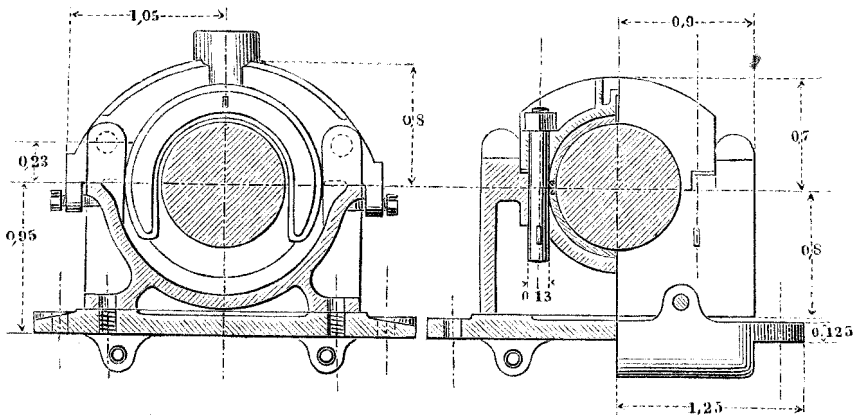
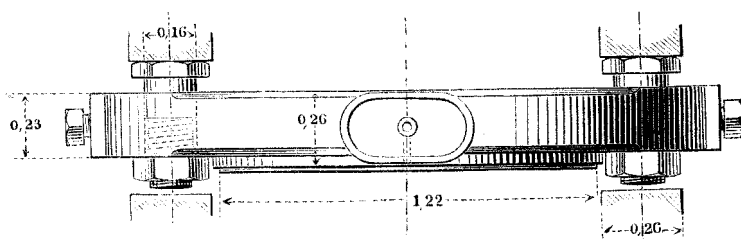


Fig. 342.



ziehen sich auf die Einheit $d_1 = 10 + 1,15d^*$. Formen und Dimensionen sind sehr sorgfältig gewählt und geben dem Stück ein sehr gefälliges Aeussere. d beträgt bei S. M. S. Elisabeth 318 mm.

Fig. 343.



§. 123.

Beispiele von ausgeführten Kammlagern.

Die nachstehende Tabelle enthält eine Reihe wichtiger Angaben über die Kammlager, welche auf zwölf Schiffen S. M. Kriegsflotte in Anwendung sind**). Sehr werthvoll sind die Mittheilungen über die Stärke und Geschwindigkeit der Maschinen, sowie über die Schiffsgeschwindigkeit; sie sind sämmtlich Mittelwerthe, welche bei offiziellen Probefahrten erhoben worden sind. Aus denselben kann, wie weiter oben (§. 100) schon geschehen, auf die Maximalpressung, welche die Lagerstützung erfährt, geschlossen werden. Immer wird indessen dabei zu beachten bleiben, dass beim Vorhandensein eines Druckringes am Hinterstevan der Triebdruck auf diesen Ring und das Kammlager vertheilt wird. Nur zwei Schiffe der ganzen Reihe besitzen einen solchen Druckring nicht. Die Elastizität des Schiffskörpers mag es übrigens manchmal mit sich bringen, dass zeitweise der ganze Druck das Kammlager belastet, zeitweise dasselbe auch grossentheils entlastet wird. Auf alle Fälle kann aus den hier zusammengestellten Werthen vielseitig praktischer Nutzen gezogen werden.

*) Sie sind nach der Ausführung auf S. M. S. Elisabeth ermittelt und lassen aus ihrer auffallenden Abrundung vielleicht darauf schliessen, dass die obige Einheit beim Entwerfen des Lagers wirklich zu Grunde gelegen hat.

***) Der hohe Chef der Admiralität hat dem Verfasser die bezüglichen Mittheilungen mit dankenswerthester Geneigtheit zur Verfügung gestellt.

Nr.	Name des Schiffes	Erbauer der Maschine	Indizierte Stärke der Maschine in Pferden	Geschwindigkeit des Schiffes in Metern pro Sekunde	Durchmesser der Schraubenwelle in mm	Minutliche Umdre- hungszahl d. Schrau- benwelle
1	Panzer-Fregatte König Wilhelm	Maudslay Sons & Field in London	8325	7,579	457 in den Stütz- lagern	63,86
2	Panzer-Fregatte Kaiser	John Penn & Sons in Greenwich	7803,3	7,405	458 in den Stütz- lagern	77,00
3	Panzer-Fregatte Friedrich Karl	Société des forges et chantiers de la medi- terranée in Marseille	3503	6,749	380 in den Stütz- lagern	61,82
4	Panzer-Fregatte Preussen	Stettiner Maschinenbau- Aktiengesellschaft Vulkan in Bredow bei Stettin	4386,7	7,155	425 in den Stütz- lagern	64,50
5	Gedeckte Korvette Leipzig	do.	3519,3	7,305	405 in den Stütz- lagern	72,40
6	Gedeckte Korvette Vineta	John Penn & Sons in Greenwich	1359,3	5,692	267	67,90
7	Glattdecks-Korvette Freya	Märkisch-Schlesische Maschinenbau- u. Hütten- Aktiengesellschaft, vor- mals Egells in Berlin	2598,79	7,915	310	82,52
8	Glattdecks-Korvette Ariadne	do.	1726,926	6,515	294	80,24
9	Glattdecks-Korvette Augusta	Mazeline & Comp. in Havre	1127	6,330	279	62,00
10	Kanonenboot Nautilus	Möller & Hollberg in Grabow a/O.	504,2	5,320	183	109,30
11	Kanonenboot Cyklop	Stettiner Maschinenbau- Aktiengesellschaft Vulkan in Bredow bei Stettin	245,413	4,540	137	143,80
12	Panzer-Kanonenboot Wespe	Aktiengesellschaft Weser in Bremen	799,77	5,355	172	138,85

Zahl der Druckflächen an Drucklager für den Vorwärtsgang des Schiffes	Druckfläche des Druck- lagers für den Vorwärtsgang des Schiffes in qm	Material der Druck- flächen am Druck- lager	für die Auf- lageflächen		Schmiermittel	Bemerkungen über die Haltbarkeit des Drucklagers	Andere Bemerkungen
			Aeusserer Durch- messer der Wellen- ringe mm	Innere Durchmes- ser der Lagerschale des Drucklagers mm			
6	0,32427	Antimon- legirung	613	457	Öel, die Druckringe werden mit Wasser gekühlt	Gut gelaufen	Ein Druckring am Hinterstevan ist nicht vorhanden
8	0,66000	Bronze	572	472	do.	Anfangs zeitweise warm gelaufen, als Druckring nicht an- gelegen, sonst gut gelaufen	Am Hinterstevan ein Druckring s. S. 121
11 Ringe von 480 mm und 1 Ring von 520 mm äus- serem Durch- messer	0,74360	Weiss- metall	480	393	do.	Hatte früher keinen Druckring, und fand damals zuweilen ein Warmlaufen des La- gers statt. Seit Ein- schaltung des Druck- ringes gut gelaufen	do.
8	0,49900	Bronze	510	425	do.	Gut gelaufen	do.
8	0,44736	Bronze	485	405	do.	Gut gelaufen	do.
6	0,13834	Bronze	314,3	263	do.	Gut gelaufen	do.
8	0,29566	Bronze	380	312	do.	Gut gelaufen	do.
7	0,31500	Bronze	379	294	do.	Anfangs etwas warm gelaufen, später gut	do.
11	0,48100	Antimon- legirung	370	285	do.	Gut gelaufen	Ein Druckring am Hinterstevan ist nicht vorhanden
6	0,10770	Antimon- legirung	248	196	do.	Gut gelaufen	Am Hinterstevan ein Druckring s. S. 121
4	0,04607	Pockholz	183	137	do.	Gut gelaufen	do.
1 Ring von 276 mm und 8 Ringe von 232 mm äus- serem Durch- messer	0,16056	Bronze	238	190	do.	Gut gelaufen	do.

Siebentes Kapitel.

Lagerverbindungen oder Lagerstühle.

§. 124.

Allgemeines über die Lagerstühle.

Die Lagerstühle haben den Zweck, einzelne oder mehrere Lager in einer bestimmten Stellung gegen Gebäudetheile oder Maschinengestelle zu erhalten. Sie werden fast nur aus Gusseisen gefertigt, und es soll auch nur auf die Konstruktionen aus diesem Material hier Rücksicht genommen werden. Einfache Lagerstühle heissen solche, welche nur ein einziges Lager zu tragen haben, im Gegensatz zu denjenigen, welche mehrere Lager aufzunehmen bestimmt sind. Für beide sind beim Entwerfen mehr oder weniger genau die folgenden Bedingungen zu beobachten, welche namentlich dadurch hervorgerufen werden, dass in der unmittelbaren Nähe der Lagerstühle fast immer die Zahnräder der zu lagernden Wellen angebracht werden.

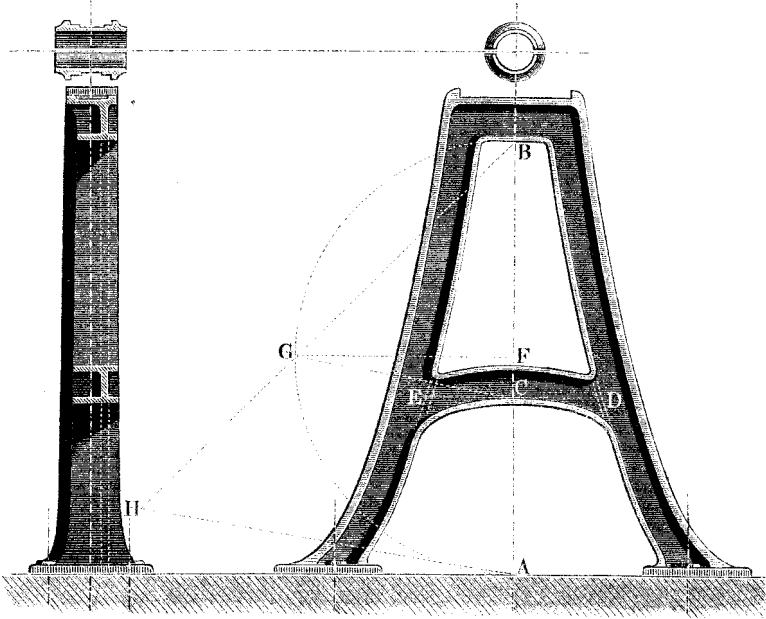
1. Die Wellen sollen nicht zu fern von den Rädern durch die Lager gefasst werden.
2. Die Richtung des Zapfendruckes darf bei keinem Lager in die Schalenfuge fallen.
3. Der Lagerstuhl soll das Ein- und Auslegen der Wellen mit ihren Zahnrädern möglichst wenig behindern.
4. Die Zahl der Bearbeitungsebenen soll möglichst gering sein; alle Arbeitsflächen sollen womöglich bei einmaligem Aufspannen des Stuhles auf die Hobelmaschine geebnet werden können.
5. Wenn es angeht, sollen namentlich bei schwer zugänglichen Wellen die Lager so gewählt und angebracht sein, dass man die Lagerschalen herausnehmen kann, ohne die Wellen von ihrem Platze nehmen zu müssen.

§. 125.

Einfache Lagerstühle.

Einen Lagerstuhl für ein Stehlager oder einen Stehlagerstuhl zeigt Fig. 344. Es ist angenommen, dass das angewandte Lager ein Rumpflager (nach §. 107) sei, indem diese Konstruktion ver-

Fig. 344.



stattet, den Stuhl oben schmal zu halten. Die beiden Strebens, welche hauptsächlich den Stuhl bilden, sind zur Erhöhung ihrer rückwirkenden Festigkeit durch einen Quersteg DE verbunden. Die Punkte D und E des Ansatzes desselben an die Strebens bekommen stets eine gute Lage, wenn man sie mittelst folgenden Verfahrens aufsucht. Beschreibe über der ganzen Strebenshöhe AB als Durchmesser aus F einen Halbkreis AGB , halbiere Bogen AGB in G ; ziehe BG über G hinaus, und mache $GH = AF$; verbinde endlich H mit A , und ziehe $GC \parallel HA$. so ist AC der Abstand des Stegansatzpunktes vom Strebensfuß. — Die Abmessungen der Theile des Stuhles haben sich nach dem Zapfendruck in dem Rumpflager zu richten, und können unter Berücksichtigung der

Lagerabmessungen nach dem Gefühl bestimmt werden. Will man den vorliegenden Stuhl gemäss Bedingung 5. des vorigen §. eingerichtet wissen, so unterlege man das Lager mit einer sogenannten Schieblade, einer Platte, welche seitlich darunter weggezogen werden kann, und der man eine Höhe $0,3 d_1$ gebe.

Eine ruhigere Form als der vorstehende Stuhl hat der in Fig. 345. Derselbe eignet sich namentlich für bedeutendere Dimensionen, wo eine grosse Ruhe des Ausdruckes zweckmässig ist.

Fig. 345.

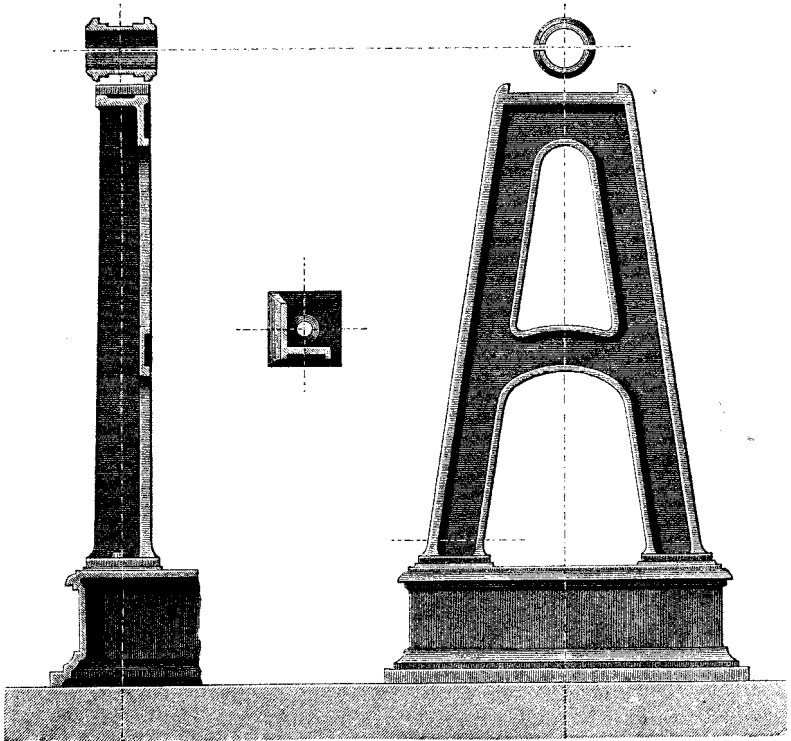
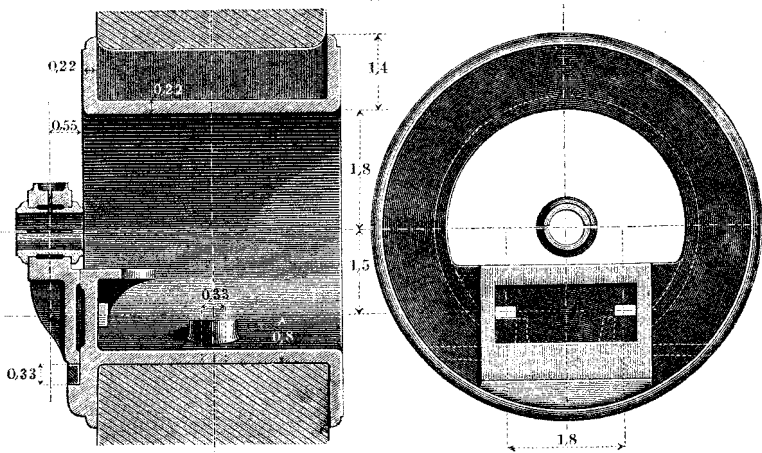


Fig. 346 zeigt einen Mauerlagerstuhl. Derselbe reicht durch eine Maueröffnung, durch welche die zu lagernde Welle gehen soll, und entspricht in seiner Hauptform einem jener Fenster, welche in der Baukunst Ochsenaugen genannt werden. Der Zapfendruck wird durch das angebrachte Stirnlager aufgenommen, welches nach Entfernung des untergelegten Schlüssels weggenommen werden kann, ohne dass man die Welle bewegen müsste. Nicht zu übersehen ist die (punktirte) Platte, welche den durch die Mauer

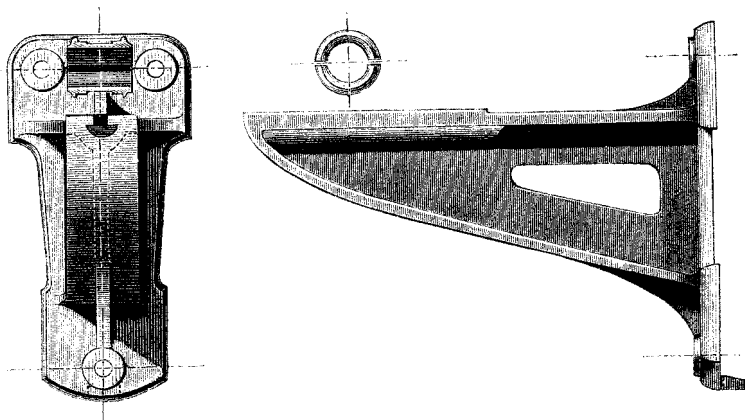
gehenden Cylinder horizontal tangirt. Die eingeschriebenen Verhältnisszahlen beziehen sich auf die Bezugsinheit d_1 des Lagers.

Fig. 346.



Einen Wandlagerstuhl zeigt Fig. 347. Hier ist ein Stahlager angewandt, dessen Wandabstand wegen des für die Fusschrauben ausgesparten Schlitzes veränderlich ist. Dasselbe Modell kann für Lager von verschiedener Grösse benutzt werden.

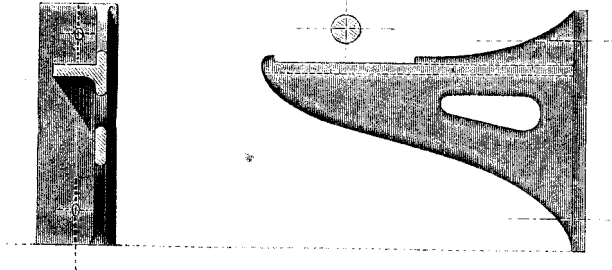
Fig. 347.



Ein kleiner ganz leichter und einfacher Wandstuhl ist in Fig. 348 (a. f. S.) dargestellt. Er ist gleichsam nur ein Wandarm und dient zur Lagerung leichter Vorgelegewellen.

Vielfach benutzt man bei der Befestigung der Lagerstühle an Mauern und auf Fundamenten den Zementverguss. Wenn man sich seiner bedienen will, setzt man den Stuhl sorgfältig richtig

Fig. 348.



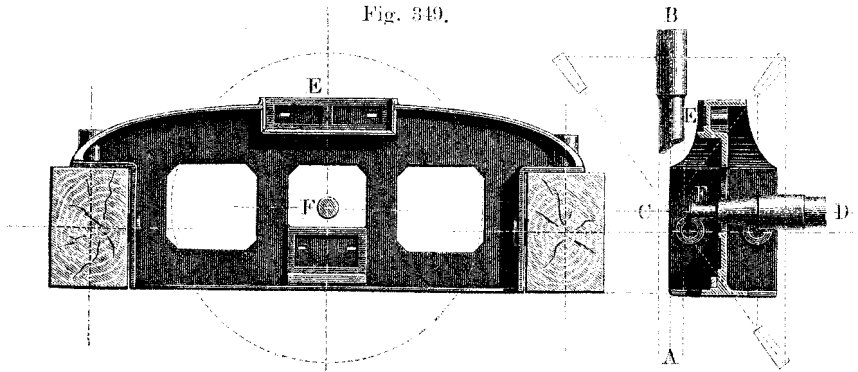
auf Keile, verstreicht die Fugen zwischen der Befestigungsplatte und dem darunter oder dahinter liegenden Mauerwerk mit Thon, und giesst sie mit dünnflüssigem Zement aus; dieser erhärtet in einem Tage genügend, um das Herausschlagen der Keile und das vollständige Festziehen der Schrauben zu gestatten.

§. 126.

Mehrfache Lagerstühle.

Fig. 349, Brückenlagerstuhl. Die Welle *AB* kommt von unten, z. B. von einer Turbine her, um ihre Bewegung an die horizontale

Fig. 349.

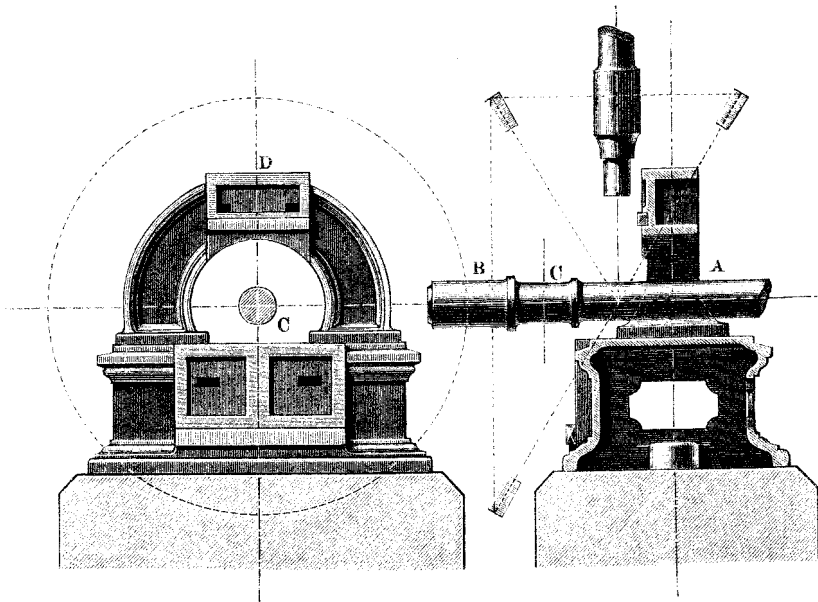


Welle *CD* abzugeben. Der Zapfendruck ist bei *E* senkrecht zur Ebene der beiden Wellen gerichtet, während er bei *F* schief nach

unten geht, indem er sich dort aus dem Zahndruck der Räder und dem Gewicht von Rad und Welle zusammensetzt. Diesen Kraftrichtungen entsprechend ist bei *E* ein Gabelhalslager (nach §. 113), bei *F* ein Stirnlager (nach §. 114) mit untergelegtem Schlüssel angewandt.

Fig. 350, Fusslagerstuhl. Eine liegende Welle *AB*, bei *C* in einem Stirnlager laufend, überträgt ihre Kraft auf die stehende

Fig. 350.

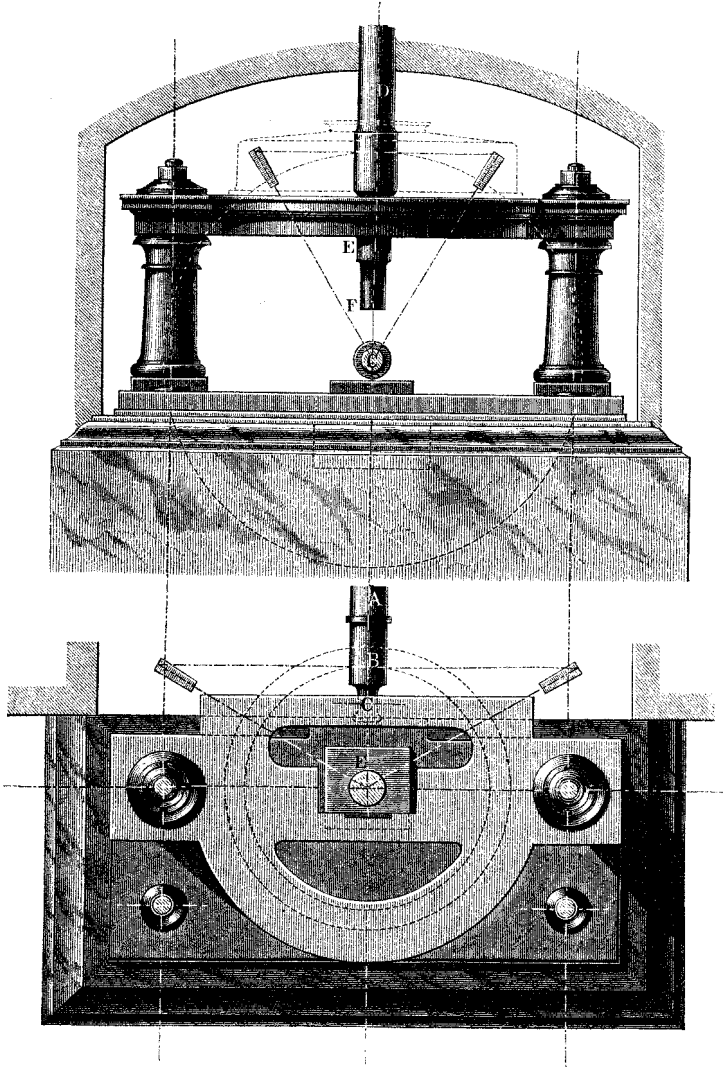


Welle *D*, welche von einem Fusslager (nach §. 119) getragen wird. Letzteres wird, wie die Figur theilweise andeutet, durch einen eingeschobenen Schlüssel getragen, so dass es nach dessen Wegnahme leicht nach unten gezogen werden kann. Der Bock für das Fusslager ist auf das kastenförmige Untergestell besonders aufgeschraubt. Die Gründungsanker des Fussgestelles haben ihre Muttern im Inneren des letzteren.

Eine andere Lösung der vorstehenden Aufgabe ist in Fig. 351 (a. f. S.) gegeben. Die Welle *AC* für das grosse Zahnrad endigt hier hinter dem Lagerstuhl in einen Stirnzapfen, was die Anwendung eines kleineren Stirnlagers als vorhin bei *C* gestattet. Freilich ist dabei das Rad nicht so bequem zugänglich, wie bei der ersten Lösung. Die Lagerung des Königsbaunes *DEF* ist nach den

in §. 120 angedeuteten Grundsätzen bewirkt, indem bei *E*, dem oberen Lagerstuhl-Rahmen angegossen, ein Gabellager angenom-

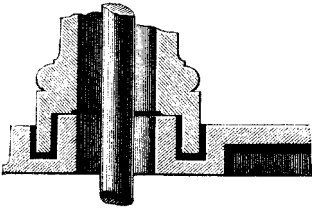
Fig. 351.



men ist, die senkrechte Stützung bei *F* aber durch eine stellbare Spurpfanne nach Fig. 331 erfolgt. Nach vorn ist der obere Gesimsrahmen kreisförmig ausgebogen, sodass ein runder (guss-

eiserner) Radschirm oder Raddeckel, welcher die Gefahr bei der Wartung des Getriebes beseitigt, aufgelegt werden kann. Derselbe ist punktiert angedeutet. Vier Grundanker befestigen die untere Platte auf einer Quader-Unterlage, welche auch durch einen mit Zement gemauerten Ziegelsockel ersetzt werden kann. Die beiden rückwärts gelegenen Anker gehen durch die beiden Säulen hindurch und verbinden dadurch zugleich Ober- und Untertheil.

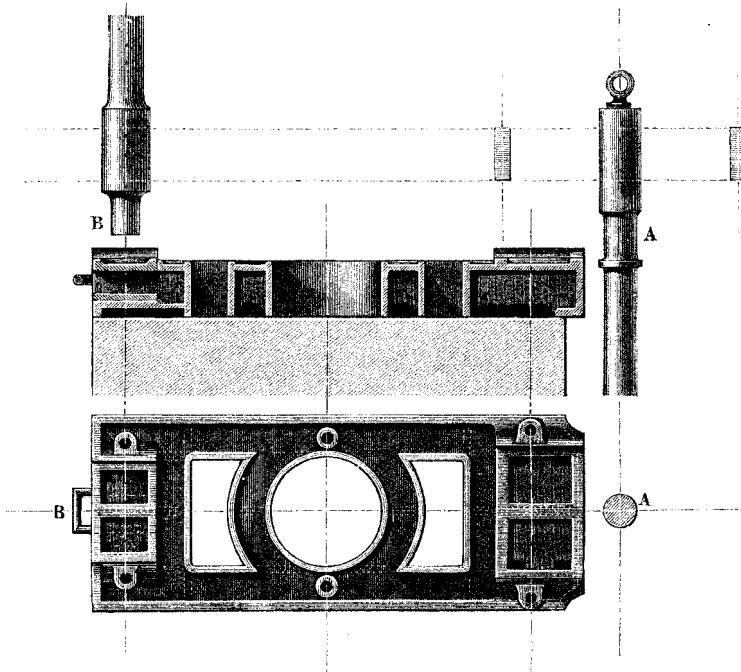
Fig. 352.



Der Grundriss zeigt, wie die cylindrischen Fortsätze der Säulen im Gesimsrahmen festgekeilt sind. In der Sohlplatte sind die Säulenplinth ebenfalls festgekeilt und mit Eisenkitt eingekittet, zu welchem Ende die Sohlplatte so ausgenommen ist, wie es nebenstehende Figur verdeutlicht. Eine den Säulenplinth gleiche quadratische Plinthe dient zur Aufnahme der stellbaren Spurfanne.

Fig. 353, Liegender Lagerstuhl für zwei stehende Wellen A

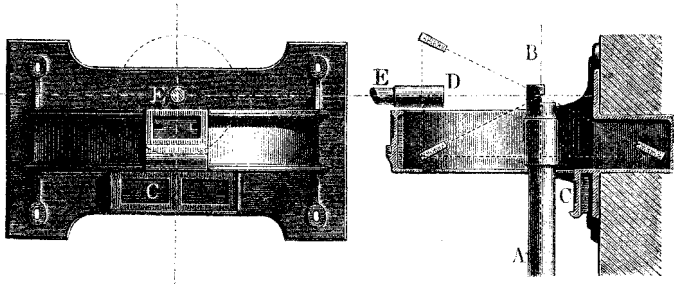
Fig. 353.



und *B*, welche durch Stirnräder einander ihre Bewegung mittheilen. Die Welle *A* kann als von einer Turbine*) heraufkommend angesehen werden, während *B* alsdann einem Königsbaume angehört. Bei *A* ist ein Halslager nach Fig. 317 angebracht, bei *B* ein Fusslager mit untergelegter Schieblade, so dass man nach Abstützung des Rades auf der Welle *B* das Lager bequem wegnehmen und nachsehen kann.

Fig. 354, Wandlagerstuhl für eine stehende Welle *AB*, welche einen Theil ihrer Triebkraft an eine liegende, zur Wand recht-

Fig. 354.



winklig gelagerte Welle *DE* abgibt. Bei *C* wird ein Gabellager, bei *E* ein Stirnlager angewandt. Das horizontale Kegelrad ist von dem halbkreisförmigen Lagerstuhlrahmen umschlossen, was theilweise auch von dem eingreifenden Rade gilt, so dass die vorliegende Lagerstuhl-Konstruktion auch gleichzeitig als Räderschirm dient.

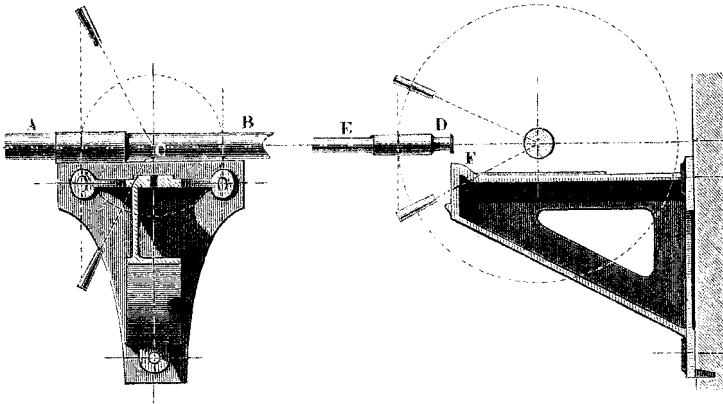
Das Wegnehmen der stehenden Wellen ist bei dieser Stuhl-anlage nicht ganz so bequem, als es sich bei anderer Anordnung erzielen lässt, macht aber immerhin keine bedeutende Schwierigkeiten. In einzelnen Fällen kann es gehen, den Stuhl von unten noch zu schliessen und die stehende Welle mit einer halbsäulenförmig gestalteten, vor Gefahr schützenden Umhüllung zu umgeben.

Eine einer Wand parallel laufende Welle *AB*, welche an eine Querwelle *DE* einen Theil ihrer Arbeitstärke abgibt, kann durch einen Stuhl von folgender Konstruktion getragen werden. Für die Hauptwelle ist bei *C* ein Stehlager angebracht, für die Neben-

*) In einer Spinnerei bei Chur ist bei einem Tangentialrad ein ähnlicher Lagerstuhl aufgestellt; der Stuhl und die Hälfte des grossen Stirnrades liegen in einer Bogenöffnung der grossen Giebelmauer des Spinnereigebäudes.

welle bei *F* ein Stirnlager. Der Wandabstand des Lagers bei *C* ist wieder verstellbar (vergl. Fig. 347). Sind die Zahnräder

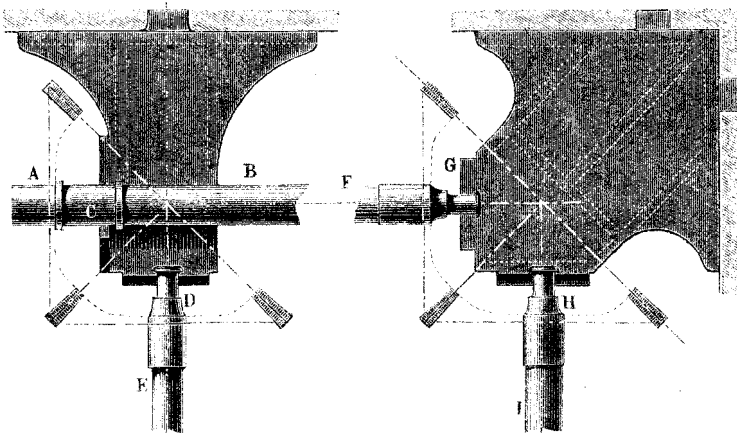
Fig. 355.



gleichgross, so eignet sich die Konstruktion, welche Fig. 356 im Grundriss zeigt. Hier wird die Achse *AB* bei *C* durch ein Stirnlager aufgenommen. Findet die Bewegungsübertragung am Ende der Welle in einer Gebäudeecke statt, so geht die Konstruktion in die Fig. 357 angewandte über; die Lager bei *G* und *H* fallen

Fig. 356.

Fig. 357.



dann gleich gross aus. Die Figuren 358 und 359 (a. f. S.) zeigen die beiden Lagerstühle in kavalierverspektivischen Ansichten.

Manchmal hat man mitten in einem Gebäude in der Nähe der Decke von einer horizontalen Welle aus Querwellen zu treiben *).

Fig. 358.

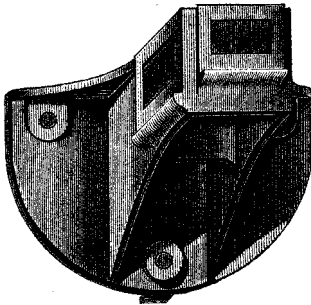
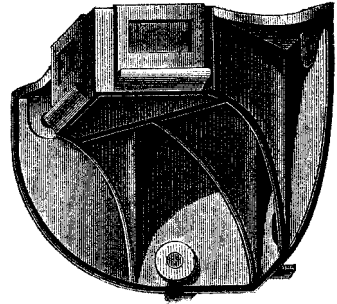


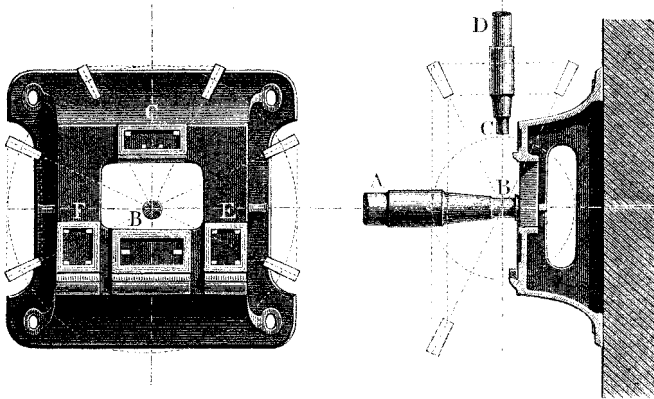
Fig. 359.



Einen hierbei brauchbaren Lagerstuhl zeigt Fig. 360. Derselbe fügt sich vermöge der ihn stützenden Säule in die Architektur eines grossen Arbeitsaaes leicht hinein, und hat dabei eine einfache Lageranordnung; bei *A* nämlich ein Stirnlager nach §. 114, bei *E* und *F* zwei Wandlager nach §. 112, bei *C* ein Fusslager nach §. 119.

Fig. 361 zeigt einen Wandlagerstuhl für vier Lager. Eine horizontale Welle *AB* treibt die vertikale *CD* und zwei horizontale *E*

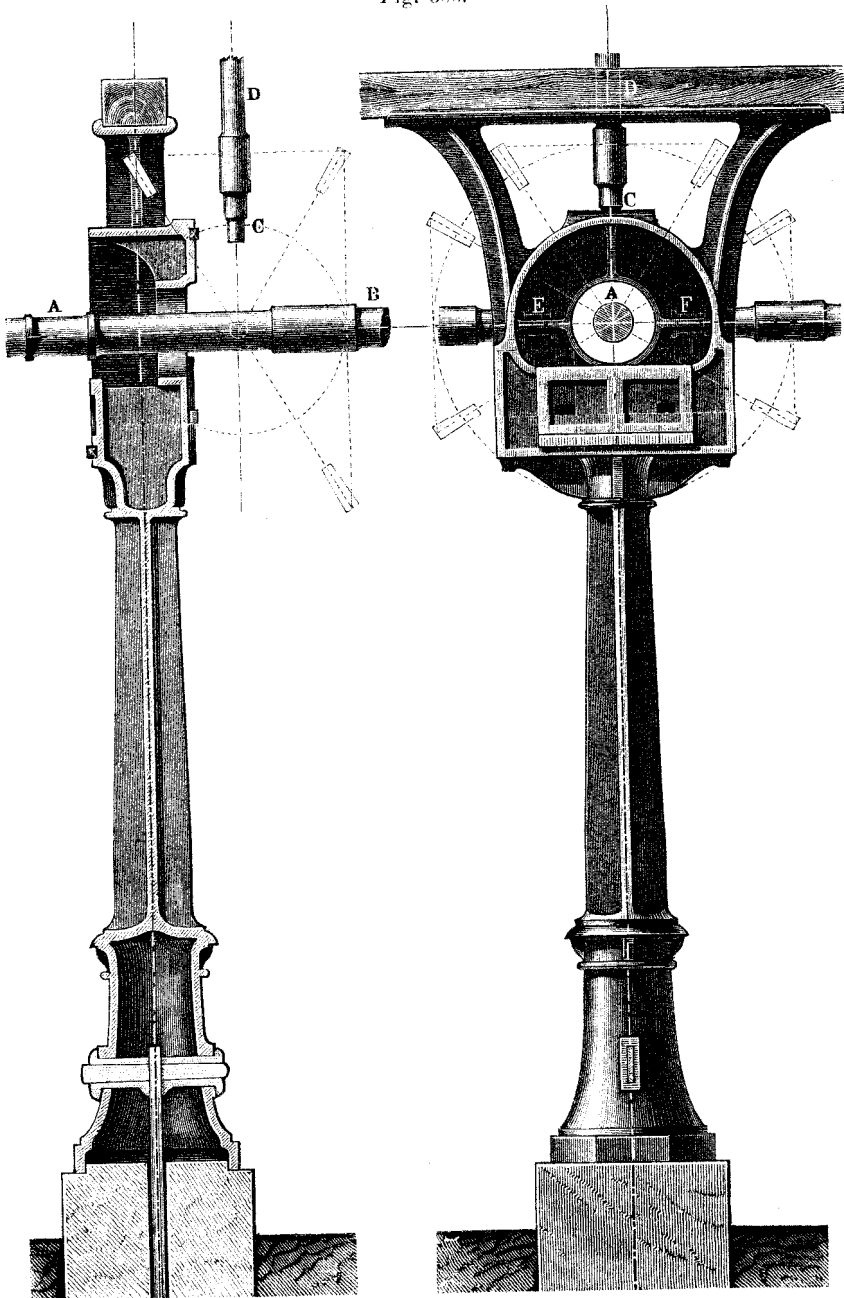
Fig. 361.



und *F* mittelst Kegelrädern. Bei *B* ist ein Stirnlager, bei *C* ein Fusslager (nach §. 119) angewandt; die Lager bei *E* und *F* endlich

*) Vergl. Armengaud, Vignole des méc. S. 385.

Fig. 360.



sind Wandlager (nach §. 112). Alle vier Lagersohlen sind durch passende Wahl der Zapfendurchmesser, welche einen genügenden Spielraum in Fällen wie der vorliegende stets gewähren, in eine und dieselbe Ebene gebracht. Trotz den vielen Lagern gestaltet sich dadurch die vorliegende Konstruktion, welche sämtliche Bedingungen von §. 124 erfüllt, sehr einfach.

Beim Entwerfen eines Lagerstuhls empfiehlt es sich im allgemeinen, festzuhalten, dass eine solche Konstruktion im Grunde genommen nichts anderes sein will, als eine feste oder auch verstellbare Verbindung von Drehkörpern, gewöhnlich Hohlkörpern, sodass von den Detailkonstruktionen, als Schalen, Deckeln, Schrauben u. s. w. bei der ersten Anlage des Entwurfs ganz abgesehen werden kann. Es ist deshalb zweckmässig und rätlich, sich das einfachste Schema des Baues klar zu machen, worauf die Einzelzwecke, welche man verfolgt, als: Befestigungsweise des Stuhles, Verstellbarkeit, Zusammensetzung aus Stücken, Materialwahl u. s. w. sich einzeln aussondern und erwägen lassen. Von dem oben besprochenen liegenden Lagerstuhl Fig. 353 stellt die folgende Figur das Schema dar. Es sieht einer Pleuelstange ähnlich; der Stuhl

Fig. 362.



ist aber auch in der That wie eine solche aus zwei Lagern und einem Zwischenstück zusammengesetzt; seine Befestigung und anderweitige Ausstattung bedingt die thatsächliche bedeutende Verschiedenheit. Der Brückenlagerstuhl Fig. 349 ist durch das Schema Fig. 363, der Fusslagerstuhl in Fig. 350 und der in Fig. 351 durch dasselbe Schema oder auch allenfalls durch dasjenige in Fig. 364 dargestellt, indem man zu beachten hat, dass man schematisch ein Lager durch einen Zapfen und umgekehrt ersetzen kann. Der soeben besprochene vierfache Lagerstuhl hat das Schema Fig. 365. Dass die wirkliche Ausführung diesen Abstraktionen des Lager-

Fig. 363.

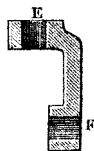
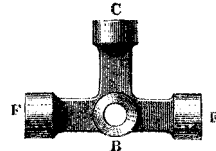


Fig. 364.

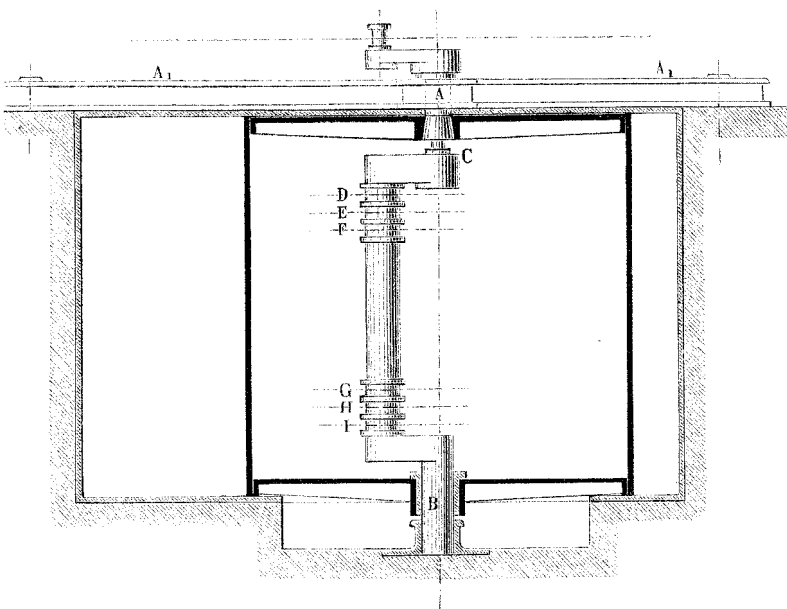


Fig. 365.



stuhls nahekomen, ja in sie übergehen kann, zeigt die hier folgende Skizze des Lagerstuhls eines Lemielle'schen Ventilators.

Fig. 366.



Hier sind neun Lager miteinander zu verbinden. Zunächst drei für die Trommel, mit welcher die Treibkurbel fest verbunden ist; es sind die beiden Halslager *A* und *B* und das Stützlager *C*. Sodann sechs Lager *D*, *E*, *F*, *G*, *H*, *J* für die Leitstangen der Schaufeln. Der Lagerstuhl als Ganzes betrachtet wird gebildet durch den Träger $A_1 A_1$, das Mauerwerk und das krummachsenähnliche Stück *BJDC*.

Die Achsenhalter oder -Gabeln der Eisenbahnwagen gehören ebenfalls zu den Lagerstühlen; bei ihnen wird indessen dem Lager eine Gleitung normal zur Zapfenachse gestattet, und diese durch die Federn regulirt; sie haben im Grunde eine enge Verwandtschaft mit unseren oben besprochenen gelenkigen Lagern.

§. 127.

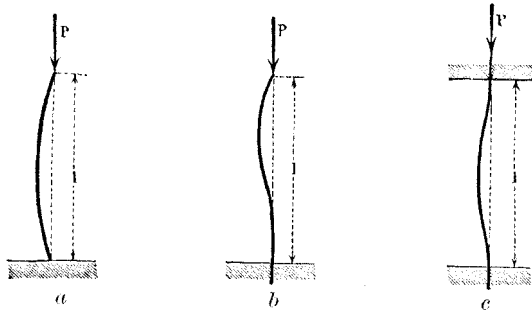
Berechnung der eisernen Säulen.

Vielfach fällt dem Maschinenbauer die Berechnung und Ausführung eiserner Säulen zu, welche fast ganz zu rein baulichen

Zwecken dienen, oder doch in nur entferntem Zusammenhang mit Maschinen stehen; häufig jedoch benutzt er sie auch als Gestelltheile von Maschinen, oder wendet sie unmittelbar als Träger von Lagern an. Ihre Konstruktion findet deshalb hier eine passende Stelle.

Man berechnet die eisernen Säulen gewöhnlich auf rückwirkende oder Strebfestigkeit und in gewissen Grenzfällen auf Druckfestigkeit; es herrscht indess hinsichtlich der ersteren Berechnung eine ziemlich grosse Unbestimmtheit, soweit es die Annahme der Belastungsweise, welche der Rechnung zu Grunde zu legen ist, angeht. Von den in der folgenden Figur angedeuteten Beanspruchungsarten, welche den Fällen II, III und IV des §. 16 entsprechen, setzt die erste Gelenkigkeit der Säule an allen bei-

Fig. 367.



den Enden, die zweite solche an nur einem Ende voraus, während bei der dritten beide Enden als fest eingespannt angenommen sind. Die Belastungen, welche den Bruch drohen, sind bei:

$$a. \quad \pi^2 \frac{JE}{l^2}$$

$$b. \quad 2\pi^2 \frac{JE}{l^2}$$

$$c. \quad 4\pi^2 \frac{JE}{l^2}$$

wenn die Säulen prismatisch und von der Länge (Höhe) l sind, der Querschnitt das Trägheitsmoment J und das Material den Elastizitätsmodul E besitzt. Wie in §. 16 erwähnt wurde, sprechen Versuche dafür, dass freistehende Säulen sich wie der Stab im Falle c verhalten, wenn ihre Enden einfach abgeflacht sind. Wählt man nun die Belastung kleiner als sie dem Falle a . entspricht, so ist unter allen Umständen, selbst wenn eine gewisse Gelenkigkeit der Enden dennoch vorausgesetzt wird, Sicherheit vorhanden*).

*) Baumeister Drewitz prüfte gusseiserne Säulen mit der Belastung $\pi^2 JE : l^2$, ohne die leiseste nachtheilige Aenderung an denselben bemerken zu können. Erbkam's Bauzeitung V. S. 534.

Wir nehmen deshalb für die der Längsachse nach gerichtete zulässige Belastung P :

$$P = 0,4 \pi^2 \frac{JE}{l^2} = 3,94 \frac{JE}{l^2} (109)$$

Ist der Querschnitt ein voller Kreis vom Durchmesser d , so erhält man für Gusseisen, bei welchem $E = 10\,000$:

$$P = 1937 \frac{d^4}{l^2} \sim 1900 \frac{d^4}{l^2}, d = 0,15 \sqrt{l} \sqrt[4]{P} . . . (110)$$

Für Schmiedeeisen ist $E = 20\,000$. Dies gibt:

$$P = 3800 \frac{d^4}{l^2}, d = 0,13 \sqrt{l} \sqrt[4]{P} (111)$$

1. Beispiel. Für die Belastung $P = 15\,000$ hat hiernach eine rolle gusseiserne Säule von der Höhe $l = 4\text{ m}$ die Dicke $d = 0,15 \sqrt{4000} \sqrt[4]{1500} \sim 105\text{ mm}$ zu erhalten. (Armengaud findet a. a. O. für die vorliegenden Angaben $d = 100\text{ mm}$. Bei Anwendung von Schmiedeeisen käme $d = 91\text{ mm}$.)

Je geringer die in die Formeln eingeführte Länge l ist, um so kleiner fällt d aus. Der Querschnitt darf aber nicht so klein werden, dass in ihm die Druckspannung statthafte Grenzen überschreitet. Damit die Spannung im Querschnitt nicht über 6 kg bei Schmiedeeisen wie Gusseisen (deren Drucktragmodel beide = 15 kg sind) hinausgehe, darf man in beiden Fällen d nicht kleiner nehmen als:

$$\left. \begin{array}{l} d = 0,46 \sqrt[4]{P} \\ \text{oder die Belastung nicht grösser als} \\ P = 4,71 d^2 \end{array} \right\} (112)^*$$

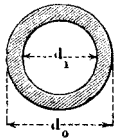
Nach den Formeln (110) und (112) ist die folgende Tabelle für runde volle gusseiserne Säulen berechnet. Sie gibt die Belastungen in Kilogramm, welche den in Eingang und Kopf angegebenen Säulendicken und -Höhen entsprechen.

(Siehe die Tabelle auf folgender Seite.)

Die mit einem Sternchen bezeichneten Zahlen in den Spalten 2, 3 und 4 sind aus der Formel (112) berechnet. Diese schränkt dort die zulässige Belastung merklich ein. So ergäbe z. B. die Berechnung nach (111) für $d = 180$ und $l = 2000$ die zulässige Belastung $P = 1900 \cdot 180^4 : 2000^2 = 498\,636\text{ kg}$, während nach (112) sich nur etwas über $\frac{1}{3}$ dieses Werthes ergibt. Jenes P würde auch im Querschnitt eine Spannung weit über den Tragmodul hinaus, nämlich von nahe 20 kg hervorrufen.

d	$l = 2000$	3000	4000	5000	6000	7000
30	392	174	98	62	43	32
35	726	322	182	116	81	59
40	1 240	530	310	198	138	102
45	1 986	883	496	318	220	162
50	3 027	1 350	760	487	338	248
60	6 278	2 802	1 576	1 009	701	514
70	11 674	5 170	2 906	1 861	1 294	942
80	19 850	8 791	4 960	3 174	2 209	1 618
90	31 782	14 125	7 944	5 022	3 531	2 607
100	*74 120	21 488	12 110	7 750	5 403	3 962
120	*67 853	44 642	25 111	16 071	11 161	8 222
140	*92 355	81 100	46 521	29 774	20 718	15 190
160	*120 627	*120 627	79 364	50 793	35 328	25 955
180	*152 669	*152 669	127 176	81 361	49 215	41 536
200	*188 480	*188 480	*188 480	124 006	86 235	63 180

Hohle Säulen. Die gusseisernen Säulen werden gewöhnlich Fig. 368. hohl hergestellt. Ihre Abmessungen ermitteln sich leicht durch Querschnittverwandlung aus denen der vollen gleichwerthigen Säule. Ist der lichte Durchmesser des Querschnittes d_1 , der äussere d_0 , der der vollen Säule d , so ist zu nehmen:



$$\frac{d_0}{d} = \frac{1}{\sqrt[4]{1 - \left(\frac{d_1}{d_0}\right)^4}} \dots \dots \dots (113)$$

Das Hohlungsverhältniss $d_1 : d_0 = \psi$ wird häufig = 0,7 bis 0,8 gefunden. Man erhält für:

$\psi = 0,5$	0,6	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95
$d_0 : d = 1,016$	1,035	1,07	1,10	1,14	1,20	1,31	1,52

Die Grenze der Anwendung der Strebfestigkeitsformel fällt nicht ganz, obwohl nahe mit der obigen zusammen. Man sehe zu, dass d_0 nicht kleiner wird als:

$$d_0 = \frac{0,46 \sqrt{P}}{\sqrt{1 - \psi^2}} \dots \dots \dots (114)$$

oder die Belastung nicht grösser als

$$P = 4,71 d_0^2 (1 - \psi^2)$$

*) Hierbei herrscht dieselbe Tragsicherheit wie bei (110) und (111) mit Beziehung auf den Fall α , indem dort der Koeffizient 0,4 eingeführt wurde, hier aber die Spannung = 0,4 des Tragmoduls gesetzt worden ist.

Man hat bei

$\psi = \frac{d_1}{d_0} =$	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95
$1 - \psi^2 =$	0,75	0,64	0,51	0,44	0,36	0,28	0,19	0,10
$\frac{1}{\sqrt{1 - \psi^2}} =$	1,15	1,25	1,40	1,51	1,67	1,89	2,29	3,20

2. *Beispiel.* Obige Säule von 15 000 kg Belastung, welche 105 mm dick ausfiel, erhält bei einem Hohlungsverhältniss 0,8 die Dicke $d_0 = 1,14 \cdot 105 = 119,7 \sim 120$ mm, und die Lichtweite $d_1 = 0,8 \cdot 120 = 96$ mm, d. i. eine Wanddicke von 12 mm. Für die Spannung $\mathfrak{S} = 6$ kg im Querschnitt dürfte sie nach (114) die Belastung $P = 4,71 \cdot 120^2 \cdot 0,36 \sim 24\,480$ kg tragen. Somit wären die gefundenen Werthe brauchbar, wenn man die geringe Wanddicke als gut im Guss ausführbar ansehen will. Wählt man $d_1 : d_0 = 0,7$, so kommen die auch wegen (114) brauchbaren Werthe $d_0 = 112$ mm und $d_1 = 79$ mm, entsprechend der Wanddicke 16,5 mm, welche auch als gut herstellbar angesehen werden darf.

Manchmal ist man in der Lage, für eine hohle Säule den äusseren Durchmesser d_0 wählen zu können, alsdann bestimmt sich beim Material Gusseisen die Lichtweite d_1 aus folgendem Ausdruck:

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= d_0 \sqrt{1 - 0,000516 \frac{P l^2}{d_0^4}} \\ \text{und die Belastung} \\ P &= 1900 \frac{d_0^4 - d_1^4}{l^2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (115)$$

wobei $P =$ dem Unterschied der Tragkräfte zweier voller Säulen von den Dicken d_0 und d_1 ist.

Dabei ist aber wieder, damit die Druckspannung nicht 6 kg übersteige, darauf zu achten, dass P nicht grösser werde als:

$$\left. \begin{aligned} P &= 4,71 (d_0^2 - d_1^2) \\ \text{und } d_1 \text{ nicht grösser als:} \\ d_1 &= d_0 \sqrt{1 - 0,2122 \frac{P}{d_0^2}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (116)$$

abgesehen davon, dass auf gute Ausführbarkeit der Gusswand gesehen werden muss.

3. *Beispiel.* In einem Berliner Kasernengebäude waren hohle Säulen von nahe 16 900 kg Tragkraft bei 3600 mm Höhe anzubringen. Man gab ihnen die Dicke $d_0 = 157$ mm. Dann hätten sie nach (115) die Lichtweite $d_1 = 157 \sqrt{1 - 0,000516 \cdot 3600^2 \cdot 16900 : 157^4} = 157 \cdot 0,9499 \sim 149$ mm zu erhalten. Nach (116) darf man höchstens nehmen:

$$d_1 = 157 \sqrt{1 - 0,2122 \cdot 16900 : 157^2} = 0,9244 \cdot 157 \approx 145 \text{ mm.}$$

Dies würde immer erst eine Wanddicke von 6 mm liefern. Machen wir daher diese jetzt nach empirischer Wahl = 15 mm, so kommt $d_1 = 127 \text{ mm}$. Man hat genommen $d_1 = 124 \text{ mm}$.

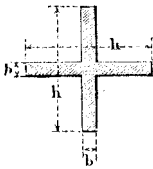
4. *Beispiel.* Eine gusseiserne Säule von 4700 mm Höhe und 235 mm äusserer Dicke hat zu tragen 125 000 kg und wurde mit der Hohlungsweite $d_1 = 170 \text{ mm}$ ausgeführt. Wir erhielten nach (115) für die Belastung bei Berechnung auf Strebfestigkeit: $d_1 = 235 \sqrt{1 - 0,000516 \cdot 125\,000 \cdot 4700 : 235^4} = 235 \cdot 0,8543 \approx 201 \text{ mm}$, nach (116) aber nur

$$d_1 = 235 \sqrt{1 - 0,2122 \cdot 125\,000 : 235^3} = 235 \cdot 0,721 \approx 169 \text{ mm,}$$

d. i. fast genau wie die Ausführung.

Man sieht aus diesen Beispielen, dass man sorgfältig alle Umstände zu erwägen hat, um Fehler zu vermeiden, und ein begründetes Urtheil über den einzelnen Fall zu gewinnen.

Fig. 369.



Flügelsäulen. Der kreuzförmige Querschnitt, welcher bei den Achsen grosse Dienste leistete, eignet sich auch für Säulen. Man kann die Rippenhöhe und -Dicke h und b wieder einfach durch Querschnittverwandlung aus der Dicke d der gleichwerthigen vollen Rundsäule herleiten, indem man macht:

$$\frac{b}{d} = \frac{3\pi}{16} \left(\frac{d}{h}\right)^3 = 0,59 \left(\frac{d}{h}\right)^3 \dots \dots \dots (117)$$

woraus mit genügender Annäherung b bei gewähltem Profil (h) bestimmter ist. Bezüglich der Druckfestigkeit achte man darauf, dass die Querschnittabmessungen nicht kleiner ausfallen als:

$$\left. \begin{aligned} bh &= \frac{P}{12} \\ P &= 12bh \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (118)$$

oder die Belastung nicht grösser als:

5. *Beispiel.* Um die Säule aus dem 1. Beispiel in eine Flügelsäule zu verwandeln, wählen wir $h = 1,5 d = 1,5 \cdot 105 \approx 158 \text{ mm}$. Dann wird nach (117) $b = 105 \cdot 0,59 \cdot 8 : 27 \approx 18 \text{ mm}$. Dabei dürfte wegen der Druckfestigkeit ($\sigma = 6$) die Belastung betragen: $P = 12 \cdot 18 \cdot 158 = 34\,120 \text{ kg}$, wonach die Annahmen völlig zulässig sind.

Für unmittelbare Berechnung von b und h hat man für Gusseisen:

$$\left. \begin{aligned} b &= \frac{30}{10000 \pi^2} \frac{Pl^2}{h^3} = 0,0003 \frac{Pl^2}{h^3} \\ P &= 3300 \frac{bh^3}{l^2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (119)$$

und daraus

soll aber wieder wegen der Druckfestigkeit nicht über die in (118) gegebenen Grössen gehen.

6. *Beispiel.* In dem der Zuckerfabrik in Waghäusel zugehörigen neuen Raffineriegebäude (erbaut 1859 bis 1860), dessen Decken durchweg von Flügelsäulen getragen sind, erfahren die Säulen im Kellergeschosse der Angabe nach 2400 Zentner oder 120 000 kg Belastung. Sie haben 2 m Höhe und sind in den Flügeln 50 auf 360 mm stark. Diesen Abmessungen entspräche nach (119) eine Tragkraft von $3300 \cdot 50 \cdot 360^2 : 2000^2 \sim 1890\,000\text{ kg}$, nach (118) aber bei der Druckspannung $\mathfrak{S} = 6\text{ kg}$ nur $P = 12 \cdot 50 \cdot 360 = 216\,000\text{ kg}$, was aber immer noch sehr weit die gegebene Belastung übersteigt. Die Pfosten sind also reichlich stark; sie erfahren eine Druckspannung von $120\,000 : 2 \cdot 50 \cdot 360 = 3\frac{1}{3}\text{ kg}$. Die 4800 Ctr. betragende Probebelastung brachte erst die Spannung $6\frac{2}{3}\text{ kg}$ hervor*).

Säulen aus Winkel- und T-Eisen. Solche kommen bei den Fachwerkbrücken, namentlich denjenigen der in Amerika üblichen Bauart mit Schraubenverbindungen (vergl. §. 87), vor. Die senkrechten Pfosten sind Säulen mit beweglichen Enden, erster Fall in Fig. 367; auch der obere Streckbaum hat Belastung auf Strebfestigkeit und zwar gemäss dem dritten Fall, Fig. 367. Folgende Figur stellt die am meisten dabei zur Anwendung kommenden

Fig. 370.



Querschnittformen dar. Der erste der dargestellten Querschnitte ist der in der Brückenbauanstalt in Phenixville, Pennsylvanien, für die Pfosten gebräuchliche. Die Säule ist aus Quadranteisen, manchmal auch Sextanteisen gebildet. Man reicht mit ganz wenig Kalibern aus, indem zur Verstärkung zwischen die Flantschen der Quadranteisen Flachstäbe von verschiedener Querschnittgrösse eingemietet werden. Die vier folgenden werden namentlich in dem Keystone-Werk angewandt. Man suche bei der Wahl der Querschnittabmessungen nur stets so zu verfahren, dass die (äquatorialen) Trägheitsmomente zu den beiden Hauptachsen gleich ausfallen, wozu §. 7 genügende Anleitung gibt. Der fünfte Quer-

*) Das Gebäude ist auch wegen der eigenthümlichen Konstruktion seiner feuerfesten Decken bemerkenswerth. Dieselben sind in sechs Stockwerken mit Kreuzgewölben, und in den beiden obersten mit den gebräuchlichen Kappengewölben eingedeckt, und werden von nahe 500 Flügelsäulen getragen. Der ganze Innenbau ist dabei lose zwischen die nur mit Querankern angehängten Mauern gestellt. S. Förster's Bauz. 1861, S. 93.

schnitt zeigt in Punktirung in der Mitte noch ein Doppel-T. Man wendet die hierbei entstehende Querschnittform namentlich in Streckbäumen an und benutzt bis zu drei solcher eingeschalteten Doppel-T-Platten. Der letzte der oben dargestellten Querschnitte, entstehend durch Verbindung von vier Winkeleisen, wird bei uns neuerdings bei Schachtgestängen verwendet*). Die Berechnung auf Strebfestigkeit geschieht hier zur Ermittlung des zulässigen Abstandes zwischen den Führungen des Gestänges.

Gekuppelte Säulen. Oftmals kommt es in Frage, ob es bei sehr bedeutender Belastung zweckmässig hinsichtlich der Materialersparniss sei, statt einer Säule deren zwei oder mehr aufzustellen. Wendet man m Säulen statt der einen an, so findet sich unter der Voraussetzung, dass auf Strebfestigkeit berechnet werden muss, bei Annahme geometrisch ähnlicher Querschnitte für das Verhältniss der Körperinhalte V^1 und V :

$$V^1 = \sqrt{m} V \dots \dots \dots (120)$$

d. h. die gekuppelten Säulen brauchen \sqrt{m} mal so viel Material als die einzelne Säule. Es ist also hinsichtlich des Materialverbrauchs für Säulen günstig, wenige stark belastete Säulen zum Tragen einer gegebenen Last zu verwenden.

7. Beispiel. Auch aus der obigen Tabelle lässt sich dies entnehmen. Wählt man z. B. zum Tragen von 1294 kg bei 6 m Säulenhöhe nur eine volle runde Säule, so hat diese nach Zeile 7 die Dicke 70 mm zu erhalten, während bei 4 Säulen von je 50 mm Dicke die Gesamtlast = $4 \cdot 338 = 1352$ kg, also nahe ebenso gross wird. Die Querschnitte verhalten sich aber wie $4 \cdot 50^2 : 70^2$, d. i. wie 100 : 49 oder sehr nahe wie $\sqrt{4} : 1$.

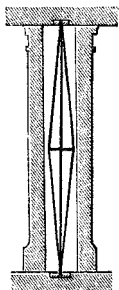
Verminderung der Säulenhöhe wirkt bedeutend auf den Materialverbrauch ein, da sich nach (110) die Querschnitte gleichbelasteter ähnlicher Säulen, wenn sie auf Strebfestigkeit zu berechnen sind, direkt wie die Höhen (l) verhalten. Dieser Umstand vermag die Auflösung einer Säule in mehrere gelegentlich zu rechtfertigen, wenn nämlich eine Höhenverminderung damit verknüpft werden kann. So z. B. sind nach Obigem die dreiständigen Eisenkerne nach Fig. 371, welche manche Architekten in Ziegelpfeilern anbringen**), noch immerhin vortheilhafter als einfache Stäbe, in-

*) Ein neues Schachtgestänge auf Grube Präsident in Westfalen, erbaut von der Isselburger Maschinenbauanstalt, hat solch ein Flügelgestänge. Am oberen Ende desselben haben die Winkeleisen 155 mm äussere Schenkellänge bei 18 mm Dicke.

**) Pfeiler des Vestibüls im Theater zu Karlsruhe.

dem hier das Volumverhältniss $= \frac{1}{2} \sqrt{m}$, d. i. $\frac{1}{2} \sqrt{3} = 0,866$ ausfällt.

Fig. 371.



Endlich ist noch zu bemerken, dass die Säulen, welche man in Maschinengestellen angewandt findet, meistens weit stärker ausgeführt sind, als die obige Berechnung sie liefert. Dies erklärt sich daraus, dass solche Säulen oft auch noch biegender und Zugkräften ausgesetzt sind, auch vielfach Erschütterungen auszuhalten haben, sodass die grössere Materialverwendung in der Regel gerechtfertigt ist*). Namentlich ist zu beachten, dass gusseiserne Säulen, die auf Zug beansprucht werden, wie die Gestellsäulen stehender Dampfmaschinen, zum mindesten mit dem Doppelten des aus (112), (114), (116) und (118) erhaltenen Querschnittes auszuführen sind. Bei Gebäuden findet man manchmal auch die Sicherheit grösser gewählt, als unsere Rechnung that, wie das Beispiel 6. zeigte; manchmal jedoch auch wird die Tragkraft in noch höherem Maasse ausgenutzt, als wir annahmen.

§. 128.

Formgebung der eisernen Säulen.

Die Säulen, welche als Maschinengestelltheile dienen, werden entweder mit bekannten Mitteln auf eisernen Grundplatten befestigt, oder sie werden, wie die als Gebäudetheile wirkenden Säulen auf Mauerwerk oder Quader gestellt. Ganz schwer belastete Gebäudesäulen werden manchmal mit einfacher Unterlegung einer Bleiplatte ohne weitere Befestigung auf einen Sockelstein gesetzt. Hat man aber ihre Stellung mehr zu sichern, so wird eine Verankerung mit dem Sockel hergestellt. Die folgenden Figuren zeigen drei Arten solcher Befestigungen. Die Sohlfläche der Säule liegt in allen drei Fällen unterhalb des Estrichs. Bei dem ersten ist eine besondere Sohlplatte mittelst eines Grundankers mit einem Ziegelsockel verbunden, beim zweiten eine der Säule angegossene Fussflantsche mit Steinschrauben an den Quader-

*) So bei Mühlen, wo die das Mühlengebiet tragenden Säulen eine 5- bis 6mal grössere Sicherheit gewähren, als wir oben anführten, und wo man wegen der Vibrationen doch die Abmessungen nicht gern verkleinert.

sockel befestigt. Die dritte Konstruktion (Borsig) wird so gebraucht, dass der mit dem Grundanker auf die glatte und gebohrte Sohlplatte befestigte Cylinder, welcher in dem hohlen Säulenfuss

Fig. 372.

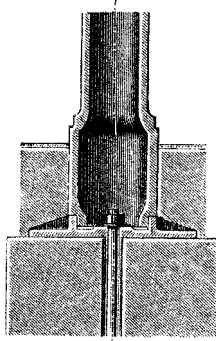


Fig. 373.

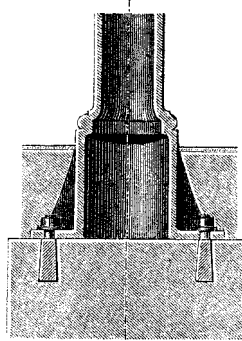
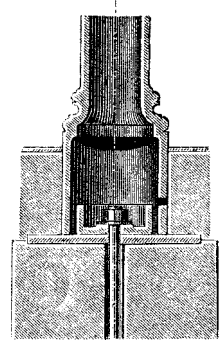


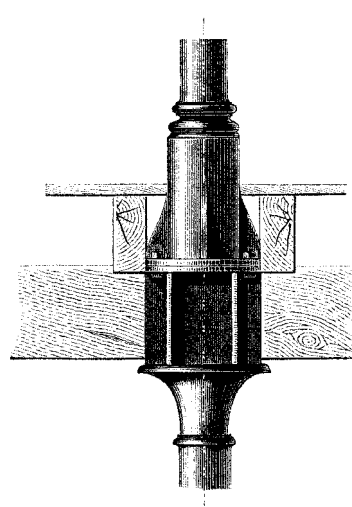
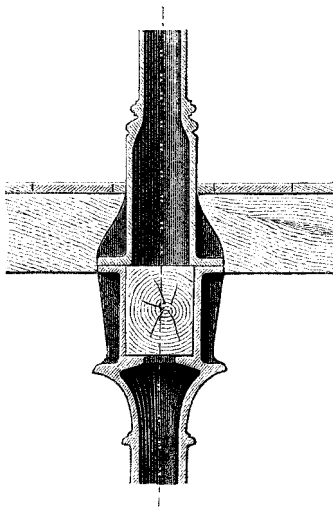
Fig. 374.



einen gewissen Spielraum hat, nach genauer Einstellung der Säule mit Blei umgossen wird. Es ist zu dem Ende im Säulenfuss ein Eingussloch ausgespart.

Der über dem Estrich vorstehende Theil des Säulenfusses wird mehr oder weniger nach den Stilformen der Baukunst ge-

Fig. 375.



staltet. In Fig. 372 ist nur eine einfache runde Platte zwischen Plinthe und Säulenschaft eingeschaltet; bei Fig. 373 ausser dieser

ein runder Wulst. In Fig. 374 ist die sogenannte attische Basis mit zwei Wulsten und der Einziehung (Trochilus) zwischen demselben nebst den trennenden Plättchen benutzt.

Das Kapital der Säulen wird in konstruktiver Beziehung je nach der herzustellenden Verbindung in vielfach abgeänderter Form ausgeführt. Fig. 375 zeigt in Durchschnitt und Seitenansicht die Verbindung eines Säulenkopfes mit einem Holzgebälk und dem Fusse der im nächsten Stockwerk anhebenden Säule. Ein Kasten über dem Kapital nimmt den Unterzug auf, der häufig gerade in dem Kasten seine Stossfuge hat. Bei Anwendung eiserner Unterzüge wird der Kasten entsprechend schmaler. Die nächstfolgende Säule setzt sich mit einer Flantschenverbindung auf den Kasten auf*).

Die Kapitalformen werden in stilistischer Beziehung mit vieler Mannigfaltigkeit behandelt, und bieten auch dazu viel Gelegenheit, die von manchen weniger benutzt wird, als sie verdient. Die Baukunst liefert hier eine reiche Fülle von Vorbildern, welche bei richtiger Auswahl auch mit sehr einfachen Mitteln Schönes hervorzubringen gestatten.

Für die unteren Stockwerke grosser Fabrikgebäude und für schwerbelastete Eisensäulen überhaupt eignet sich gut das einfache Würfelkapital, welches in romanischen Bauten eine so vielfache Verwendung findet. Fig. 376 (a. f. S.) stellt ein solches dar**). Ebenfalls für schwerbelastete aber schlankere Säulen geeignet ist das normannische Kapital, Fig. 377. Etwas leichter und belebter ist das gewisse gothische Kapitalen***) unter Vereinfachung nachgebildete in Fig. 378. In allen drei Fällen ist die Modellirung und Gussherstellung einfach. Am meisten in Maschinenbauten verbreitet ist das in Fig. 379 dargestellte zwischen der römisch-dorischen und toskanischen Ordnung liegende Kapital mit einem Echinus unter einer quadratischen Deckplatte (Abakus) und dem den Schaft vom Kapital scheidenden Rundstab (Astragal). Durch Streckung und Kürzung des Abstandes des letzteren vom Echinus kann man der Schlankheit oder Gedrücktheit der Säule leicht Rechnung tragen. Die strengen Formen des griechisch-dorischen

*) Andere verwandte Konstruktionen und Zubehör findet man in Brandt's Eisenkonstruktionen. Berlin 1865.

***) Angewandt unter anderem in den Werkstätten des österr. Lloyd in Triest, auch im kk. Arsenal zu Wien, beidemale vielleicht bei zu schlanken Verhältnissen der Säulen.

****) Unter anderem im Tower in London.

Stiles passen nicht für Eisensäulen, weshalb man sie, die so vollkommen den Steinstil an sich tragen, auch selten in Maschinenbauten findet, und mit Recht vermeidet.

Fig. 376.

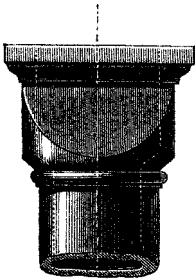


Fig. 377.

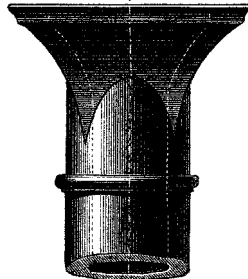
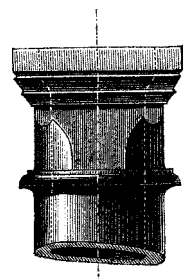


Fig. 378.



Besser passen dagegen für die Eisenbauten die korinthischen Säulen von der einfachen und graziösen Gestalt, welche in Fig. 380 wiedergegeben ist. Das Kapital ist durch einen Kranz von

Fig. 379.

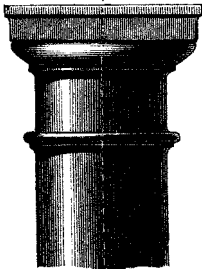


Fig. 380.

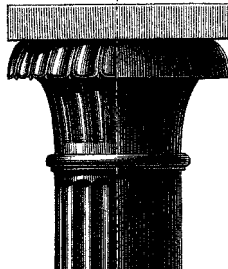
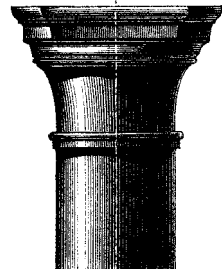


Fig. 381.



(21) Blättern, unten ausgekehlt, oben gewölbt, gebildet, und durch einen Astragal vom Schaft getrennt. Lässt man das Ornament weg, wie in der rechten Hälfte der Figur geschehen ist, so erhält man eine ebenso wirksame als einfache Kapitalform (vergl. Fig. 351). Selbst mit der Kannelirung lässt sich das Kapital wenigstens für einzelne Fälle rechtfertigen, wenn man bedenkt, dass in Deutschland die Kannelirung des Säulenschaftes sogar beliebt ist, wenigstens nicht gescheut wird. Das geriefte Kapital ist leicht ausführbar, wenn man es als Kapsel, welche bei dem Anfang der

Riefen über dem Astragal beginnt, für sich giesst, und über den Kern der Säule stülpt. Fig. 381 zeigt ein den Renaissanceformen sich annäherndes Kapitäl mit achteckigem Abakus, für leichte schlanke Säulen wohl geeignet.

Fig. 382.

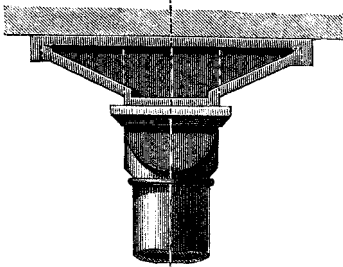


Fig. 383.

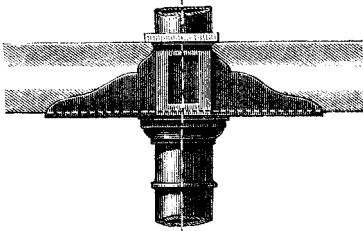


Fig. 385.

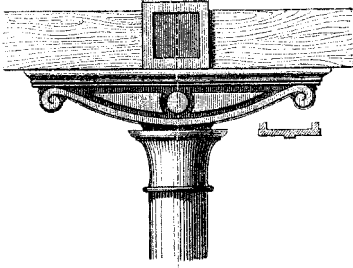
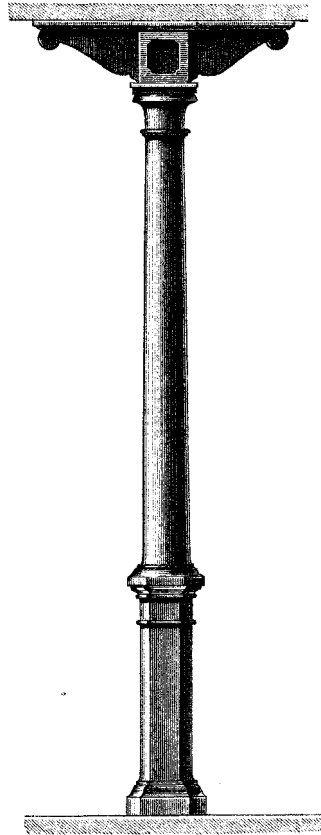


Fig. 384.



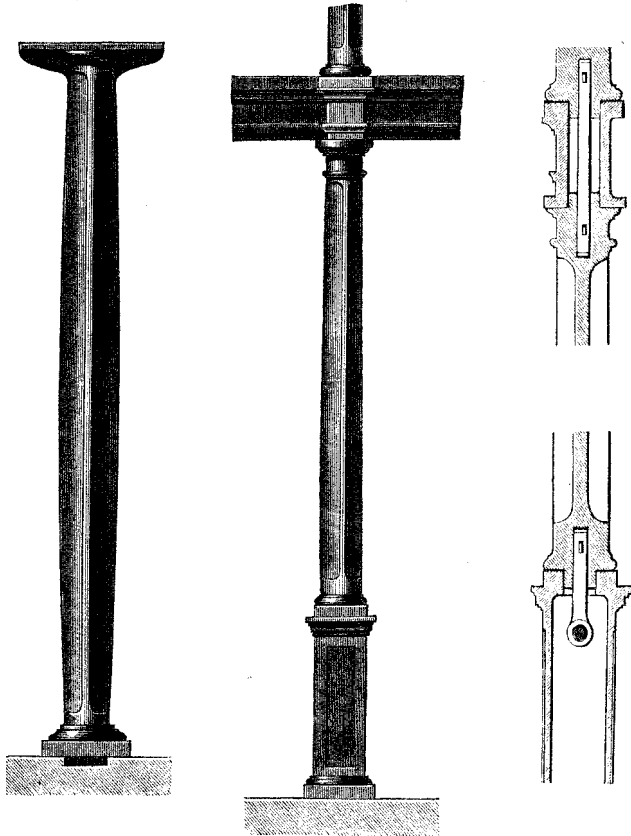
Der Anschluss an Gebälke, eiserne wie hölzerne, bedingt manchmal die Einschlebung einer länglichen Platte zwischen Säule und Gebälk, die bei aller Einfachheit doch stilgerecht behandelt werden kann. Fig. 382 zeigt die Anwendung einer solchen Zwischenlage auf das Würfelkapitäl, also in der Bestimmung für schwere massige Konstruktionen. Fig. 383 stellt ein leichteres

Kapital dar, bei welchem das Oberstück behufs Aufnahme eines Balkens kastenförmig erweitert ist; Fig. 384 eine noch schlankere und leichtere Konstruktion. Diese Figur zeigt zugleich die Anwendung eines hohen Stylobates oder Sockels für die in sehr schlanken Verhältnissen auszuführenden Säulen. Dieser Sockel wird, wie hier, manchmal achteckig im Querschnitt gebildet, was sich

Fig. 386.

Fig. 387.

Fig. 388.



der gothischen Stilbildung nähert. Vielfach aber findet man auch diese Sockel rund. Der Säulenschaft wird der Uebung der Architektur gemäss nach oben verjüngt ausgeführt. Verjüngung auf 0,8 bis 0,7 der unteren Dicke, welche bis zu etwa $\frac{1}{3}$ der Höhe beibehalten wird, liefert angenehme Verhältnisse*). Fig. 385 (a. v. S.)

*) Die in einer grossen rheinischen Maschinenfabrik ausgeführte Verjüngung der Säulen nach unten (Tischfuss) zeigt wohl, dass die Praxis

zeigt eine strenger stilisirte Form für das Kapitäl mit Konsolträger.

Die schon oben besprochenen Flügelsäulen sind in industriellen Gebäuden nicht ganz selten angewandt. Man führt für sie im Vergleich zu den hohlen Säulen an, dass sie nicht wie diese durch Excentrischwerden des Gusskernes mangelhaft werden können, oder wenigstens, dass ähnliche Gussfehler an ihnen nicht verborgen bleiben können. Die Figuren 386 bis 388 stellen solche Flügelsäulen dar. Fig. 386 eine solche aus den Kellern der Bahn von St. Germain. Hier ist der Schaft von unten bis oben geflügelt und daselbst leicht in Fuss und Kapitäl übergeführt; zugleich eine Säulenschwellung genau in die Mitte verlegt. Weit eleganter sind die Flügelsäulen, welche Rolland in der Tabacksmanufactur in Strassburg anwendete, siehe Fig. 387. Hier ist in dem einen Stockwerk ein vierkantiger Sockel der Flügelsäule gegeben, der aber im folgenden Stockwerk fehlt. Die Verbindung zwischen Sockel und Säule unten, wie die zwischen Kapitäl, Gebälk und der nächsten Säule oben zeigt Fig. 388. Man sieht hier, dass die Flügelsäule auch in angenehm wirkender und zugleich solider Form verwendet werden kann.

Die gegebenen wenigen Beispiele mögen genügen, auf dem anziehenden und so viel Mannigfaltigkeit gewährenden Gebiete der Formgebung der Säulen wenigstens einen Anhalt für diejenigen zu geben, welche Werth auf die Schönheit der Maschinenbauten legen.

Achtes Kapitel.

Achsen.

§. 129.

Eintheilung der Tragachsen.

Achsen nennt man Träger, welche umlaufende oder schwingende Theile zu tragen bestimmt, und deshalb mit Drehzapfen versehen

oft weit weniger spröde gegen das Stilisiren ist, als sie vorgibt, kann aber wohl nur den Anspruch auf Originalität, nicht auf Stilrichtigkeit machen.

sind; sie heissen Tragachsen oder Stützachsen (entsprechend den Trag- und Stützzapfen), je nachdem sie quer auf ihre Zapfenachsen oder in deren Längenrichtung belastet sind. Reine Stützachsen kommen wenig vor; vorerst und hauptsächlich behandelt das Folgende die Tragachsen und solche, die theils Stütz-, theils Tragachsen sind, und deshalb auch unter die Tragachsen gerechnet werden können. Bei denselben ist die Belastung entweder an einer Stelle vereinigt, oder sie ist auf mehrere Tragstellen vertheilt; es unterscheiden sich hiernach

einfach tragende oder einfache Achsen und
mehrfach tragende Achsen.

Ihre Querschnitte werden bei Guss- und Schmiedeisen entweder einfach kreisförmig oder nach zusammengesetzten Formen gebildet, wonach sich eine zweite Unterscheidung in der Berechnung ergibt. Bei sämtlichen Aufgaben der Achsenkonstruktion leistet die Graphostatik wesentliche Dienste. Es werden deshalb beide, das rechnerische und das zeichnerische Verfahren für das Entwerfen in Betracht gezogen.

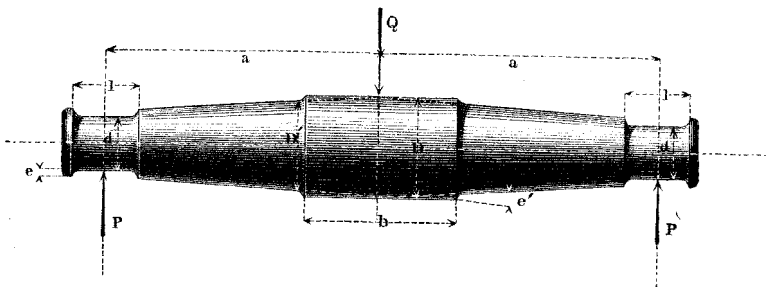
A. Die Querschnitte sind kreisförmig.

§. 130.

Gleichschenklige einfache Achse.

Die Last Q ist, lothrecht zur Achse gerichtet, in der Mitte derselben auf dem Achsenkopf angebracht, Fig. 389, der von einer

Fig. 389.



Hülse oder Nabe umschlossen wird. Die Verbindungen von Kopf und Zapfen heissen die Schenkel der Achse. Die Zapfen werden

nach den Regeln des V. Kapitels für $P = \frac{1}{2} Q$ berechnet, und die Achse selbst annähernd von gleicher Festigkeit mit dem Zapfen konstruirt.

Nennt man:

- d den Durchmesser, l die Länge des Zapfens,
- e die dem Zapfen zukommende Anlauf- oder Anpasshöhe,
- D den Durchmesser des Achsenkopfes, b dessen Breite,
- D' den Durchmesser des Schenkels dicht neben dem Achsenkopf,
- $e' = \frac{1}{2}(D - D')$ den Vorsprung des letzteren,
- a die Schenkellänge,

so nehme man

$$\frac{D'}{d} = \sqrt[3]{\frac{a - 0,5b}{0,5l}} \dots \dots \dots (121)$$

Hierbei erhält die Achse dieselbe Sicherheit wie der Zapfen, sodass, abgesehen von den Abrundungen und Annäherungsformen, bei schmiedeisernen Achsen die Spannung $\mathfrak{S} = 6^k$, bei gusseisernen $\mathfrak{S} = 3^k$ durchweg wird. Will man eine andere Spannung einführen, so unterlege man einen ideellen Zapfen, der mit derselben berechnet ist.

Die strenge Form des Achsenschenkels würde ein kubisches Paraboloid sein (vergl. §. 10, Nro. VI., Bemerkungen), welches als Hilfskonstruktion mit aufzutragen für den Lernenden sehr nützlich ist. Für die gewöhnlichen Fälle aber forme man den Achsenschenkel als Kegelstumpf von dem Basisdurchmesser D' und dem Scheiteldurchmesser $d + 2e$. Dabei wird e' nicht grösser gewählt, als es die Anbringung einer Bahn für den Befestigungskeil erfordert.

§. 131.

Ungleichschenklige einfache Achse.

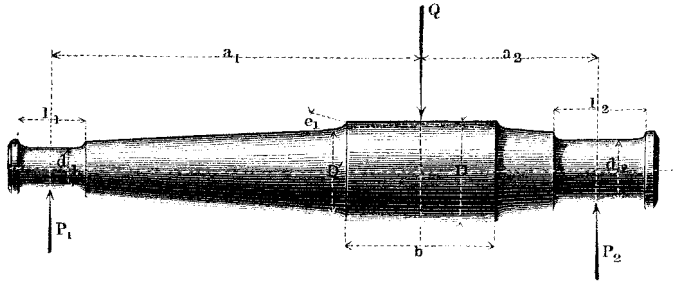
Sind die Schenkel ungleich lang, wie in Fig. 390 (a. f. S.), so vertheilt sich die Last ungleich auf die Zapfen d_1 und d_2 , und zwar ist

$$\frac{P_1}{Q} = \frac{a_2}{a_1 + a_2}, \quad \frac{P_2}{Q} = \frac{a_1}{a_1 + a_2}, \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{a_2}{a_1} \dots \dots (122)$$

Die Mittelebene des Achsenkopfes theilt die Achse in zwei Stücke, von denen man jedes einzelne so behandelt, wie die Hälfte einer gleichschenkligen einfachen Achse, worauf man schliesslich durch ausgleichende Verbesserungen das Ganze vollendet. Man berechne

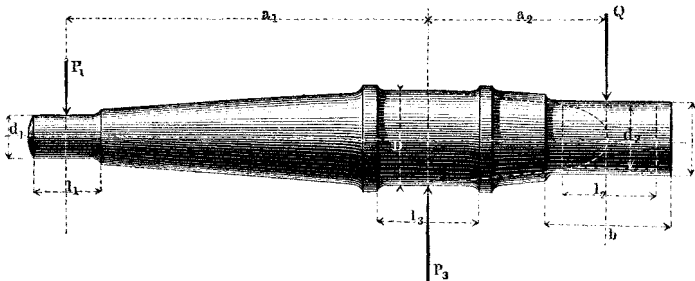
dann D' für beide Schenkel und behalte das grössere der sich für D ergebenden Resultate bei. Wird $a_1 = a_2$, so geht die Achse in die gleichschenklige über.

Fig. 390.



Wenn die Nabe für die Last Q , statt zwischen den beiden Zapfen, ausserhalb von deren Verbindung liegt (oder a_2 negativ wird), Fig. 391, so heisst die Achse eine freitragende oder flie-

Fig. 391.



gendtragende, wie die Praxis sich ausdrückt. Der Zapfen D wird hier ein Halszapfen (s. §. 92).

Man hat für die numerische Grösse der Kräfte:

$$\frac{P_1}{Q} = \frac{a_2}{a_1}, \quad \frac{P_3}{Q} = \frac{a_1 + a_2}{a_1}, \quad \frac{P_1}{P_3} = \frac{a_2}{a_1 + a_2} \quad \dots \quad (123)$$

Zuerst bestimme man den Zapfen d_1 , darauf einen ideellen Zapfen d_2 für die Laststelle, und eine Achsenkopfdicke D für den Halszapfen, so als ob die Aufgabe die obige wäre, indem man für D die grössere der beiden Dicken D' und D'' beibehält, welche sich für die beiden Enden des Halszapfens aus Formel (121) ergeben, und mache alsdann die Zapfenlänge $l_3 = \sqrt{l_1^2 + l_2^2}$. Hierauf lege man in den Schenkel a_2 die kubische Parabel, welcher der strengen

Form gleicher Festigkeit für diesen Schenkel entsprechen würde, und trage die (meist vorgeschriebene) Kopfbreite b je zur Hälfte von der Mitte des Zapfens d_2 aus beiderseits auf. Der Durchschnitt der nach D hin gelegenen Begrenzung des Kopfes mit der Parabel liefert dann den Durchmesser \varnothing des Achsenkopfes, der übrigens wird:

$$\frac{\varnothing}{d_2} = \sqrt[3]{\frac{b}{l_2}} \dots \dots \dots (124)$$

Beispiel. Gegeben die einseitige Belastung $Q = 6600 \text{ kg}$, $a_1 = 1200 \text{ mm}$, $a_2 = 600 \text{ mm}$, $b = 330 \text{ mm}$. Material Gusseisen, $n < 150$. Man hat: $P_1 = 0,5 Q = 3300 \text{ kg}$, $P_3 = 1,5 Q = 9900 \text{ kg}$. Nach Tabelle §. 91 ist nun zu nehmen $d_1 \sim 94 \text{ mm}$, $d_2 \sim 160 \text{ mm}$, wonach $l_1 = 141 \text{ mm}$, $l_2 = 240 \text{ mm}$. Nun wird $D = 160 \sqrt[3]{600 : 120} = 1,71 \cdot 160 \sim 274 \text{ mm}$, $l_3 = \sqrt{141^2 + 240^2} \sim 278 \text{ mm}$, $\varnothing = 160 \sqrt[3]{330 : 240} = 1,12 \cdot 160 \sim 180 \text{ mm}$.

§. 132.

Graphostatische Berechnung der einfachen Achse.

Die Aufsuchung der auf die Zapfen fallenden Kräfte geschieht auf graphostatischem Wege so, wie es in den Sätzen I. bis V., §. 39, angegeben ist. Ebendasselbst wird die Aufsuchung des Seil- oder Gelenkpolygons schon gelehrt, welches nach §. 43 und 44 in seinen der Krafrichtung parallelen Ordinaten die statischen Momente liefert, welche an den einzelnen Punkten wirken, weshalb dieses Polygon hier auch Momentenfläche zu nennen ist. Für die vorliegenden Aufgaben leiten sich aus den allgemeinen Sätzen folgende einfache Verfahrensweisen ab.

I. Die Last wirkt normal zur Achse.

a) Nabe und Last zwischen den Zapfen. Fig. 392 (a. f. S.). Ueber der Verbindungslinie AC der Zapfenmittel errichte ein Dreieck ABC , dessen Spitze B in der Richtungslinie von Q liegt, mache die zu AC normale $A.3 = Q$, ziehe $3. O \parallel BC$, $2. O \parallel AC$, so ist $A.2 = P_1$, $2.3 = P_2$. Durch Fällung der Lothe B_1 und B_2 aus den Nabenrändern wird Q in zwei daselbst wirkende Kräfte Q_1 und Q_2 zerlegt, welche das Kräftepolygon nach Ziehung von $Ob \parallel B_1B_2$ liefert, nämlich $Ab = Q_1$, $b.3 = Q_2$.

Die Vertikalordinate t an irgend einer Stelle der Momentenfläche ist proportional dem an ihrem Schnitte mit der Achse wir-

kenden statischen Momente M_y , ebenso die Ordinate t_1 dem statischen Momente M_1 an der Wurzel des Zapfens für P_1 . Man hat für beide einzeln:

$$y^3 = \frac{32}{\pi \epsilon} M_y, \quad d_1^3 = \frac{32}{\pi \epsilon} M_1$$

und daraus:

$$\frac{y}{d_1} = \sqrt[3]{\frac{M_y}{M_1}}, \text{ d. i. } = \sqrt[3]{\frac{t}{t_1}} \dots \dots \dots (124)$$

wonach die Aufsuchung der y leicht geschehen kann*).

b) Die Nabe zwischen den Zapfen, die Last ausserhalb derselben. Fig. 393. Ueber der zur Achse parallelen $A C$

Fig. 392.

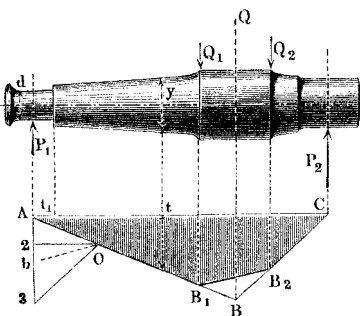
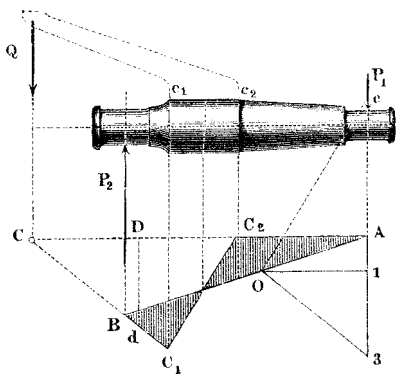


Fig. 393.



errichte das Dreieck ABC , die Punkte A, B und C in die Kraft-richtungen legend, suche den Fusspunkt D desjenigen Lothes auf AC , von welchem die CB das Stück $Dd = Q$ abschneidet, mache $O.1 \parallel AC$ und $= CD$, $A.1.3$ normal zu AC , $O.3 \parallel CB$, so ist $1.3 = Q$, $A.1 = P_1$, $3.A = P_2$. Die Kraft Q ist in zwei Kräfte an den Nabenrändern zu zerlegen, was durch Verbindung der Lotheinschnitte C_1 und C_2 und Ziehung von $Oe \parallel C_1 C_2$ geschieht; es ist nämlich nun $e.3 =$ der bei C_1 , $1.e =$ der

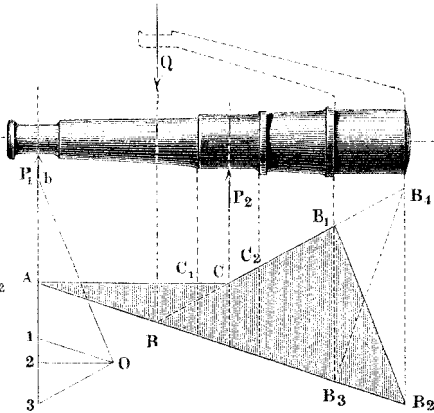
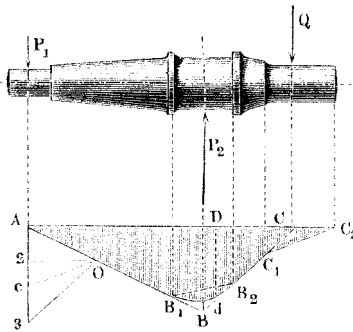
*) Wählt man die in Berechnung gezogenen Werthe von t so aus, dass sie durch t_1 aufgehen, so ist die Wurzeltafel der natürlichen Zahlenreihe zu benutzen, und sind wenige Werthe derselben ausreichend, z. B. die der ersten Zahlentafel am Ende des Buches. Berechnet man sofort y für die grösste der Ordinaten t , und misst die übrigen auf dieser, indem man dieselbe in 10tel etc. theilt, so ist der Quotient unter der Kubikwurzel immer kleiner als 1, und die zweite Zahlentafel am Schluss des Buches zu verwerthen.

bei C_2 angreifenden Kraft. Das Diagramm zeigt, dass die Achse innerhalb des Achsenkopfes einen Wendepunkt der elastischen Linie besitzt, an welchem die Biegungsbeanspruchung Null ist.

c) Freitragende Achse, die Last ausserhalb der Zapfen. Fig. 394. Zeichne das Dreieck ABC wie vorhin bei b),

Fig. 394.

Fig. 395.



suche ebenso CD so, dass $Dd = Q$, mache $A.3$ normal zu AC , $O.2 = CD$ und $\parallel AC$, $O.3 \parallel CB$, so ist wieder $A.2 = P_1$, $3.A = P_2$. Q nach C_1 und C_2 zerlegend, und $Oc \parallel C_1C_2$ ziehend, hat man $c.3$ und $2.c =$ den bei C_1 und C_2 wirkenden Kräften. Der Zapfen bei B ist gleichförmig belastet, seine Momentenfläche deshalb durch einen Parabelbogen zu profiliren (s. §. 42).

d) Freitragende Achse, die Last zwischen den Zapfen, Fig. 395. Nachdem das Dreieck ABC wie bei a) gebildet worden, ist die Zerlegung von Q nach B_1 und B_2 zu machen, wodurch das Polygon ACB_1B_2 entsteht (welchem das andere ACB_4B_3 gleichwerthig ist). Im Kräftepolygon ist $1.3 = Q$, $2.1 = P_1$, $3.2 = P_2$, und nachdem $Ob \parallel B_2B_1$ gemacht, $b.3 =$ der bei B_1B_3 , $1.b =$ der bei B_2B_4 angreifenden Kraft*).

II. Die Last wirkt schief zur Achse. Fig. 396 (a. f. S.). Kräftepolygon und Seilpolygon werden schief, wie die Richtung von Q angibt, sonst wie bei I. gezeichnet. Die Vertikalprojektionen

*) Achsen von der hier behandelten Beanspruchungsweise, obwohl sehr kleiner Belastung, sind die neuen sogenannten Ringspindeln der amerikanischen Spinnstühle.

a A und $3.c$ geben die Zapfendrucke P_1 und P_2 an; die Horizontalkomponente von Q wird durch einen oder beide Zapfen, die dafür als Stützzapfen wirken, aufgenommen *).

Fig. 396.

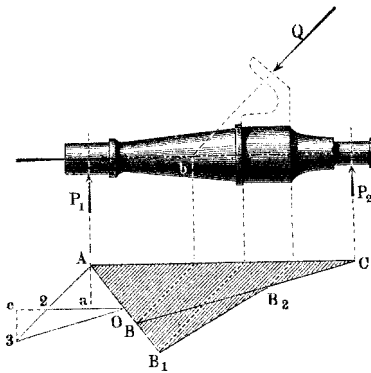
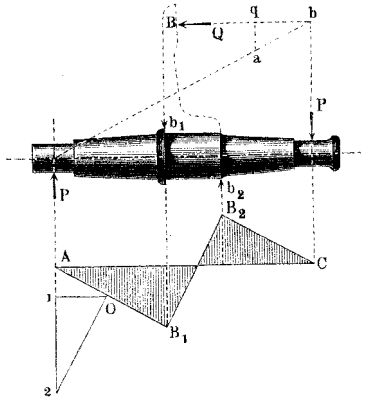


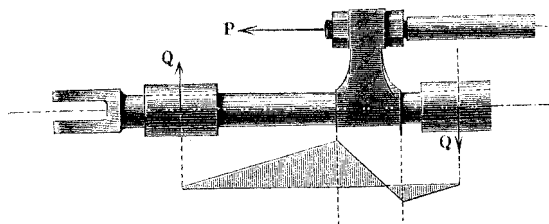
Fig. 397.



III. Die Last wirkt parallel zur Achse. Fig. 397. Es entstehen zwei Kräftepaare, eines aus den gleichgrossen Zapfenbelastungen P , ein zweites aus den gleichgrossen Nabenbelastungen gebildet. (Vergl. §. 38.) Ziehe von den Zapfenmitteln A und C aus die Parallelen AB_1 und CB_2 bis zu den Nabenrandlothsen, und verbinde B_1 mit B_2 , so ist AB_1B_2C die Momentenfläche. Behufs Auffindung der Kräfte verschiebe Q von B nach bq bis zum Lothe Cb , verbinde b mit dem anderen Zapfenmittel, und

*) Eine der obigen ähnliche Aufgabe kommt an dem sogenannten Schieberbayonnet, Fig. 398, vor, welches bei Lokomotiven häufig ange-

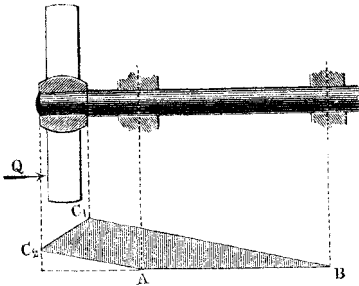
Fig. 398.



wandt ist. Die Beanspruchung wechselt hier periodisch den Richtungssinn unter fortwährender Verlegung der Angriffspunkte an der gegabelten Stange.

ziehe bis zu dieser Verbindungslinie das Loth qa , so ist dieses $= P$. Trägt man dasselbe nach $A \cdot 1$ auf, zieht $1 \cdot O \parallel AC$ und

Fig. 399.



$O \cdot 2 \parallel B_2B_1$, so ist $1 \cdot 2$ die Kraft bei b_1 und $2 \cdot 1$ die bei b_2 . — Liegt die Nabe bei übrigens gleichen Umständen ausserhalb der Zapfen, wie es z. B. bei einer freigetragenen, zum Theil austauchenden Schiffschraube der Fall ist, Fig. 399, so nimmt das Diagramm die Gestalt ABC_1C_2 an, wonach die Länge der Hervorragung auf die Biegungsbeanspruchung keinen Einfluss hat.

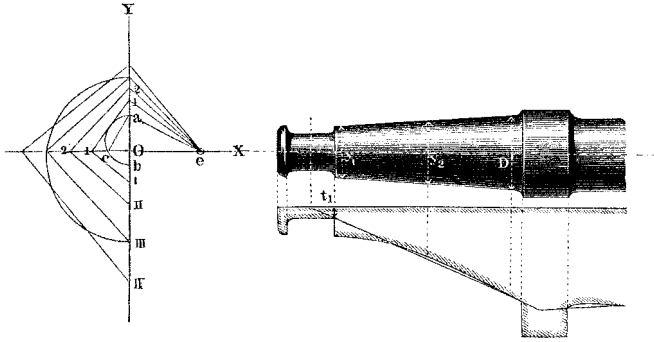
§. 133.

Probediagramm.

Um eine gegebene Achse auf ihre Biegefestigkeit rechnerisch zu untersuchen, hat man die den einzelnen Punkten zukommenden Querschnittmodel zu ermitteln. Sind wie hier alle Querschnitte kreisförmig, so verhalten sich die Model wie die dritten Potenzen der Durchmesser. Man hat also alle Durchmesser zu kubiren. Dies kann unter Benutzung der Lehrsätze in §. 28 sehr gut wie folgt graphisch geschehen. Unter der Voraussetzung, dass das zu erhaltende Diagramm mit einem theoretischen, d. i. einer vorher ermittelten Momentenfläche verglichen werden solle, bringt man am besten das neue Diagramm sofort auf den Maassstab des alten. Zu dem Ende trage von dem Schnittpunkt O der beiden rechtwinkligen Achsen X und Y nach oben die ganze (oder halbe) Zapfendicke Oa des zu untersuchenden Achsenschenkels, und auf die Rückwärtsverlängerung nach Ob die zugehörige Ordinate t_1 der theoretischen Momentenfläche, schlage über ab einen Halbkreis acb , ziehe ac normal zu ac , und betrachte Oe als Einheit, dann ist $Ob = (Oa)^3$. Macht man dann $O \cdot 1 = y$, $O \cdot 2 = y_2$ u. s. w. und zieht nach der Y - und der X -Achse die Normalen $1,1'$, $I, 2,2'$, II u. s. w., so sind $O I, O \cdot II$ u. s. w. die gesuchten Werthe $y_1^3, y_2^3 \dots$, die man nun zu einem Diagramm in die Hauptfigur zusammenträgt.

Das so entstehende Probediagramm belehrt sehr deutlich über die Wirkung der angewandten Abrundungen, Zusätze, Aus-

Fig. 400.



kehrungen und etwa begangenen Rechenfehler und zeigt die Schwankungen in der Sicherheit klar an, indem die in Wirklichkeit eintretenden Spannungen sich zu der gewünschten konstanten Spannung verkehrt verhalten wie die Ordinaten des Probediagramms zu denen der theoretischen Momentenfläche. Auch diese Reihenfolge von Verhältnissen kann zeichnerisch aufgetragen werden und liefert dann eine die wirklich eintretenden Spannungen versinnlichende Kurve, die Spannungskurve. Kennt man die Uebereinstimmung des theoretischen mit dem Probediagramme von einer der grösseren Dimensionen, z. B. wie hier von D' , so ist das Aufsuchen der Einheit besser mittelst dieser Gegebenen auszuführen (wie es auch in unserer Figur angedeutet ist), da dann die Genauigkeit der Einheit Oe leichter zu erzielen ist.

§. 134.

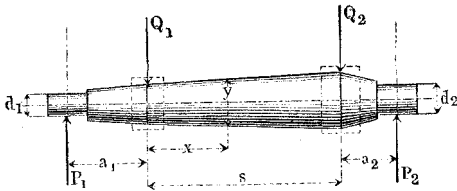
Achse mit zwei Tragpunkten.

Bei der in Fig. 401 schematisch dargestellten zweifach tragenden Achse heissen die Enden wieder die Schenkel der Achse, das Mittelstück der Schaft derselben. Sind Q_1 und Q_2 die Belastungen, s die Schaftlänge, so hat man für die Zapfendrucke:

$$\frac{P_1}{Q_1} = \frac{s + a_2 \left(1 + \frac{Q_2}{Q_1}\right)}{a_1 + s + a_2}, \quad \frac{P_2}{Q_2} = \frac{s + a_1 \left(1 + \frac{Q_1}{Q_2}\right)}{a_1 + s + a_2}. \quad (125)$$

Aus den auf diese Weise ermittelten Zapfendrucken lassen sich nun die Zapfen d_1 und d_2 , sowie überhaupt die Schenkel a_1 und a_2 ganz bestimmen, wobei man zunächst die Durchmesser D_1 und D_2 solcher ideellen Achsenköpfe ermittle, bei welchen Q_1 und Q_2 je auf einen Punkt konzentriert gedacht werden.

Fig. 401.



Für die dem Schaft an den verschiedenen Stellen zu gebenden Durchmesser hat man alsdann, wenn y den Durchmesser in der Entfernung x vom Lastpunkte Q_1 bezeichnet:

$$\frac{y}{D_1} = \sqrt[3]{1 + \frac{x}{a_1} \left(1 - \frac{Q_1}{P_1}\right)} \dots \dots \dots (126)$$

eine Gleichung, nach welcher das Profil des Schaftes nach zwei kubischen Parabelbogen zu begrenzen ist. Diese können indessen in der Regel durch zwei Geraden ersetzt werden, so dass der Schaft ein Kegelstumpf wird.

Die beiden Achsenköpfe werden gebildet, indem man geringe Verdickungen für die Keilbahnen anbringt, wie es in §. 130 gezeigt wurde, und den Tragstellen die Breite b gibt, welche das zu tragende Stück vorschreibt. In sehr vielen Fällen ist die vorliegende Achse gleichschenkelig und an beiden Lastpunkten gleichstark belastet, also $a_1 = a_2$, $Q_1 = Q_2$. Dann wird: $P_1 = P_2 = Q_1 = Q_2$, und $y = D$, also der Schaft cylindrisch. Hierzu gelangt man auch, wenn nur $P_1 a_1 = P_2 a_2$.

Die graphostatische Behandlung der vorliegenden Aufgabe ist leicht und löst auch unschwer die weniger einfachen Fälle. Sind wie vorhin die normal zur Achse AD in gleichem Sinne wirkenden Kräfte Q_1 und Q_2 gegeben, Fig. 402 (a. f. S.), so trage man auf der zu AD normal gerichteten $Aa \dots$ die $a1 = Q_1$, $1.2 = Q_2$ auf, wähle einen Pol O und ziehe die Strahlen Oa , $O1$, $O2$; ziehe dabei die $aO \dots$ bis zum Schnitte b mit der Kraft- richtung von Q_1 , darauf $bc \parallel 1O$, $cd \parallel 2O$, und verbinde d mit a . Durch Ziehung der $O3 \parallel da$ im Kräftepolygon erhält man dort in 2.3 die Kraft P_2 am Zapfen D und in $3a$ die Kraft P_1 bei A , in $abcd$ aber die Momentenfläche, deren Vertikalordinaten t

wieder zur Bestimmung der in ihrer Verlängerung liegenden Durchmesser y der Achse, wie es oben bei I. §. 132 gezeigt wurde, dienen. Der Schnittpunkt e der Verlängerten ab und dc liefert einen Punkt e der Lage Ee der Mittelkraft von Q_1 und Q_2 . Sucht man die Ee gleich von Anfang, z. B. nach der in §. 40 angegebenen Methode, so ist die vorliegende Aufgabe auf diejenige in §. 132 I. zurückführbar, wobei man dann die Richtung der Schlusslinie ad schon im voraus wie dort wählen kann.

Wirkt eine der Belastungen ausserhalb des zweiten Zapfens, Fig. 403, so kann der oben besprochene Wendepunkt in der elasti-

Fig. 402.

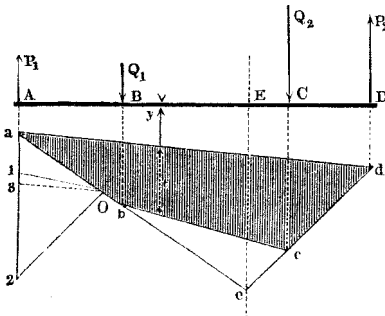
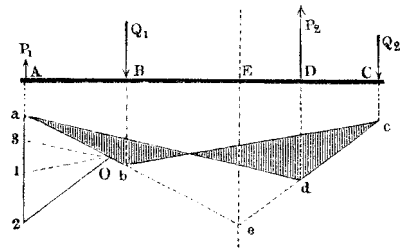


Fig. 403.



schen Linie entstehen; es geschieht, wenn die Mittelkraft von Q_1 und Q_2 zwischen die Stützen A und D fällt. Vergl. die Aufgabe §. 132 I. b. Die oben erwähnte scheinende Kraft wird durch 1.3 dargestellt.

Liegt die Mittelkraft von Q_1 und Q_2 ausserhalb der beiden

Fig. 404.

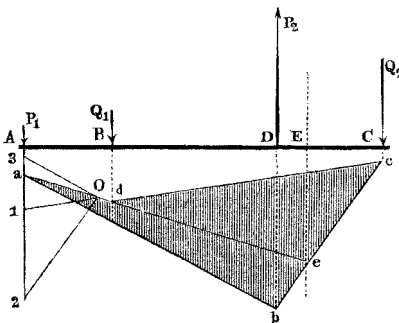
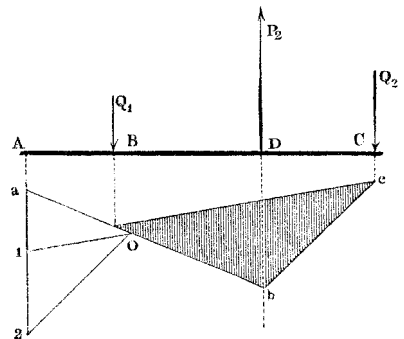


Fig. 405.



Zapfen, wie bei Fig. 404, so entsteht jener Wendepunkt nicht, die Kraft P_1 wird aber mit Q_1 und Q_2 gleichgerichtet; im übrigen

ist das einzuschlagende Verfahren nach wie vor dasselbe. Die Mittelkraft kann endlich auch gerade auf die Stütze D treffen, wie in Fig. 405. Alsdann werden die biegenden Kraftmomente in dem Stücke AB , welche bei der vorigen Aufgabe sehr klein waren, völlig Null; die beiden Begrenzungslinien der Momentenfläche fallen zusammen. Für den Schenkel AB und den Zapfen bei A bedeutet dies, dass beide nur den zufällig auf sie kommenden oder etwaigen anderen als den zur Berechnung gegebenen Kräften entsprechend zu machen sind, unter Umständen also sehr leicht und dünn ausgeführt werden dürfen. Die Zerlegung der einzelnen Belastungen auf die Nabenränder, welche je nach der Lage der Nabe das Diagramm wesentlich umgestalten kann, geschieht wie in §. 132 gezeigt wurde. — Andere Variationen als die betrachteten erhält man noch, wenn man die Kräfte Q_1 und Q_2 mit entgegengesetztem Sinne (oder Vorzeichen) einführt, obige Beispiele erklären aber das Verfahren auch dafür zur Genüge.

§. 135.

Schief belastete zweifach tragende Achsen. Eisenbahnwagenachse. Kranpfosten.

Bei schiefer Richtung der Kräfte Q_1 und Q_2 wird die zeichnerische Auflösung der vorliegenden Aufgabe kaum weniger einfach als vorher. Die schiefe Kraftrichtung kommt unter anderem bei den Achsen mancher Gelenkgeradfürungen, sodann auch bei den Eisenbahnwagenachsen vor, weshalb wir eine solche als Beispiel nehmen.

Ausser der im Wagenschwerpunkt S , Fig. 406 (a. f. S.), angreifenden Vertikalbelastung Q der Achse wirkt an demselben Punkte zu Zeiten eine durch Zentrifugalkraft und Schwankungen hervorgerufene Horizontalkraft H , welche nach Scheffler*) gemäss den Wöhler'schen Versuchen auf $0,4 Q$ steigen kann, so dass eine schief gerichtete Mittelkraft R gegen die Achse hin drückt. Da der Werth $0,4 Q$ durch Wöhler vermöge unmittelbar am Wagen selbst auf langen Fahrten angestellte Versuche ermittelt ist, schliesst er die Einwirkungen der Schienenüberhöhung in Kurven bereits ein. Diese Kraft R wird sowohl nach den

*) Ad. Scheffler, Eisenbahnwagenachsen. Braunschweig.

Schienenköpfen K_1 und K_2 hin, als nach den Zapfen A und D hin zerlegt. Bei der ersten Zerlegung ist zu beachten, dass die

Fig. 406.

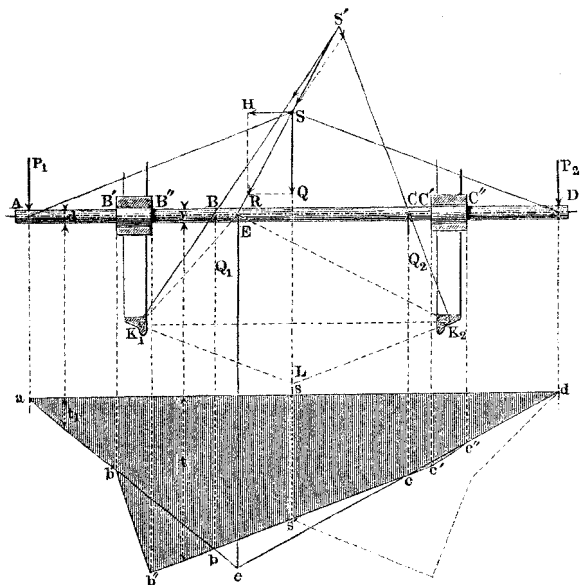
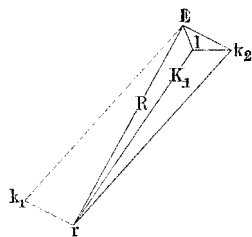


Fig. 407.



von H abgewendete Schiene K_2 nur normal (oder innerhalb des Reibungskegels) auf die Erzeugende des Radreifenkegels drücken kann, so dass $\angle LK_2S' = 90^\circ$ zu machen ist. In den Durchschnittpunkten B und C der Schienenkräfte mit der Achse rufen die letzteren die Vertikalkräfte Q_1 und Q_2 und vernachlässigbare Horizontalkräfte hervor; die schiefen Zapfenpressungen werden ebenfalls in ausser Betracht fallende Horizontalkräfte und Vertikaldrucke P_1 und P_2 zerlegt. Aus diesen werden die Zapfen d_1 und d_2 berechnet und das grössere Resultat beibehalten. Darauf fälle man aus dem Angriffspunkt E der Mittelkraft R ein Loth Ee auf die zur Achse parallel gezogene ad ; ziehe ea und ed , verlängere die Richtungen von Q_1 und Q_2 bis b und c , und lege durch b und c eine Gerade. Hierauf fälle man aus den Nabensrandpunkten $B' B'', C' C''$ Lothe nach b', b'', c', c'' und ziehe $b'b'', c'c''$, so ist $ab'b''c'c''d$ das Seilpolygon für die vorliegende Beanspruchung der Achse. Die Ordinaten t desselben dienen wie oben zur Berechnung der entsprechenden Dicken y aus der bekannten Zapfendicke d_1 und der Ordinate t_1 an der Zapfenwurzel.

Die Krafrichtung $K_1 B$ kann auch noch einfacher, als mittelst Aufsuchung des oft unbequem fallenden Punktes S' bestimmt werden. Man verbinde irgend einen Punkt der Richtungslinie von R , z. B. E mit den Schienenköpfen K_1 und K_2 und zerlege $R = Er$, Fig. 407, nach den Richtungen EK_1 und EK_2 in Ek_2 und $k_2 r = Ek_1$, ziehe die $k_2 l$ horizontal und die $El \parallel$ der bekannten Krafrichtung $K_2 S'$, so ist lE die Kraft in K_2 und rl die in K_1 , deren Richtung gesucht wurde, indem Ek_2 und $k_2 l$ die inneren Kräfte an der Ecke K_2 des Seilpolygons $E K_2 K_1$ sind, und mit der Kraft von der bekannten Richtung $K_2 S'$ ins Gleichgewicht treten u. s. w.

Da die Horizontalkraft H sowohl links als rechts gerichtet sein kann, so wird, wie die Punktirung rechts andeutet, die grössere Seite $as s' b' b'$ des Polygons für beide Achsenhälften benutzt. Ausserdem suche man auch das Seilpolygon für die blosse Vertikalbelastung Q auf. Liefert dasselbe für den Schaft eine grössere Ordinate als $s s'$ ist, so wird sie benutzt; die Totalform des Schafte wird ein in der Schaftmitte verdünnter Drehkörper. Die Zapfen der Eisenbahnwagenachsen haben 250 bis 300 minutliche Umdrehungen. Es ergibt sich deshalb für sie, wenn aus Schmiedeeisen, das Längenverhältniss 2. Die Anläufe der beiden Zapfen vertreten hier Stützzapfen, und werden in Bahnkurven wegen der oben besprochenen Seitenkraft H nicht unbedeutend beansprucht. Man findet die Anlaufhöhe $e = \frac{1}{7} d$ bis $\frac{1}{6} d$, also stärker als bei gewöhnlichen Stirnzapfen gemacht.

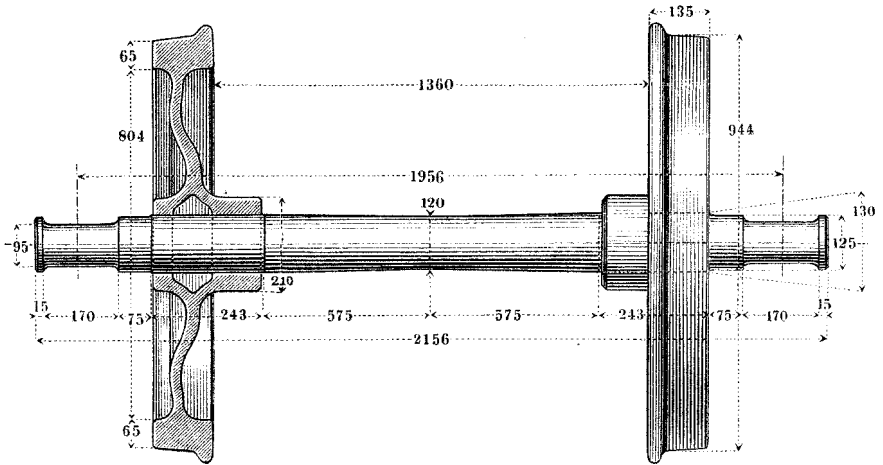
In verschiedenen Ländern bestehen Vorschriften oder Vereinbarungen, nach welchen die Achsen der Eisenbahnwagen auszuführen sind. Für die preussischen Bahnen ist Folgendes festgesetzt. Es soll genommen werden bei der Gesamtbelastung Q der Achsen, wenn

$Q = 3800$ kg	$D = 100$ mm	$d = 65$ mm
„ 5500 „	„ 115 „	„ 75 „
„ 8000 „	„ 130 „	„ 85 „
„ 10000 „	„ 140 „	„ 95 „

Die Zapfenlänge l kann dabei gewählt werden zwischen $1\frac{3}{4}$ und $2\frac{1}{4} d$; es ist also zweckmässiger Weise hier eine gewisse Freiheit gelassen. Als Material ist Schmiedeeisen vorausgesetzt; wird statt dessen Gussstahl angewandt, so kann Q um 20 Proz. erhöht werden. Man hat nach dem Früheren anzunehmen, dass die Maximalbelastung eines einzelnen Zapfens etwa $= \frac{2}{3} Q$ wird. Führt

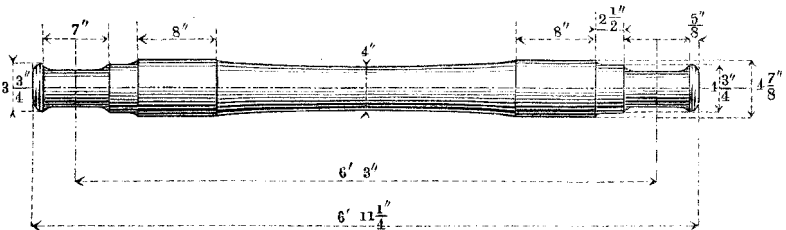
man damit eine Proberechnung aus, so findet man, dass σ zwischen 6,4 und 8,3, und p zwischen 0,30 und 0,41 schwankt. Eine gussstählerne Wagenachse der königl. Ostbahn, versehen mit ihren Rädern, stellt Fig. 408 dar.

Fig. 408.



In England ist eine schmiedeeiserne Normalachse von den in Fig. 409 angegebenen Maassen in Gebrauch*). Die nordamerikanische Normalachse stimmt mit der englischen überein**). Die

Fig. 409.



zulässige Belastung Q scheint etwa = 10 000 kg vorausgesetzt zu sein. — In Frankreich hat eine Vereinbarung über die Abmessungen der Bahnwagenachsen noch nicht stattgefunden; dagegen haben die einzelnen grossen Bahnen Normalien gewählt. Die Lyon-Mittelmeer-Bahn benutzt nach Couche acht Achsentypen. Bei

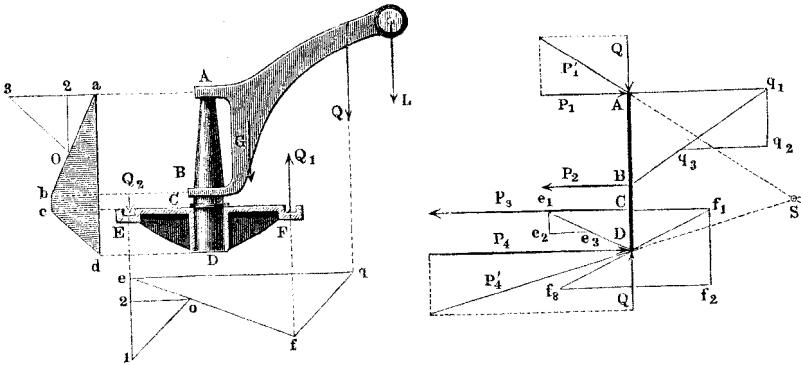
*) Nach Engineer 1873, November.

***) Nach Engineer 1873, Juni.

Typus No. 8 ist $d = 85$, $l = 170$, die Länge zwischen den Zapfenmitteln 1925, die Schenkeldicke in den Naben 125, die Schaftdicke in der Mitte 105 mm.

Die Kranpfosten sind gewöhnlich schief belastete, mehrfach tragende Achsen, wie folgende Beispiele zeigen. Ein Uferkran mit feststehendem Pfosten, Fig. 410, ist durch die Last L und das Eigengewicht G des Windwerks und Schnabels belastet, wodurch

Fig. 410.



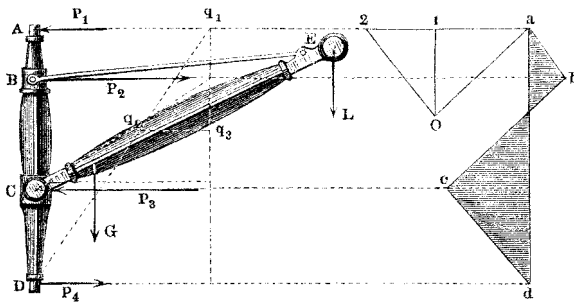
die Gesamtbelastung Q der Säule entsteht (vergl. die Beispiele §. 34 und die Anmerkung S. 100). Bei A und B sind Drehzapfen, bei CD ist der Pfosten in ein gusseisernes Kreuz eingesetzt, welches bei E und F festgehalten sei. Zuerst die Kräfte bei E und F aufsuchend, ziehen wir das Seilpolygon efq und das Kräftepolygon $e21O$, worin $21 = Q$, $1e =$ der Kraft Q_1 bei F , $e2 =$ der Kraft Q_2 bei E . Alle drei äusseren Belastungen wirken parallel der Achse, weshalb wir uns der bei Fig. 397 benutzten Methode bedienen können. Wir machen in der Hilfsfigur $q_1q_2 = Q$, und $q_2q_3 \parallel Aq_1$ normal zu AB . Diese Strecke liefert dann die Horizontalkräfte P_1 und P_2 bei A und B . Der Zapfen bei A soll die ganze Vertikalbelastung aufnehmen; es gesellt sich daher zu P_1 noch Q in A , die schief gerichtete Resultante P_1' liefernd. Ferner machen wir wieder Cf_1 normal zu AC , $f_2f_1 = Q_1$, ziehen die $f_1D \dots$ und die zu Cf_1 parallele f_2f_3 , so ist f_2f_3 die Grösse einer bei C nach links und einer bei D nach rechts wirkenden Kraft. Trägt man ganz entsprechend Q_2 nach e_1e_2 , und zieht die e_1D und die e_2e_3 , letztere $\parallel e_1C$, so liefert e_2e_3 die Grösse einer bei C ebenfalls nach links, bei D nach rechts wirkenden Kraft. Wir haben deshalb $P_3 = f_2f_3 + e_3e_2$ und $P_4 = e_2e_3 + f_3f_2$ zu

machen. Der Vertikaldruck des Pfostens werde ganz bei D aufgenommen; dann kommt dort die Vertikalcomponente $Q = f_2 f_1 - e_1 e_2$ zu P_4 hinzu, mit ihr die Resultante P_4' liefernd. (Probe: der Schnittpunkt S der P_1' und P_4' muss auf die Resultante der P_2 und P_3 fallen.)

Indem wir nun wieder wie früher die Zusammenpressung der Achse vernachlässigen, können wir aus P_1, P_2, P_3, P_4 das in Fig. 410 links in verjüngtem Maassstab eingetragene Kräftepolygon $a 2 3 O$ bilden, und erhalten damit die Momentenfläche $abcd$.

Ein Kran mit drehbarem Pfosten, an welchem Schnabel und Windwerk befestigt sind, habe die in Fig. 411 angegebene An-

Fig. 411.



ordnung. Die Lage von $Q = L + G$ wieder als gegeben betrachtend, verlegen wir Q nach $q_1 q_3$ an die zur Achse normal gerichtete $A q_1$, ziehen die $q_1 D$, und $\parallel A q_1$ die $q_3 q_2$ bis zum Schnitte mit $q_1 D$. Dann stellt die $q_3 q_2$ die Horizontalkraft P_1 bei $A, q_2 q_3$ die ebenfalls horizontale P_4 bei D dar. Liegt dort ein Stützapfen zur Aufnahme der Last Q , so setzt sich diese letztere mit P_4 zu einer schiefen Kraft zusammen.

Durch ganz ähnliche Zerlegung von Q nach B und C erhält man die dort wirkenden gleichen, aber entgegengesetzt wirkenden Horizontalkräfte P_2 und P_3 , von denen letztere, wofern bei B ein Gelenk für die Stange BE vorhanden ist, sich mit der Gegenwirkung Q zu einer schiefergerichteten Mittelkraft zusammensetzt. Die vier gefundenen Horizontalkräfte haben ganz dieselbe Anordnung wie die Normalbelastungen der Achse in Fig. 397. Wir erhalten eine jener ganz ähnliche Momentenfläche $abcd$, welcher zufolge zwischen B und D ein Nullpunkt für die biegenden Momente und demnach also Vorwärtsbiegung oberhalb, Rückwärtsbiegung unterhalb derselben entsteht. Im Kräftepolygon ist $2a = P_2, a2 = P_3, 21 = P_4$ und $12 = P_1$.

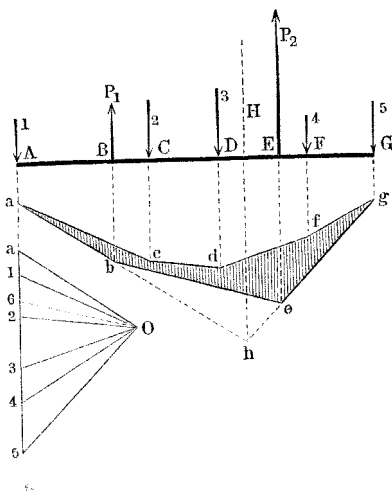
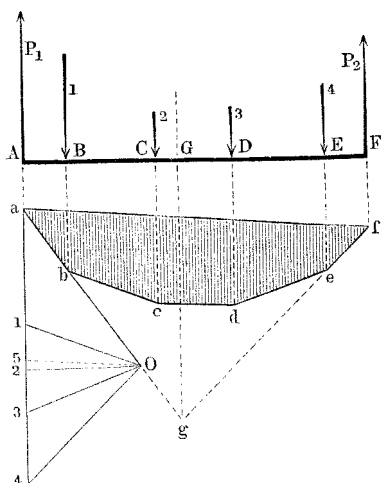
§. 136.

Achse mit drei und mehr Tragpunkten.

Die Zahl der Tragstellen der Achsen wird oft bis zu vier ausgedehnt. Zeichnerische Aufsuchung der Kräfte und Momente wie folgt. Man bilde (Fig. 412), unter dem Stützpunkt a beginnend, aus den gegebenen Kräften 1 bis 5 das Kräftepolygon $a_5 O$,

Fig. 412.

Fig. 413.



und daraus nach §. 40 das Gelenkpolygon $abcdefg$, und trage die zur Schlusslinie ga parallele $O6$ in das Kräftepolygon ein, worauf $56 =$ der Kraft P_2 bei G , $6a =$ der Kraft P_1 bei A ist. Aus P_1 und P_3 können die Zapfen d_1 und d_2 bei A und G berechnet werden, während die Ordinaten des Seilpolygones wie bisher zur Berechnung der Durchmesser der Achse dienen.

Der Schnittpunkt h der verlängerten ab und gf ist ein Punkt der Richtungslinie Hh der Mittelkraft der Kräfte 1 bis 5. Will man die Mittelkraftlage zu Anfang durch aufeinanderfolgendes Zusammensetzen der Belastungen bestimmen (s. §. 40), so lässt sich O sehr bequem so legen, dass ag parallel AG fällt. Auch kann man das gefundene schiefliegende Gelenkpolygon leicht auf eine zu AG parallele Schlusslinie niederklappen.

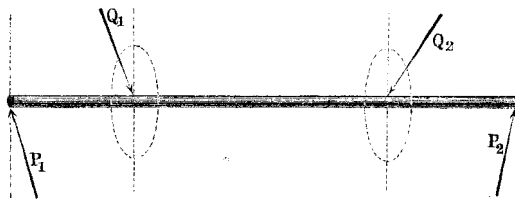
Hat die vielfach belastete Achse freitragende Schenkel, wie in Fig. 413 angenommen ist, so verfährt man ganz ähnlich wie oben, indem man, wieder bei dem ersten Kraftpunkte a beginnend, das Kräftepolygon $a5O$ aufträgt, die erste Seilpolygonseite ba nach dem Lothe der ersten Kraft, die zweite nach dem Lothe Cc der zweiten Kraft zieht, und so bis zur Schlusslinie eb fortfährt. Die erste und n te Seilrichtung schneiden sich nach wie vor auf der Richtung Hh der Mittelkraft. Variationen dieser Aufgaben ergeben sich, wenn die Belastungen von entgegengesetzter Richtung, und wenn sie schief gerichtet sind. Die früher vorgeführten Beispiele deuten den einzuschlagenden Weg zur Genüge an.

§. 137.

Tragachse mit windschiefer Belastung.

Bedeutend schwieriger als bisher wird die analytische Berechnung einer Tragachse, wenn (Fig. 414) die Belastungen in

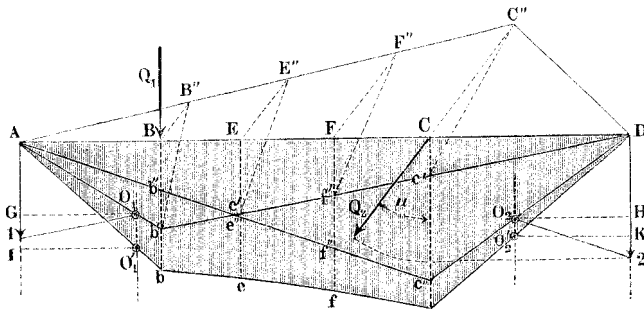
Fig. 414.



verschiedenen Ebenen wirken; mit der graphostatischen Methode dagegen sind die Schwierigkeiten leicht zu überwinden. Man trage zunächst, Fig. 415, die Kräftepolygone $A O_1 1$ und $D O_2 2$ für die Kräfte Q_1 und Q_2 bei gleichem Polabstand $G O_1 = H O_2$ so auf, dass beide Schlusslinien der alsdann zu zeichnenden Seilpolygone $A b' D$ und $A c' D$ in AD zusammenfallen, bringe darauf das zweite Seilpolygon auf die schiefwinkligen Ordinaten $BB'' = B'u'$, $CC'' = C'e'$ u. s. w., so zwar, dass dieselben mit den (vertikalen) Ordinaten des ersten Polygons den Winkel μ der Kräfteebenen einschließen, und ausserdem von den Anfangspunkten $B, C, E \dots$ rückwärts getragen werden. Hierauf mache man $Bb = B''b'$, $Cc = C''c'$, $Ee = E''e'$ u. s. w., und ziehe das Seilpolygon

$AbefcD$, so geben dessen Vertikalordinaten (nach §. 44) die wie bisher zu benutzenden biegenden Momente für die Achse an. Die

Fig. 415.



Linie $befc$ ist eine Kurve (Hyperbel), Ab und cD dagegen sind geradlinig. Zieht man noch $O_1 O_1' \parallel A 1$, $O_2 O_2' \parallel D 2$, und fällt die Lothe $O_1' J$ und $O_2' K$, so ist $A J$ die Zapfenkraft P_1 , $D K$ die Zapfenkraft P_2 , beide mit dem in den Kräftepolygone benutzten Maassstab zu messen. Ihre Richtungen sind durch Zusammensetzung von beziehlich $A G$ mit $H 2$ und von $D H$ mit $G 1$ unter dem Winkel μ zu ermitteln.

B. Die Querschnitte sind zusammengesetzt.

§. 138.

Kreisringquerschnitt.

Will man eine Achse mit dem Kreisringquerschnitt, also rohrförmig ausführen, so berechne man vorerst die Zapfen als hohle Zapfen nach den Angaben in §. 90 und beziehe dann, unter Beibehaltung des bei den Zapfen angewandten Hohlungsverhältnisses, sämtliche Abmessungen ebenso auf die Dicke der hohlen Zapfen, wie es bisher für die vollen gezeigt wurde. Das gebräuchlichste Hohlungsverhältniss ist 0,6. Oder: man bestimme sämtliche Dimensionen der Achse unter Zugrundelegung des vollen Kreisquerschnittes, wähle sodann das Hohlungsverhältniss, und vergrössere alle einzelnen Durchmesser nach Maassgabe des aus Formel (95) zu entnehmenden Koeffizienten. Vergl. übrigens auch §. 141.

§. 139.

Kreuz- und Sternquerschnitt.

Bei den mehrfach tragenden gusseisernen Achsen eignet sich für den Schaft sehr gut der Kreuzquerschnitt. Die Achse erhält bei seiner Benutzung im Schaft vier Flügel und wird danach Flügelachse genannt (vergl. „Flügelzapfen“ §. 102). Den Schenkeln gibt man dabei meist die gewöhnliche konoidische Form, siehe Fig. 416.

Fig. 416.

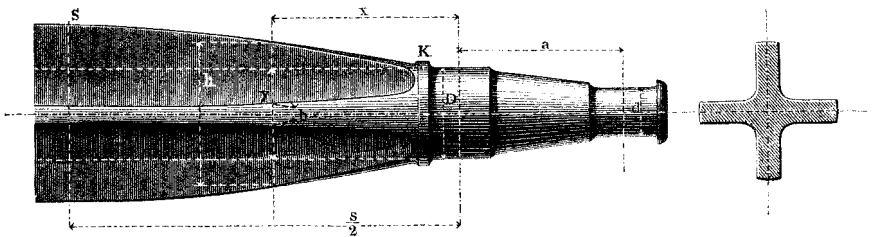
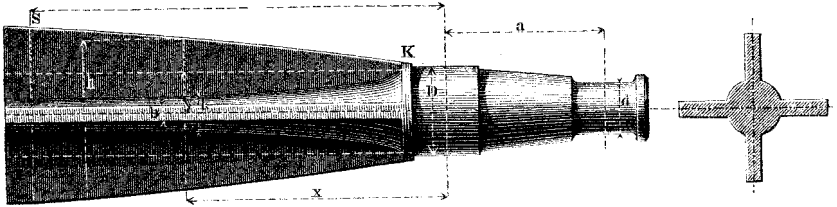


Fig. 417.



Die hier sichtbare Anschwellung der Flügelstärke nach den Köpfen hin wird manchmal durch Einschaltung eines runden Kernes ersetzt, Fig. 417.

Beim Entwerfen wird der Schaft zuerst (punktirt) so verzeichnet, als ob er den vollen Kreisquerschnitt erhalten solle, darauf das Profil $KS \dots$ der Flügel, in K an den Achsenkopf anschließend, mit einer Anschwellung (s. §. 142) von dem einen Schenkel zum anderen geführt. Ist dann für irgend eine Stelle (x) des Schaftes

y der Durchmesser der ideellen runden Achse oder des gleichwerthigen Konoids,

h die Rippenhöhe, b die Rippen-, k die Kerndicke,

so wähle man die Abmessungen derart, dass:

$$\frac{y}{h} = \sqrt[3]{\left(\frac{k}{h}\right)^4 + \frac{16}{3\pi} \left\{ \left(\frac{b}{h}\right)^3 \left(1 - \frac{k}{h}\right) + \frac{b}{h} \left(1 - \left(\frac{k}{h}\right)^3 \right) \right\}} \quad (127)$$

welche Formel auch für den reinen Kreuzquerschnitt genügend genaue Resultate giebt, wenn man $k = b$ einführt. Die Zahlen-ergebnisse unterscheiden sich zudem dann kaum von denjenigen für $k = 0,2h$, weshalb die folgende Tabelle für beide Querschnitte dienen kann.

$\frac{b}{h}$	Werthe von $\frac{h}{y}$, wenn $\frac{k}{h}$												
	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
0,05	1,30	1,40	1,50	1,61	1,72	1,84	1,94	2,04	2,15	2,18	2,22	2,26	2,27
0,06	1,30	1,39	1,48	1,58	1,68	1,79	1,87	1,95	2,02	2,07	2,11	2,13	2,14
0,07	1,29	1,38	1,46	1,56	1,65	1,74	1,82	1,89	1,94	1,98	2,00	2,02	2,02
0,08	1,28	1,36	1,45	1,53	1,62	1,70	1,76	1,83	1,87	1,91	1,93	1,93	1,93
0,09	1,27	1,35	1,43	1,51	1,59	1,66	1,72	1,77	1,81	1,84	1,86	1,87	1,87
0,10	1,27	1,34	1,42	1,49	1,56	1,63	1,68	1,72	1,75	1,78	1,80	1,80	1,81
0,11	1,26	1,33	1,40	1,47	1,54	1,60	1,64	1,68	1,71	1,73	1,74	1,75	1,75
0,12	1,25	1,32	1,39	1,45	1,51	1,57	1,61	1,64	1,67	1,68	1,69	1,70	1,70
0,13	1,25	1,31	1,38	1,43	1,49	1,54	1,58	1,61	1,63	1,64	1,65	1,65	1,65
0,14	1,24	1,30	1,36	1,42	1,47	1,51	1,55	1,57	1,59	1,60	1,61	1,61	1,61
0,15	1,23	1,29	1,35	1,40	1,45	1,48	1,52	1,54	1,56	1,57	1,58	1,58	1,58
0,16	1,23	1,28	1,34	1,38	1,43	1,46	1,49	1,52	1,53	1,54	1,55	1,55	1,55
0,17	1,22	1,27	1,33	1,37	1,41	1,45	1,47	1,49	1,50	1,51	1,52	1,52	1,52

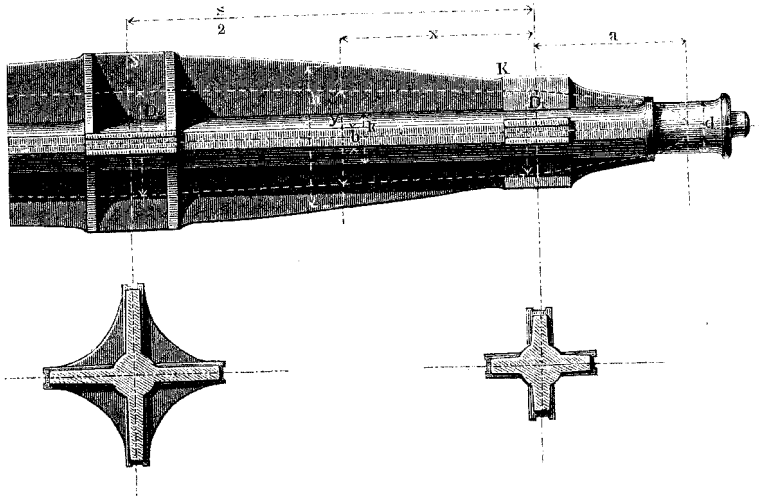
1. *Beispiel.* Reiner Kreuzquerschnitt. Hat das Flügelprofil an irgend einer Stelle das Zweifache des Durchmessers y des ideellen Konoids zur Höhe, so ist daselbst gemäss Zeile 3, letzte und erste Spalte die Rippendicke $b = 0,07$ der Rippenhöhe zu nehmen.

2. *Beispiel.* Ist ein Kern anzuwenden und ist diesem an einer Stelle, wo $h = 1,5y$ die Dicke $k = 0,6h$ gegeben, so ist daselbst gemäss Z. 8, Spalte 6 und 1 die Rippendicke $b = 0,12$ der dort gewählten Rippenhöhe h zu nehmen.

3. *Beispiel.* Man kann auch b konstant wählen und die Kerndicke k entsprechend ermitteln, oder auch k konstant wählen und die Rippendicke ermitteln. Letzteres ist bei der in Fig. 418 (a. f. S.) dargestellten Achse vorausgesetzt. Hier sind auch die Schenkel in Sternquerschnitt aus-

geführt. Die Köpfe erhalten, wie die beiden Durchschnitte verdeutlichen, eine Verdickung zur Aufnahme der Keilbahnen, ausserdem gibt man auch

Fig. 418.



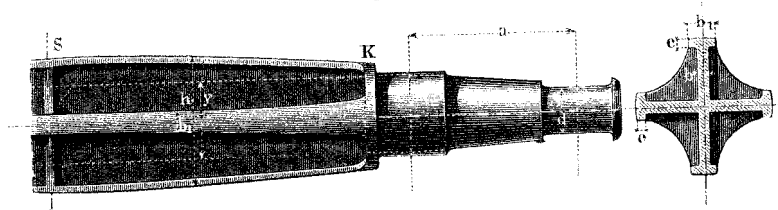
gern an den höchsten Profilstellen den Rippen Versteifungen, wie hier angegeben. Dem Zapfen ist ein kleiner Hilfszapfen, welcher beim Aufstellen sehr nützlich ist, angegossen gedacht

§. 140.

Die beränderte Flügelachse.

Sehr brauchbar für stark belastete Achsen ist die in Fig. 419 angewandte Querschnittform bei welcher die Flügel der Achse

Fig. 419.



eine Saumnerve erhalten. Fairbairn hat bei seinen ausgezeichneten Wasserrädern diese Form benutzt. Auch Rieter & Co. in Winterthur haben schöne Wasserräder mit solchen Achsen gebaut.

Man wählt auch hier wieder nach gescheneher Bestimmung des ideellen runden Schaftes von den Dicken y das Profil, also die Höhen h für alle Querschnitte. Wir machen alsdann in jedem Querschnitte die Randdicke $c =$ der Flügeldicke b , und haben darauf bei Anwendung der Form Fig. 419 für die Saumbreite b_1 zu nehmen:

$$\frac{b_1}{b} = 1 + \frac{\frac{3 \pi}{16} \left(\frac{y}{h}\right)^3 - \frac{b}{h} - \left(\frac{b}{h}\right)^3}{6 \left(\frac{b}{h}\right)^2 - 12 \left(\frac{b}{h}\right)^3} \dots \dots \dots (128)$$

nach welcher Formel die folgende Tabelle berechnet ist.

$\frac{b}{h}$	Werthe von $\frac{b_1}{b}$, wenn $\frac{h}{y}$									
	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00
0,05	—	—	—	—	—	7,94	6,17	4,81	3,64	2,75
0,06	—	—	—	—	6,99	5,38	4,13	3,17	2,34	1,97
0,07	—	—	—	6,70	5,12	3,91	3,45	2,24	1,61	1,01
0,08	—	—	6,82	5,16	3,91	2,96	2,22	1,65	1,17	—
0,09	—	—	5,45	4,11	3,10	2,33	1,73	1,01	—	—
0,10	—	6,00	4,48	3,37	2,53	1,89	1,39	—	—	—
0,11	—	5,05	3,77	2,82	2,11	1,57	1,15	—	—	—
0,12	6,56	4,34	3,23	2,42	1,80	1,34	—	—	—	—
0,13	5,73	3,78	2,81	2,10	1,56	1,15	—	—	—	—
0,14	5,06	3,34	2,48	1,85	1,38	1,01	—	—	—	—

Ueber 6 bis 7 und unter 1 wird $b_1 : b$ nicht gemacht, weshalb die Tabelle nicht über diese Werthe hinausgeht. Man sucht einige Saumprofilpunkte auf und verbindet sie durch eine stetige Linie.

§. 141.

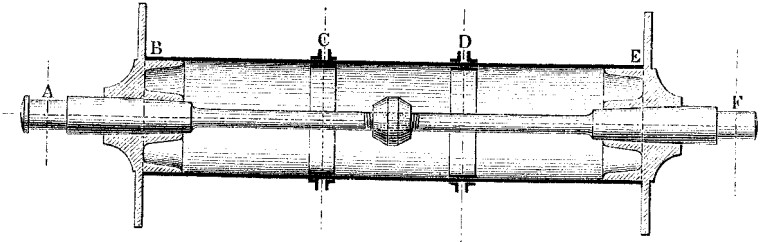
Zusammengesetzte Wasserradachse.

Die Fig. 420 (a. f. S.) stellt eine aus Guss- und Schmiedeisen zusammengesetzte Wasserradachse dar, welche bei einem Wasserrad von 10 m Höhe und 6 m Breite an die Stelle einer gebroche-

nen schmiedeisernen Achse gesetzt worden ist *). Die Belastungen betragen an den vier Tragpunkten

<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>
16 090	5420	5420	10 390 kg,

Fig. 420.



zusammen 37 320 kg **). Der Schaft ist eine Trommel aus Eisenblech von 10 mm Dicke und 1120 mm äusserem Durchmesser und ist aus drei Schüssen zusammengesetzt, die durch Laschennietung bei den Mittelrosetten verbunden sind. Die Zapfenstiele sind in die gusseisernen Endrosetten schwach konisch eingepasst und haben jeder eine Verlängerung, die bis zur Achsenmitte reicht, woselbst die beiden Stiele mit Links- und Rechtsgewinde in eine Mutter treten. Zapfendicke und -Länge 200 und 280 mm. Den Verbindungslaschen gegenüber stehen auf der Aussenwand der Trommel Winkeleisen, welche zur Befestigung der Rosetten dienen. Die durch die Biegung in der Trommelwand hervorgerufene Spannung beträgt nur 2,2 kg, in der Nietnath indessen etwa 4,5 kg.

§. 142.

Verzeichnung der Flügelprofile.

Zur Verzeichnung der schwachgekrümmten Linie, nach welcher die Profile der Achsenflügel begrenzt werden, kann man sich einer der folgenden Methoden bedienen. In den zugehörigen Fi-

*) Das Rad gehört der Société des Eaux du Rhône in Genf. Siehe Annales du Génie civil 1866 und ebenda 1872; der Neubau ist durch Ingenieur Achard in Genf ausgeführt worden.

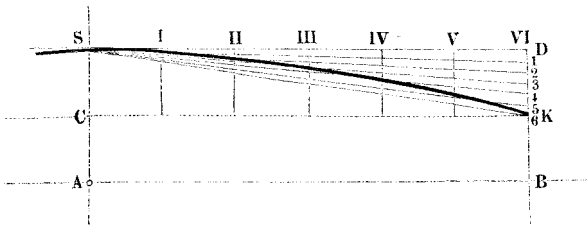
**) Vergl. das Diagramm Fig. 412, wo vorstehende Verhältnisse zu Grunde gelegt sind.

guren bezeichnet AB die geometrische Achse des Stückes, S den (bekannten) Scheitelpunkt der Profilkurve, K den ebenfalls bekannten oder gewählten Ansatzpunkt derselben am Achsenkopf.

1) Kreisbogen. Nur bei Zeichnungen in kleinem Maassstab ist derselbe, wenn er mit dem Zirkel oder nach Kreisschablonen gezogen werden kann, zweckmässig und empfehlenswerth.

2) Parabel. (Fig. 421.) $SD \parallel AB \parallel CK$; theile SD in n , z. B. in sechs gleiche Theile, ebenso DK ; fälle von den Theil-

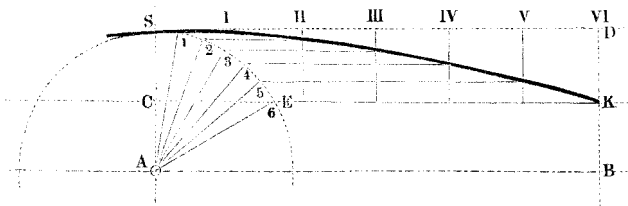
Fig. 421.



punkten I, II, III . . . Lothe auf CK , und ziehe aus S die Geraden $S1, S2, S3 \dots$, so liefern deren Schnittpunkte mit den Lothen I, II, III . . . die gesuchten Parabelpunkte.

3) Sinouide. (Fig. 422.) $SD \parallel AB \parallel CK$; beschreibe mit A S einen Kreis um A , theile den durch CK abgeschnittenen Bogen

Fig. 422.



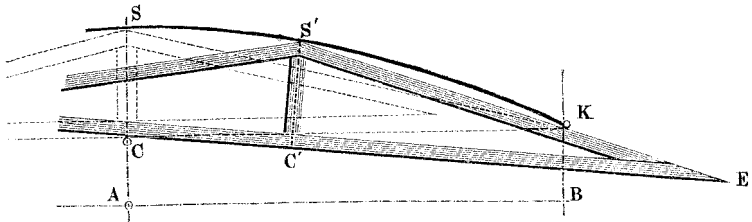
SE desselben in n , z. B. sechs gleiche Theile, ebenso die Gerade SD , ziehe aus den Theilpunkten 1, 2, 3 . . . Parallelen zu AB , und aus I, II, III . . . Lothe zu AB , so liefern die Schnitte der letzteren mit den ersteren die gesuchten Sinoidenpunkte.

4) Elastische Linie. Man biege eine sorgfältig prismatisch gearbeitete Ruthe von quadratischem Querschnitt durch Druck an den Punkten K_1, K_2 und S derart, dass die Pfeilhöhe CS die verlangte Grösse erhält, und verzeichne dann die Kurve, indem man die Ruthe als Lehre benutzt. Für grosse Ausführungen ist die Ruthe etwa 20 bis 30 mm dick zu nehmen und unter Wasser

aufzubewahren. Bei kleinen Zeichnungen für das gewöhnliche Zeichenbrett ist zu empfehlen, sie nicht unter 5 mm dick zu wählen.

5) Kardioide. Die folgende in vielen Fabriken gebräuchliche Methode eignet sich vorzugsweise gut zum Aufreißen der Kurve auf das zum Modell vorgerichtete Brett. Man fertigt behufs der Verzeichnung eine hölzerne Schablone $S'KEC$ (Fig. 423) an, bei welcher EC und ES' gerade Kanten sind, und deren Ab-

Fig. 423.



messungen $C'S' = CS$ und $CE = CK$ durch die Lage der zu verbindenden Punkte S und K gegeben sind. Man bringe sodann in C und K feste Stifte an, und führe die Kante CE längs dem Stift C , die Kante $S'E$ längs dem Stift K , so beschreibt der Punkt S' der Schablone von S nach K einen Bogen einer verkürzten (Peri-) Kardioide, welches Bogenstück sich sehr gut zu dem vorliegenden Zwecke eignet, und durch Führung eines Bleistiftes in S' unmittelbar fest und kräftig auf das Modellbrett aufgerissen werden kann.

Für das Entwerfen auf dem gewöhnlichen Zeichenbrett ist es sehr bequem, die Kurve nach 2) oder 3) zu bestimmen und sie darauf mit Hilfe einer angelegten dünnen Ruthe nach 4) zu ziehen.

§. 143.

Hölzerne Achsen.

Die Wasserräder erhalten noch vielfach Achsen aus Eichenholz, denen man ein regelmässiges Vieleck zum Querschnitt gibt. Sie werden bis auf die, durch die anzuwendende Zapfenverbindung (siehe §. 102) vorgeschriebenen Schenkelenden prismatisch und demnach so dick gemacht, wie die stärkst beanspruchte Stelle es verlangt. Man findet für die Eichenholz-Achse die Dicke, indem

man für die gleichbelastete gusseiserne Achse die Achsenkopfdicke aufsucht (siehe §. 130 ff.) und diese mit 1,55 (d. i. mit der $\sqrt[3]{2}$ aus dem Verhältniss der Tragmodel 7,5 für Gusseisen, 2 für Holz) multipliziert. Der so erhaltene Durchmesser kann für einzelne Fälle zu klein ausfallen, wenn nämlich etwa die Arme in den Achsenkörper eingesteckt, überhaupt der Baum verschwächt werden muss, reicht aber bei Belastung des vollen Querschnittes aus. Fällt er kleiner aus, als es die Zapfenverbindung, siehe §. 102, verlangt, so ist der von dieser geforderte Durchmesser des Achsenschenkels für die ganze Achse maassgebend. Die Wahl zwischen eisernen und hölzernen Wasserradachsen muss sich nach lokalen Preisen und Verhältnissen richten.

Beispiel. Eine Wasserradachse von 2700 mm Schenkellänge sei so belastet, dass sie gusseiserne Zapfen von 90 mm Dicke und danach von 135 mm Länge erhalten müsse. Gemäss §. 130 ist dann die Achsenkopfdicke zu nehmen: $D = 90 \cdot \sqrt[3]{2700 : 68} \approx 90 \cdot \sqrt[3]{40} = 308 \text{ mm}$. Bei der Ausführung in Holz ist daher mindestens zu machen: $D' = 1,55 \cdot 308 = 477 \text{ mm}$.

Neuntes Kapitel.

W E L L E N.

§. 144.

Berechnungsart der cylindrischen Wellen.

Der Maschinenbau versteht unter Wellen diejenigen Achsen, welche verdrehende Kraftmomente zu übertragen bestimmt sind. Dieselben müssen für diesen Zweck solche Abmessungen erhalten, dass sie 1) fest genug sind, und dass sie 2) durch die verdrehende Kraft nicht zu stark verwunden werden. In der Regel erfahren die Wellen ausser der Beanspruchung auf Drehung auch noch solche auf Biegung durch die Gewichte und Pressungen der auf ihnen sitzenden Räder, Rollen, Hebel u. s. w. Vorerst soll indessen hierauf keine Rücksicht genommen und auch nur für die vollen cylindrischen schmied- und gusseisernen Wellen die Berechnungsart angegeben werden.

Es bezeichne für eine solche Welle:

P die verdrehende Kraft,

R den Hebelarm, an welchen sie angreift,

N die Anzahl der Pferdestärken, welche die Welle überträgt,

n die Anzahl ihrer minutlichen Umdrehungen,

d den Wellendurchmesser,

L die Länge der Welle (ausnahmsweise) in Meter,

ϑ^0 den Verdrehungswinkel in Graden,

\mathfrak{S} die durch die Verdrehung am Wellenumfang hervorgerufene Spannung,

G den Drehungsmodul ($\frac{2}{3}$ des Elastizitätsmoduls) des Materials,

so ist zu nehmen bei blosser Berücksichtigung der Festigkeit:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \mathfrak{S}} P R} \dots \dots \dots (129)$$

und bei blosser Berücksichtigung der Verdrehung:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32}{\pi G} \frac{1000 \cdot L}{\vartheta^0} \frac{360}{2\pi} P R} \dots \dots \dots (130)$$

Um dieselbe Sicherheit bei den Wellen anzuwenden, welche bei den Zapfen gebraucht wurde, dürfte \mathfrak{S} (vergl. §. 5) nur $\frac{4}{5}$ der dort eingeführten Spannung betragen; man findet indessen in guten Ausführungen die Spannungen selbst so hoch wie jene, weshalb wir für Schmiedeseisen $\mathfrak{S} = 6$, für Gusseisen $\mathfrak{S} = 3$ einführen können. Hiermit erhält man bei blosser Rücksicht auf die Festigkeit

für schmiedeiserne Wellen

$$d = 0,95 \sqrt[3]{P R} = 84,7 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (131)$$

für gusseiserne Wellen

$$d = 1,19 \sqrt[3]{P R} = 106,7 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (132)$$

In Bezug auf die Verdrehung ist es zweckmässig, den Verdrehungswinkel ϑ nicht über $\frac{1}{4}^0$ auf den laufenden Meter zu machen, d. i. zu setzen $\vartheta^0 = 0,25 L$. Hiermit erhält man aus (132) bei blosser Rücksicht auf die Verdrehung:

für schmiedeiserne Wellen:

$$d = 4,13 \sqrt[4]{P R} = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (133)$$

und für gusseiserne Wellen:

$$d = 4,91 \sqrt[4]{PR} = 143 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (134)$$

Hierzu sei bemerkt, dass sich der sogenannte Effektquotient $\frac{N}{n}$ aus dem statischen Momente PR nach dem Ausdrücke

$$PR = \frac{60 \cdot 75 \cdot 1000}{2\pi} \frac{N}{n} = 716198 \frac{N}{n} \sim 716200 \frac{N}{n} \quad (135)$$

berechnet. Nach den vorstehenden Formeln ist die folgende Tabelle über die schmiedeisernen Wellen berechnet. Sie zeigt, dass eine Welle zwar eine völlig genügende Sicherheit gegen bleibende Formänderung haben kann und trotzdem viel zu dünn sein kann, um eine genügend kleine Verwindung durch ihre Beanspruchung zu erfahren. Würde z. B. eine 8 m lange Welle an einem Ende mit einer verdrehenden Kraft von 100 kg an einem Arme von 500 mm angegriffen, und hätte die Aufgabe, dieses Drehmoment von 50 000 kg \times mm am anderen Ende abzugeben, so würde sie nach Z. 2 fest genug sein bei 35 mm Dicke. Dieselbe Zeile Spalte 4 zeigt aber, dass dann diese Welle nahe 10 mal zu stark auf Verdrehung beansprucht wäre, also nach dem Obigen eine Verwindung von $10 \cdot 8 \cdot \frac{1}{4} = 20^\circ$ erfahren würde. Soll die Verdrehung die oben angenommene von $\frac{1}{4}^\circ$ auf den laufenden Meter sein, so hat man nach Zeile 7 bis 8, Spalte 4, eine Wellendicke von etwa 63 mm zu wählen, was nach Spalte 2 ungefähr einer Versechsfachung ihrer Festigkeit entspricht.

Die Rücksicht auf den Verdrehungswinkel ist bei kurzen Wellenstücken, z. B. Wellenhälsen zwischen zwei Rädern u. s. w., unwichtig, weil bei diesen ϑ meist von selbst klein genug ausfällt. Man hat im Grunde genommen in jedem besonderen Falle die Länge der Welle, beziehentlich die Wichtigkeit der Vermeidung grosser Verdrehungswinkel in Betracht zu ziehen.

Für die gusseisernen Wellen kann man die Tabelle ebenfalls benutzen, indem man den zu ermittelnden Werth von d bei dem Zweifachen des gegebenen Werthes von PR oder $N:n$ sucht.

Für Gussstahl würde, da dessen Tragmodul $\frac{5}{3}$ mal so gross ist, also der des Schmiedeisens, die auf blosse Festigkeit berechnete Welle $\sqrt[3]{0,6}$ d. i. 0,84 mal, die auf blosse Verdrehung berechnete $\sqrt[3]{0,6}$ d. i. 0,88 mal so dick zu nehmen sein, als die gleichwerthige schmiedeiserne Welle.

Anmerkung: Wellen, welche starken Wechsellasten von lebendigen Kräften ausgesetzt sind, wie z. B. die Mühlspindeln (Mühleisen) finden sich bedeutend stärker ausgeführt, als obige Formeln angeben; sie sind besondere Konstruktionen, welche sich den allgemeinen Vorschriften, die wir hier vor uns haben, entziehen.

Schmiedeiserne Wellen.

<i>d</i>	Auf Festigkeit berechnet		Auf Verdrehung berechnet (Triebwellen)	
	<i>P R</i>	$\frac{N}{n}$	<i>P R</i>	$\frac{N}{n}$
30	32 968	0,046	2 776	0,004
35	50 511	0,071	5 142	0,007
40	75 398	0,105	8 773	0,012
45	107 354	0,150	14 053	0,020
50	147 263	0,206	21 482	0,030
55	196 096	0,274	31 359	0,044
60	254 470	0,355	44 413	0,062
65	323 536	0,452	61 173	0,085
70	404 088	0,564	82 280	0,115
75	497 012	0,694	108 430	0,151
80	603 187	0,842	140 367	0,196
85	723 501	1,010	178 888	0,250
90	858 835	1,199	224 842	0,314
95	1010 073	1,411	279 126	0,390
100	1178 100	1,645	342 694	0,478
110	1568 051	2,19	501 738	0,71
120	2035 756	2,84	710 610	0,99
130	2588 286	3,61	978 768	1,37
140	3232 706	4,51	1316 493	1,81
150	3976 088	5,55	1734 888	2,42
160	4825 498	6,74	2245 879	3,14
170	5788 005	8,08	2862 215	4,00
180	6870 679	9,59	3597 465	5,02
190	8080 588	11,28	4466 022	6,24
200	9424 800	13,16	5483 104	7,66
220	12541 231	17,51	8027 813	11,21
240	16286 054	22,74	11369 764	15,88
260	20706 285	28,91	15660 293	21,87
280	25861 651	36,11	21063 892	29,41
300	31808 700	44,41	27758 214	38,76
320	38603 981	53,90	35968 477	50,16
340	46304 042	64,66	45765 433	63,88
360	54965 434	76,75	57559 433	80,29

1. *Beispiel.* Eine Krankette von 2700 k Belastung wirkt an einer Kettentrommel von 185 mm (gemessen bis zur Kettenmitte); wie dick ist die schmiedeiserne Achse der Trommel wegen der zu übertragenden Torsion zu nehmen? Hier ist $PR = 2700 \cdot 185 = 499500$, und deshalb, da hier nur die Festigkeit zu berücksichtigen ist, gemäss Spalte 2, Zeile 10 zu nehmen: $d = 75$ mm, welche Abmessung der Biegungsbelastung wegen noch um etwas zu erhöhen sein wird (vergl. §. 152).

2. *Beispiel.* Eine Turbine überträgt 92 Pferdestärken mittelst einer liegenden schmiedeisernen Welle von 114 minütlichen Umdrehungen und einer Länge von 2,6 m; die der Welle zu gebende Dicke wird gesucht. Hier ist $N : n = 92 : 114 = 0,807$. Dies gäbe bei blosser Rücksicht auf die Festigkeit nach Spalte 3, Zeile 10 bis 11 die Dicke $d =$ nahe 78 mm. Will man aber die Verwindung auf $\frac{1}{4}$ pro Meter, also im Ganzen auf $2,6 : 4 = 0,65^0$ einschränken, so hat man gemäss Spalte 5, Zeile 16 bis 17 $d = 115$ mm zu nehmen. Eine Ausführung*) für ganz ähnliche Urangaben zeigt $d = 135$ mm, sodass daselbst eine noch kleinere Verwindung vorgeesehen ist, wobei übrigens auch den biegenden Belastungen Rechnung getragen sein mag. Jedenfalls aber wäre bei $d = 115$ die Festigkeit schon $(115 : 78)^3$ d. i. 3,18mal höher, als im ersten Falle.

§. 146.

Triebwerkwellen.

Bei der vorstehenden Berechnung der Wellendicken werden die etwa auftretenden biegenden Kräfte unberücksichtigt gelassen. In der That aber fehlen dieselben selten, nämlich nur dann, wenn reine Kräftepaare das verdrehende Moment liefern. Die Wellen der Fabriktriebwerke sind in den meisten Fällen biegenden Kräften durch Riemenspannungen, Zahnräderpressungen und -Gewichte ausgesetzt, deren genaue Inbetrachtziehung zu einer sehr verwickelten Berechnung führen würde; ausserdem aber ist es bei diesen Wellen praktisch, lange Stränge mit unveränderter Wellendicke auszuführen, um die Riemscheiben, mit welchen die Kräfte ausgeleitet werden, beliebig versetzen zu können. Man kommt in diesen Fällen zu einem ganz brauchbaren Resultate, wenn man einen solchen Wellenstrang nach der Verdrehungsformel (133) oder (134) berechnet. Wie wir sahen, ist dann die Festigkeit der Welle gelegentlich sehr hoch, sodass die verhältnissmässig geringen obengenannten biegenden Kräfte unbedenklich vernachlässigt werden können. Damit die Wellen dünn ausfallen, nimmt man n hoch

*) In der Spinnerei-Anlage in Oberursel.

an, und ist mit dieser Zahl von 60 und 80 gestiegen bis zu 120, 140, ja 200 und darüber, je nachdem die zu treibenden Maschinen schnell laufen. Die stehenden Triebwellen oder Königsbäume lässt man meistens langsamer laufen, als die kraftabgebenden liegenden Wellen, gibt ihnen auch eine der Kraftabgabe entsprechende Verdünnung von Stockwerk zu Stockwerk. Solche Königswellen finden sich noch manchmal aus Gusseisen hergestellt; auch gilt dies von langen liegenden Leitungen, welche unterwegs keine Kraft abgeben.

Die Praxis ist in der Wahl der Wellendicken nicht konsequent. Wellen, an deren Tüchtigkeit sehr viel gelegen ist, finden sich mit hohen Spannungen im Gebrauch, so z. B. die der Lokomotiven, wo Spannungen bis zu 9 und 10 kg in den schmiedeisernen Kurbelachsen vorkommen; Schraubenwellen der Dampfschiffe werden mit 5 bis 6 kg Spannung gebraucht. Daneben wird wieder bei manchen Triebwerkwellen eine ganz geringe Spannung — wohl sehr häufig in Berücksichtigung der Verdrehung — angewandt, namentlich in England, während andere Triebwerke grosse Verdrehungen, d. h. verhältnissmässig dünne Wellen besitzen. Die Erörterung solcher Fälle wird durch den Uebelstand erschwert, dass die Kraftangaben selten genau zu erhalten sind, indem aus der Zahl der „nominellen“ Pferdestärken, welche eine Welle überträgt, so gut wie gar kein Schluss auf die wirkliche Arbeitstärke zu ziehen ist. Bei Anwendung der obigen Verdrehungsformel für die Triebwerkwellen, und kleiner Erhöhung der erhaltenen Resultate bei sehr langen Wellensträngen kommt man auf mittlere Werthe, welche mit vielen Ausführungen eine gute Uebereinstimmung zeigen.

Einige Beispiele sollen das Gesagte erläutern; es mögen dann die vorstehenden Bemerkungen zusammen mit denen des folgenden Paragraphen dem Konstruirenden als Anhalt dienen.

1. *Beispiel.* Die Schraubenwelle eines grossen Kriegsdampfers von Indret wird durch zwei Dampfkolben von je 80 000 kg Druck an rechtwinklig stehenden Kurbeln von 550 mm Armlänge umgetrieben. Sie ist aus Schmiedeisen hergestellt und hat zwischen Krummchse und Schiffsschraube eine Länge von 22 m bei 380 mm Dicke. Berechnet man sie unter blosser Berücksichtigung der Festigkeit, so wäre nach Formel (133) zu nehmen, da $PR = 2 \cdot \sqrt{0,5} \cdot 80\,000 \cdot 550 \sim 62216\,000 \text{ kg} \times \text{mm}$ ist: $d = 0,95 \sqrt[3]{62\,216\,000} = 376,4$, was einer Maximalspannung von 6 kg am Wellenumfang entspricht, und sehr nahe mit der Ausführung stimmt. Die Maximalspannung der Welle berechnet sich zu 5,77. Wollte man $\frac{1}{4}^\circ$ Verdrehung auf den Meter, also im Ganzen $\frac{22}{4}^\circ$ gestatten, so hätte man nach (133) zu nehmen

gehabt $d = 4,13 \sqrt[3]{62 \cdot 216 \cdot 000} = 367 \text{ mm}$, was weniger ist, als die Rücksicht auf die Festigkeit fordert. Man hat also hier eine etwas kleinere Verwindung als $5\frac{1}{2}^{\circ}$ zu gewärtigen, wovon weiter unten mehr.

2. *Beispiel.* In der Spinnerei von Saltair überträgt eine gusseiserne stehende Königselle bei 92 mündlichen Umdrehungen 300 PS; sie hat 10 Zoll engl. oder 254 mm Durchmesser. Wir würden derselben nach der Verdrehungsformel (134) die Dicke $d = 143 \sqrt[3]{300 : 92} = 192,2 \text{ mm}$ geben, während die Ausführung das $\frac{4}{3}$ -fache zeigt. In ähnlicher Weise schwer sind die übrigen Wellen derselben Fabrik gehalten.

3. *Beispiel.* In dem Walzwerk am Rheinfluss überträgt eine schmiedeiserne 68 m lange Welle 120 PS von einer Turbine zu den Walzenstrassen. Die Umlaufzahl ist 95, der Effektquotient $N:n$ also $= 120 : 95 = 1,263$. Wegen der Verdrehung würden wir nach Spalte 5, Zeile 17 bis 18 $d = 126 \text{ mm}$, bei blosser Berücksichtigung der Festigkeit nach Spalte 3, Zeile 13 bis 14 $d \sim 92 \text{ mm}$ nehmen. Die Ausführung zeigt $d = 96 \text{ mm}$ in den, 32 an der Zahl betragenden Wellenhälsen, und 100 mm in den Schäften. Die eintretende Spannung berechnet sich zu 5,2 kg für die Lagerhälse und 4,6 kg für die Schäfte. Der Erbauer der Saltairmühle*) würde wenigstens etwa 200 mm Wellendicke angewandt, d. h. die Welle Smal so fest konstruiert haben, als geschehen ist.

4. *Beispiel.* In der Spinnerei in Logelbach überträgt eine gusseiserne 210 mm dicke Welle bei 27 mündlichen Umdrehungen 140 PS (mit dem Zaum gemessen). Der Effektquotient $N:n$ ist $140 : 27 = 5,19$. Suchen wir bei dem doppelten Werthe in unserer Tabelle nach, da es sich um eine gusseiserne Welle handelt, so finden wir gemäss Spalte 5, Zeile 25 bis 26, d zwischen 200 und 220; eine genauere Rechnung ergibt $d = 215 \text{ mm}$, was sehr nahe mit der Ausführung stimmt. Die blosse Berücksichtigung der Festigkeit hätte gemäss Spalte 3, Zeile 23 bis 24 $d \sim 185 \text{ mm}$ ergeben.

5. *Beispiel.* Dieselbe Anlage hat an einer anderen Stelle eine 25,5 m lange gusseiserne Wellenleitung, welche 270 PS (mit dem Zaum gemessen) bei 50 mündlichen Umdrehungen überträgt, also den Effektquotienten 5,4 besitzt. Die Wellenhälse haben 175 mm Durchmesser, im Schaft ist der Querschnitt von der in Fig. 416 angegebenen Form und das Profil etwas geschwecelt; man kann ihn annähernd durch einen cylindrischen Schaft von 215 mm Dicke ersetzt denken, der dann ungefähr die Festigkeit des ausgeführten besitzen würde. Unsere Tabelle würde für die Wellenhälse, wenn man sie nur mit genügender Festigkeit versehen wollte, gemäss Spalte 3, Zeile 23 bis 24 (beim doppelten Werth von $N:n$ wegen des Materials Gusseisen) 180 bis 190, genauer 187 mm Dicke, also mehr als die Ausführung zeigt, ergeben. Dem wirklich angewandten Durchmesser 175 entspricht eine Spannung $\mathcal{E} = 3,67 \text{ kg}$. Für den Schaft würden wir ohne Frage, da die Welle sehr lang ist, die Rechnung auf Verdrehung beziehen, demgemäss in Spalte 5 bei $N:n = 2 \cdot 5,4 = 10,8$ zu suchen haben. Wir

*) Fairbairn, der in ähnlichen Fällen die Formel $d = 160 \sqrt[3]{N:n}$ angewandt wissen will und benutzt hat.

finden d zwischen 200 und 220, genauer nach (134) $d = 143 \sqrt[4]{5,4} = 143 \cdot 1,52 = 217 \text{ mm}$, was ebenfalls sehr nahe mit der Ausführung übereinstimmt.

§. 147.

Berechnung des Verdrehungswinkels der Wellen.

Bei einer cylindrischen Welle von der Dicke d , welche durch ihre ganze Länge L das verdrehende statische Moment PR überträgt, ist, wenn das Material den Drehungsmodul G hat, nach §. 13 Nro. I. der Verdrehungswinkel

$$\vartheta^0 = \frac{32 \cdot 360}{2 \pi^2} \frac{PR}{d^4} \frac{1000 L}{G} = \frac{360 \textcircled{S}}{\pi G} \frac{1000 L}{d} \quad (136)$$

woraus für Schmiedeseisen, wo $G = 8000$:

$$\vartheta^0 = 72,95 \frac{PRL}{d^4} = 14,32 \textcircled{S} \frac{L}{d} \quad (137)$$

und für Gusseisen das Doppelte oder

$$\vartheta^0 = 155,9 \frac{PRL}{d^4} = 28,65 \textcircled{S} \frac{L}{d} \quad (138)$$

folgt. Hierbei ist L wieder ausnahmsweise in Meter eingeführt; zugleich bedeutet \textcircled{S} wieder die Spannung am Wellenumfang. Man sieht, dass man bei bekanntem \textcircled{S} den Winkel ϑ sehr leicht berechnen kann. Hierbei ist nicht zu vergessen, dass \textcircled{S} und d von einander abhängen, dass also z. B. d unter Annahme von \textcircled{S} berechnet sein muss.

Die Abgebung des verdrehenden Momentes kann auch so erfolgen, dass einzelne Abgabestellen über die Welle vertheilt sind. Man kann aber auch dann von den obigen Formeln Gebrauch machen (vergl. §. 13, S. 38 und 39), wenn man nämlich für L setzt:

a. die ganze Wellenlänge (in Meter), wenn die Triebkraft an dem einen Ende eingeleitet, am andern ganz abgeleitet wird;

b. die halbe Wellenlänge, wenn die Kraftabgabe gleichförmig über die ganze Welle vertheilt ist, was in langen Wellensträngen in der Regel der Fall ist;

c. ein Drittel der Wellenlänge, wenn die Kraftabgabe gleichförmig abnehmend vom Kraffteinleitungspunkte bis zum Wellenende vertheilt ist (siehe Fall III. in §. 13), was in Fabriksälen mit

verschieden starken Maschinen sich manchmal zweckmässigerweise angeordnet findet;

d. im allgemeinen den Abstand des Angriffschwerpunktes der zu überwindenden Widerstandsmomente, wenn die Kraftabgabe irgendwie über die Welle vertheilt ist (siehe Fall IV. in §. 13). Man findet den Angriffschwerpunkt, wenn man die Produkte aus den einzelnen Widerstandsmomenten (in Pferdestärken) und den Abständen ihrer Angriffpunkte vom Wellenanfang bildet und addirt, und die erhaltene Summe durch die ganze Kraftabgabe (in Pferdestärken) theilt.

Als Beispiele können mehrere der im vorigen §. berechneten Wellen dienen.

1. *Beispiel.* Die Schraubenwelle des Indret'schen Schiffes aus Beispiel 1. verdreht sich im Maximum — unter Vernachlässigung der Verstärkungen durch Anläufe u. s. w. — wegen $\mathfrak{E} = 5,77$, $d = 380$ und $L = 22$ nach (139) um $14,32 \cdot 5,77 \cdot 22 : 380 \approx 4\frac{7}{8}^{\circ}$, welche Verdrehung auf das $\frac{7}{10}$ fache oder $\approx 3\frac{1}{3}^{\circ}$ zurückgeht, wenn je eine der Kurbeln in den Todpunkt tritt.

2. *Beispiel.* Die Welle aus Beispiel 3. gibt unterwegs keine Kraft ab, verwindet sich aber in den 32 Lagerhälsen, deren Länge = 100 mm sein möge, stärker als in den Schäften. Wir haben nach (104) $\mathfrak{S} = 14,32 \cdot [(32 \cdot 0,1 \cdot 5,2 : 96) + (68 - 3,2) 4,6 : 100] = 14,32 (0,173 + 2,981) \approx 45\frac{1}{6}^{\circ}!!$ eine Verdrehung, welche bei schwankender Kraftabnahme sehr merkbar wirken muss, und wenigstens bei einer feineren Fabrikation nicht zulässig sein würde.

3. *Beispiel.* Gäbe man derselben Welle gemäss der von Fairbairn empfohlenen Regel 200 mm Dicke durchweg, so hätte man gemäss dem ersten Ausdruck in (104), da $N:n = 1,263$ ist: $\mathfrak{S} = 72,95 \cdot 716 \cdot 200 \cdot 1,263 \cdot 68 : 200k = 3,87^{\circ}$.

4. *Beispiel.* In der Bindfadenfabrik bei Schaffhausen ist eine Welle aus Bessemerstahl angewandt; sie hat 149,1 m Länge und steigt, beiläufig bemerkt, ähnlich der des 2. Beispiels, vom Rhein aus schräge am Ufer hinauf (Steigungswinkel 23°). Ihr Durchmesser ist $d = 122$, dabei $N = 200$, $n = 120$. Dies gibt $\mathfrak{E} = 3,345$ und damit, da Stahl denselben Elastizitätsmodul wie Schmiedeeisen hat, gemäss (139) $\mathfrak{S} = 14,32 \cdot 3,345 \cdot 149,1 : 122 \approx 58\frac{1}{2}^{\circ}!!$.

5. *Beispiel.* Lässt man durch einen 50 m langen schmiedeeisernen Wellenstrang von konstanter Dicke 70 Pferdestärken bei 100 Umdrehungen an Maschinen abgeben, welche eine ungefähr gleichförmig über die Welle vertheilte Kraftabgabe veranlassen, so hat man zunächst nach Spalte 5, Zeile 16 zu nehmen $d = 110$ mm. Bei der Verdrehungsberechnung haben wir nun für L die halbe Wellenlänge einzuführen, erhalten also $\mathfrak{S} = 72,95 \cdot 716 \cdot 200 \cdot 0,7 \cdot 25 : 1104 = 6,45 \approx 6\frac{1}{2}^{\circ}$. Direkt erhielte man, da $L = 25$ einzusetzen, und weil wir oben $\mathfrak{S} = \frac{1}{4} L$ in die Berechnung der Formel (139) einführen, $\mathfrak{S} = 6\frac{1}{4}^{\circ}$.

Erscheint in einem bestimmten Falle eine solche Verdrehung zu gross, so erhöhe man den Durchmesser entsprechend und hat dabei zu bedenken, dass das Steigerungsverhältniss mit seiner vierten Potenz, also sehr stark auf die Verminderung von ϑ einwirkt.

6. Beispiel. Sollte die im vorigen Beispiel berechnete Welle einen nur halb so grossen Verdrehungswinkel, als wir fanden, erhalten, so hätte man d auf das $\sqrt[4]{2}$ fache, d. i. nach der Zahlentafel Nr. I. auf das 1,189fache zu erhöhen, also zu nehmen $d = 110 \cdot 1,189 \approx 130$ mm.

§. 148.

Drehzapfen der Wellen. Rundgewalzte Wellen.

Die Zapfen der Triebwellen sind entweder Endzapfen, und dürfen dann als Stirnzapfen behandelt werden, oder sie sind, was der gewöhnliche Fall ist, Halszapfen, über deren Längenbemessung in §. 92 gesprochen wurde. Bei den Triebwerkwellen der Fabriken und manchen anderen Wellen ist übrigens eine besondere Berechnung der Zapfenlänge unnöthig. Man nehme hier, wenn nicht ausnahmsweise die Zapfenlänge l beschränkt werden muss (was z. B. bei den Lokomotiven zu geschehen hat), l recht gross, z. B. $\frac{3}{2}d$, $2d$, $4d$ u. s. w. (vergl. §. 109 ff.), vorausgesetzt, dass Vorsorge für das gute Aufliegen des Zapfens im Lager getroffen ist.

Seit einiger Zeit werden durch das Kirkstaller Eisenwerk*) in zunehmendem Maasse Triebwellen eingeführt, welche statt abgedreht zu sein, durch einen besonderen Walzprozess gerundet oder rund geglättet sind. Das Rundglätten geschieht zwischen ebenen Scheiben, deren geometrische Achsen horizontal und parallel in etwa 22,5 cm Abstand liegen, und die sich in gleichem Sinne gleich schnell und sehr rasch drehen**). Die Scheiben ertheilen dem kurz nach dem Auswalzen unter Wasserzuführung zwischen sie gebrachten Rundstabe, indem sie ihn rollen und zugleich fortschieben, eine fast genau cylindrische Form und eine äusserst reine und glatte Oberfläche, sodass das Abdrehen des Stabes, wenn er als Triebwelle dienen soll, unterbleiben kann. Ausserdem

*) Kirkstall Forge Company, Leeds, England.

***) Vergl. §. 195.

geben sie dem Stabe eine Materialbeschaffenheit, bei welcher der Tragmodul um fast $\frac{1}{5}$ von dem des ungeglätteten Materials erhöht wird*). Erscheint diese letztere Eigenschaft gegenüber dem Erörterten auch nicht gerade sehr erheblich, so ist sie doch immerhin von Werth. Jedenfalls aber ist der Wegfall des Abdrehens nicht zu unterschätzen. Somit erscheinen die rundgeglätteten Wellen recht empfehlenswerth; ihre wachsende Verbreitung erklärt sich aus den beiden genannten Vorzügen. Der einzige Nachtheil, den sie haben, ist die Unstatthaftigkeit einseitiger Verletzungen der Eisenhaut, welche etwas härter oder doch dichter zu sein scheint, als die mehr nach innen gelegene Masse. Wird sie eingefeilt, so wird der Stab unrund; Keilnuthen sind also nicht wohl zulässig. Die neueren Mittel der Befestigung der Naben ohne Keilversenkung gestatten aber, den Nachtheil zu umgehen. Nicht bloss die Schäfte, sondern auch die Zapfen und die Wellenhülse der Kirkstaller Wellen werden für gewöhnlich nicht abgedreht.

§. 149.

Zusammengesetzte Querschnitte. Hölzerne Wellen.

Die Abmessungen der zusammengesetzten Wellenquerschnitte (Kreisring-, Kreuz- und Sternquerschnitt) findet man, nachdem man zuerst die Berechnung für die massive runde Welle (aus demselben Material) gemacht, ganz auf dieselbe Weise aus der Dicke d der runden Welle, wie es in den §§. 138 bis 142 für die Tragachsen gezeigt wurde. Bei hölzernen Wellen (aus Eichenholz)

*) Versuche von Kirkaldy haben Folgendes ergeben (Beschreib. Katalog der Kirkstall Forge Company auf der Melbournner Weltausstellung):

	Tragmodul		Bruchmodul	
	für Zug	für Drehung	für Zug	für Drehung
Gewöhnliche Rundstäbe	—	15,56	—	38,88
Rundgeglättete do.	21,83	18,40	37,1	34,77

Bemerkenswerth ist, dass das Rundglätten durchschnittlich den Bruchmodul herabzieht (38,88 auf 34,77 hier), den Tragmodul aber erhöht. Das Verhältniss zwischen den Tragmodeln für Zug und für Drehung beträgt 1 : 0,84; vergl. §. 5.

nehme man den Durchmesser D des dem Querschnitt-Vieleck eingeschriebenen Kreises nicht kleiner als 1,75 mal die Dicke der gusseisernen gleichbeanspruchten Welle. Bei dem letzteren Verhältniss verwinden sich beide Wellen um gleichviel, indem 1,75 die $\sqrt[3]{}$ aus dem Verhältniss des Elastizitätsmoduls 10 000 des Gusseisens zu 1100, dem des Holzes ist. Hölzerne Wellen kommen übrigens nur noch sehr selten vor.

§. 150.

Belastete Wellen.

Unter einer belasteten Welle wird hier eine solche Welle verstanden, welche ausser einer verdrehenden Beanspruchung noch eine solche auf Biegung erfährt. Wie wir oben sahen, fallen streng genommen sehr viele Wellen unter diese Kategorie; bei einer grossen Zahl indessen durften wir die Biegungsbeanspruchung vernachlässigen. Wo letzteres nicht geschehen darf oder soll, hat man eine Berechnung auf zusammengesetzte Festigkeit auszuführen. Am bequemsten vollzieht sich diese, wenn man die vereint wirkenden statischen Momente in ein ideelles biegendes Moment verwandelt (vergl. §. 18) und dann so rechnet, als sei die belastete Welle eine Tragachse, welcher jene ideellen biegenden Momente zukommen.

Ist M_a das einen Querschnitt verdrehende Moment,

M_b das ebendasselbst wirkende biegende Moment,

so ist das ideelle biegende Moment, welches diese beiden ersetzt:

$$(M_b)_i = \frac{2}{3} M_b + \frac{1}{3} \sqrt{M_b^2 + M_a^2} \quad \dots \quad (139)$$

Diese Formel wird für numerische Rechnungen nach dem Poncelet'schen Theorem genügend genau angenähert:

wenn $M_b > M_a$, durch

$$(M_b)_i = 0,975 M_b + 0,25 M_a \quad \dots \quad (140)$$

und wenn $M_a > M_b$, durch

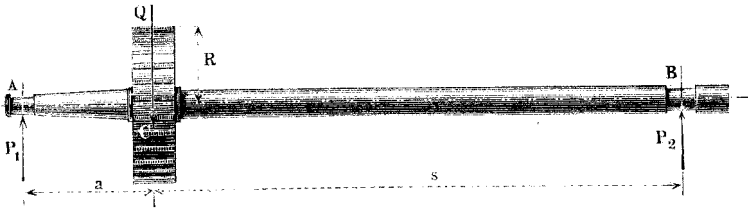
$$(M_b)_i = 0,625 M_b + 0,6 M_a \quad \dots \quad (141)$$

Wir wenden wieder beide, zuerst das analytische, dann das graphostatische Verfahren an.

I. Analytisches Verfahren. Die Achse oder Welle ABC , welche in Fig. 424 dargestellt ist, trägt bei C ein Stirnrad R , an

dessen Umfang die Kraft Q tangential angreift; dann beansprucht diese den Schaft CB auf Verdrehung mit dem Moment $M_d = QR$;

Fig. 424.



und biegt ausserdem die Achse, so dass bei A die zu Q parallele Kraft $P_1 = Qs : (a + s)$ und bei B die Kraft $P_2 = Qa : (a + s)$ entsteht. Beim Punkte C findet die stärkste Beanspruchung statt, indem dort die beiden biegenden Momente in ihrem Maximum $M_b = P_1 : a = P_2 \cdot s$ sind, weshalb man vor allem für diese Stelle die Berechnung auszuführen hat.

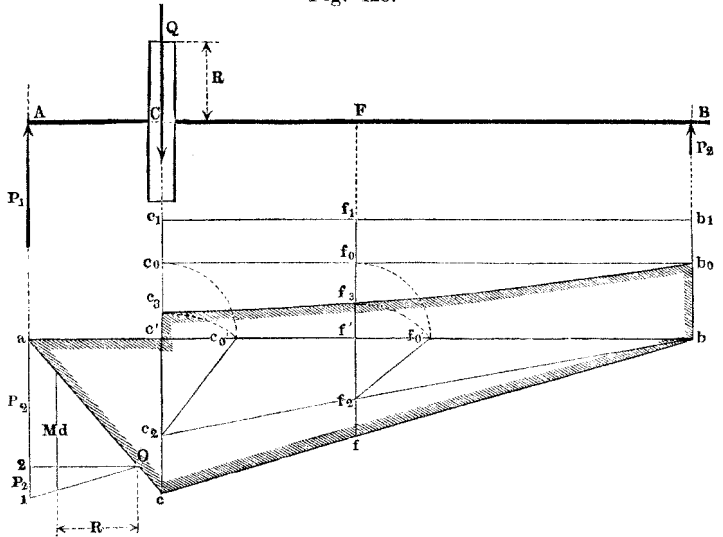
Beispiel. Es sei $Q = 2500 \text{ kg}$, $R = 300 \text{ mm}$, $a = 500 \text{ mm}$, $s = 2000 \text{ mm}$, so ist zunächst $P_1 = (2000 : 2500) \cdot Q = 0,8 \cdot Q = 2000 \text{ kg}$ und $P_2 = (500 : 2500) \cdot Q = 0,2 \cdot Q = 500 \text{ kg}$. Nun hat man $M_a = 2500 \cdot 300 = 750000$, $M_b = 2000 \cdot 500 = 1000000$. Somit ist $M_b > M_a$ und daher Formel (110) zu benutzen. Man erhält: $(M_b)_i = 0,975 \cdot 1000000 + 0,25 \cdot 750000 = 975000 + 187500 = 1162500 \text{ kg} \times \text{mm}$. Hieraus kann die Achsenkopfdicke bei C unmittelbar berechnet werden. Ist die Welle aus Gusseisen, und bei C mit kreisförmigem Querschnitt herzustellen, so hat man für den Durchmesser D aus: $(M_b)_i = \mathfrak{E} \pi / 32 D^3$ bei einer Spannung $\mathfrak{E} = 3 \text{ kg}$: $D = \sqrt[3]{1162500 \cdot 32 : 3 \pi} = 158 \text{ mm}$. Der Zapfen bei A erhalte nach Tabelle §. 91, Spalte 4, Zeile 10 die Dicke $d_1 = 70 \text{ mm}$. Für den Wellenhals bei B erhält man nach Tabelle §. 145, Spalte 2, Zeile 5 (bei dem doppelten Werthe des verdrehenden Moments, da wir Gusseisen vor uns haben) $d_2 = 110 \text{ mm}$. Hierbei ist nur auf die Festigkeit, nicht auf den Verdrehungswinkel Rücksicht genommen.

II. Graphostatisches Verfahren. Wir behandeln sofort dasselbe Beispiel graphostatisch. Nachdem man, Fig. 425 (a. f. S.), für die biegenden Momente das mit horizontaler Schlusslinie konstruirte Gelenkpolygon abc verzeichnet, und das Kräftepolygon $a1O$ aufgetragen hat, liefert dasselbe zunächst sofort P_1 und P_2 und in acc' die Momentenfläche für den Schenkel AC .

Nun ist das Moment M_d aufzusuchen. Hierfür ziehen wir im Kräftepolygon in einem Abstand R von dem Pol O eine Vertikalordinate, so ist diese $= M_d$. Dieselbe nach $e'e_1 = bb_1$, und sodann $\frac{5}{8}s$ davon nach $e'e_0 = bb_0$ tragend, haben wir in $e'e_0, b_0b$ das Torsionsrechteck für den Schenkel CB . Die Zusammensetzung

der drehenden mit den biegender Momenten vollziehen wir nun nach Formel (139). Wir machen nämlich $cc_2 = \frac{3}{8} cc'$ und ziehen

Fig. 425.



die Gerade $c_2 b$, so ist auch an jeder anderen Stelle des Polygons, z. B. bei f , der Abschnitt $ff_2 = \frac{3}{8} ff'$. Klappt man nun die $c'e_0$ nach $c'e'_0$ auf die ab , so ist die Hypotenuse des Dreiecks $c_2 c' e'_0$: $c_2 c'_0 = \sqrt{(\frac{5}{8} cc')^2 + (\frac{5}{8} c_1 c')^2}$, also die Summe $cc_2 + c_2 c'_0 = cc_2 + c_2 c_3$ das gesuchte Moment $(M_0)_i$ für die Stelle C . Ebenso erhält man in $ff_2 + f_2 f'_0 = ff_2 + f_2 f_3$ das Moment $(M_0)_i$ für die Stelle F . Die Linie $c_3 f_3 b_0$ ist eine Kurve (Hyperbel), welche man auch durch eine Gerade $c_3 b_0$ im vorliegenden Falle genügend genau annähern könnte. Aus dem gefundenen Polygon $acbb_0c_3c'$ ermittelt man schliesslich, wie bei den Achsen gelehrt wurde, die Abmessungen der belasteten Welle.

Andere Aufgaben für Momentenzusammensetzung finden sich weiter unten bei den Hebel- und Kurbelachsen.

Zehntes Kapitel.

WELLENVERBINDUNGEN ODER KUPPLUNGEN.

§. 151.

Eintheilung der Kupplungen.

Die Theile, durch welche Triebwellen so mit einander verbunden werden, dass sie sich ihre drehenden Bewegungen gegenseitig mitzutheilen vermögen, heissen Kupplungen. Sie lassen sich eintheilen in:

- 1) feste,
- 2) bewegliche,
- 3) lösbare oder Ausrück-Kupplungen.

Die ersten sind die gewöhnlichen Verbindungen der festgelagerten und sich um eine gemeinschaftliche geometrische Achse drehenden Triebwellen. Beweglich heissen solche Kupplungen, welche eine Veränderlichkeit in der gegenseitigen Lage der gekuppelten Wellen gestatten; die lösbaren Kupplungen endlich können während des Ganges der verbundenen Wellen aus- und meistens auch wieder eingerückt, ausser und in Eingriff gebracht werden. Diese drei Kupplungsarten werden im Folgenden an einigen wichtigen Beispielen besprochen.

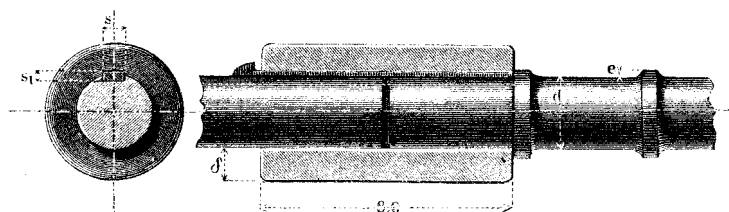
§. 152.

I. Feste Kupplungen.

Man fertigt die festen Kupplungen eintheilig und zweitheilig (ein- und zweitrumig) an. Von der ersteren Gattung ist die in Fig. 426 (a. f. S.) dargestellte Muffenkupplung. Die Muffe umschliesst die zu verbindenden Wellenenden, welche durch einen Längskeil mit der Muffe verbunden sind.

Als Bezugsgrösse dient hier wie bei den folgenden Kupplungen die Wanddicke δ der Hülse, für welche man nehme:

Fig. 426.



$$\delta = 5 + \frac{d}{3} \dots \dots \dots (142)$$

d bezieht sich auf die schmiedeisernen Wellen, kann indessen auch ohne Weiteres für Gusseisen benutzt werden. Die Abmessungen des Keiles sind nach der Formel (71) für Torsionskeile, §. 68, angenommen gedacht. Neuerdings verdeckt man an Triebwerken gern die hervorstehenden Keilnasen mit runden, besonders aufgesetzten Kapseln, um die Kupplungen glattläufig zu machen, d. i. die Gefahr zu vermeiden, welche das Erfassen von Bekleidungstheilen u. s. w. durch die Keile für die Arbeiter mit sich bringt. (Vergl. Berliner Verhandl. 1869, S. 124.)

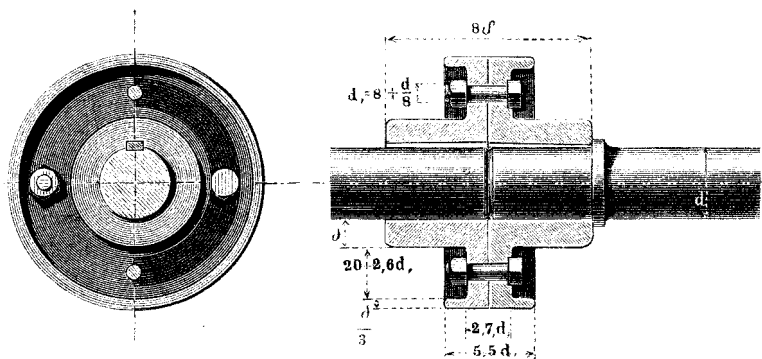
Das Schloss der Muffenkupplung findet sich auch in der Schwalbenschwanzform, vielfach auch mit der blossen Ueberblattung vor; dort hat man diese Formgebung neuerdings so zu sagen ganz verlassen. Eine recht praktische eintheilige Kupplung schien diejenige mit dem Höhenkeil, Fig. 193, §. 69, zu sein; es hat sich indessen gezeigt, dass sie mit der Zeit den Dienst versagt, sodass sie wieder aufgegeben worden ist.

Eine zweitheilige Kupplung ist die in Fig. 427 dargestellte Scheibenkupplung, der Länge nach in Hälften getheilt, und darum zweckmässig, weil sie vermöge der Versenkung der Schraubenköpfe und Muttern und wegen des Einschlebens der Keile von der Fugenfläche her glattläufig ist.

Die Anzahl i der Schrauben nehme man: $i = 2 + \frac{1}{30} d$. Gibt man alsdann dem Schraubenbolzen die äussere Dicke $d_1 = 8 + \frac{1}{8} d$, so sind dieselben genügend fest auch für den Fall, dass d ohne Berücksichtigung des Verdrehungswinkels, also nach Formel (133) gerechnet worden ist. Sie sind reichlich fest, wenn d mit Rücksicht auf die Verwindung [nach Formel (135)] bestimmt ist.

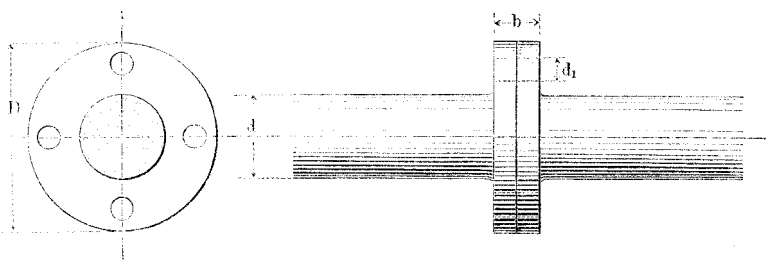
Die Scheibenkupplung ist für grosse Fabriktriebwerke in England und Deutschland sehr verbreitet, doch geht man jetzt

Fig. 427.



vielfach wieder von ihr ab. Eine sichere Stellung hat sie indessen auf den Schraubenschiffen gefunden, wo sie so angewandt wird, dass die Scheiben den Wellen angeschmiedet werden (siehe Fig. 428), das Losewerden eines Keiles also nicht zu besorgen ist. Sie wurde hier von Langdon 1852 eingeführt und ist jetzt im allgemeinen Gebrauch; die Schraubenzahl i ist 4 bis 6.

Fig. 428.

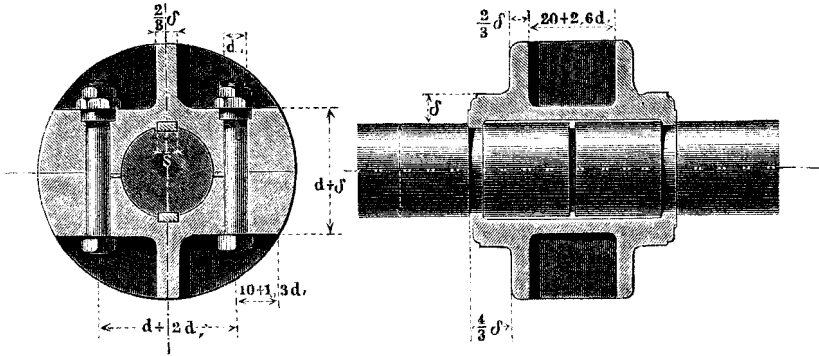


Beispiele. Jason, J. Watt & Comp., $d = 304$, $D = 608$, $d_1 = 76$, $b = 152$ mm, $i = 4$. Warrior, John Penn & Son., $d = 432$, $D = 910$, $d_1 = 102$ (?), $b = 254$ mm, $i = 6$. Schiffe von Racerhill & Hodgson, $d = 304$, $D = 633$, $d_1 = 76$, $b = 152$ mm, $i = 4$.

Fig. 429 (a. f. S.) zeigt die Schalenkupplung, welche der Quere nach in zwei Stücke getheilt ist. Die Schalen verdecken sowohl die beiden Längskeile oder Federn, als vermöge der Einfassungsscheiben die Schrauben, sodass vorstehende Keile an der Kupplung nicht vorkommen. Soll dieselbe die Wellen der Länge nach ganz sicher verbinden, so wird die angegedutete leichte Ein-

drehung der Wellen nebst den in diese eingreifenden Ringfalten angebracht. Ihre Tiefe reicht aus bei der Grösse $1,5 \text{ mm} + \frac{1}{100} d$. In Fällen, wo die Längsverbinding der Wellen nicht wichtig ist, bleiben die Falzungen weg. Will man die Verbindungsschrauben mit Gegenmuttern sichern, so empfiehlt es sich, die Hauptmuttern,

Fig. 429.



wie in der Figur angedeutet, halb zu versenken. Die Schraubenanzahl i findet man $= 2, 4, 6$, selten mehr angenommen. Man nehme bei

$i = 2$	4	6 und mehr.
$d_1 = 10 + \frac{1}{6} d$	$9 + \frac{1}{7} d$	$8 + \frac{1}{8} d$.

Beispiel. Für eine 60 mm dicke Triebwelle erhält die zweischraubige Schalenkupplung Schrauben von der Dicke $d_1 = 10 + \frac{1}{6} \cdot 60 = 20 \text{ mm}$; wenn man sie vierschraubig machen will, $d_1 = 9 + \frac{1}{7} \cdot 60 \sim 18 \text{ mm}$, und wenn sechsschraubig, $d_1 = 8 + \frac{1}{8} \cdot 60 \sim 16 \text{ mm}$.

Man hat die Schalenkupplung auch mit nur einer einzigen und zwar einer Differenzialschraube konstruiert, welche quer mitten durch die Kupplung geht*).

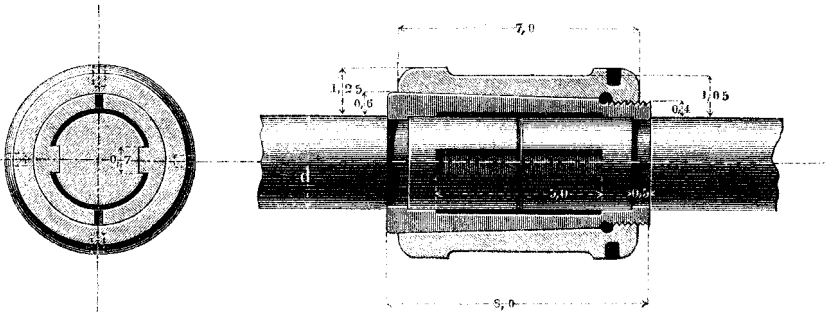
Eine andere Form der Schalenkupplung ist die vom Verfasser konstruierte Kegelschalenkupplung, Fig. 430, bei welcher die Querverbinding der Schalen durch ein rundes Schloss bewirkt ist. Die beiden Schalen sind innen mit angegossenen und abgehobelten Federn versehen, welche in die Nuthen der Wellen genau passen. Aus den angegebenen Verhältnissen ergibt sich der Anzug des Kegels an jeder Seite zu $\frac{1}{40}$, was einem Haftenbleiben auch bei blossem Festauftreiben entspricht. Um aber auch bei rüttelnden und stossenden Bewegungen dem Loswerden der Schalen vorzubeugen,

*) Ruggle's Kupplung. P. M. Journal 1866 bis 1867. S. 185.

ist am dünnen Ende ein Gewinde an den Halbschalen und in der Hülse angebracht. Vier Löcher in dem Wulste gestatten das Einsetzen eines Zapfenschlüssels.

Für gewöhnlichere Fälle kann das Gewinde wegbleiben, und durch eine versenkte stählerne Klemmschraube für jede Halbschale

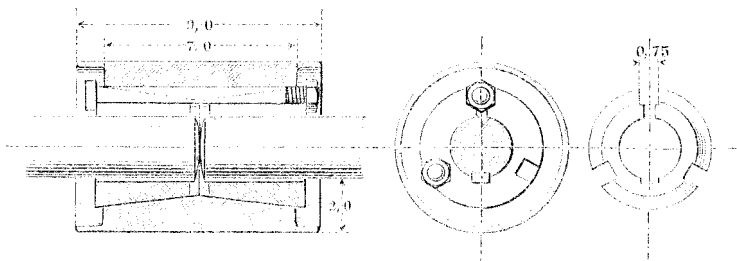
Fig. 430.



ersetzt werden. Ist endlich eine Längsverschiebung der einzelnen Wellenstücke gegeneinander nicht zu befürchten, so bleiben auch die Falze fort. Bei grossen Ausführungen, etwa von $d = 60$ mm an aufwärts, können Arbeitsleisten in der Hülse und auf den Halbschalen angebracht werden.

Sellers hat in Amerika eine Kegelschalenkupplung mit Erfolg eingeführt, bei welcher zwei einander entgegengerichtete Kegelschalen angewandt sind; die Schalen werden mit drei Längs-

Fig. 431.



schrauben in die konische Hülse gepresst^{*)}. Sie geben ein wenig nach, indem sie an einer Seite gespalten sind, Fig. 431. Zum

^{*)} Vergl. Berl. Verhandlungen 1876, S. 89.

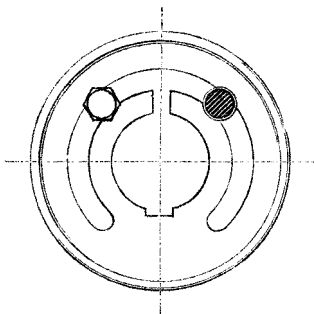
sicheren Herumführen der Wellen sind prismatische Mitnehmerfedern angebracht, welche diametral gegenüber dem Spalt stehen. Als sehr zweckmässig hat sich die Auflösung der konischen Hülse in zwei Theile bewährt, indem diese eine feste Schliessung der Kupplung auch in dem Falle herbeiführt, dass die zu verbindenden Wellenenden nicht ganz genau von gleicher Dicke sind *). Es sind somit hier viele Vorzüge vereinigt, sodass die Sellers'sche Kupplung, trotz ihren nicht geringen Anfertigungsschwierigkeiten, sich in zunehmendem Maasse das Feld erobert.

In England findet in neuerer Zeit die Butler'sche Kegelschalenkupplung häufig Anwendung. Butler hat dieselbe für die in §. 148 erwähnten rundgeglätteten Wellen bestimmt. Sie ist der Sellers'schen ähnlich; nur sind die drei Längsschrauben durch je eine erweiterte, zur Welle konaxiale Schraube an jedem Ende der Kupplung ersetzt **). Während Sellers noch Mitnehmerfedern gebraucht, lässt Butler dieselben gänzlich weg und erzielt die Befestigung durch blosses Aufklemmen der beiden konischen, gesplissenen Hülsen mittelst der genannten Schrauben ***). So besteht denn die fertige Kupplung aus fünf Stücken: den beiden konischen, an einer Seite gesplissenen Schalen, der sie umfassenden Hülse, die an beiden Enden Muttergewinde trägt, und den

*) Die Sellers'sche Kupplung wurde der folgenden harten Probe unterworfen. Zwei Wellen von je 10' Länge wurden durch eine solche Kupplung verbunden und in drei Lager gelegt, von denen das mittlere, der Kupplung nahe belegene um $1\frac{3}{4}$ " aus der Linie gerückt und befestigt ward. Darauf wurde die so gebogene Welle mit 250 minutlichen Umdrehungen viele Wochen hindurch während der täglichen Betriebszeit in Bewegung erhalten. Am Ende der Probezeit zeigte sich die Kupplung vollständig fest.

**) Siehe Textile Manufacturer, 15. Juli 1880; auch Engineer 1880, Juli, S. 73.

***) In den Vereinigten Staaten ist noch eine andere Klemmkupplung, die Cresson'sche (erfunden von dem deutschen Techniker Weber) vielfach im Gebrauch. Bei ihr sind die klemmenden Backen an die Kupplungshülse angegossen und werden durch schwach konische Stöpselschrauben angepresst. Die genaue Zusammenbringung der geometrischen Achsen ungleich dicker Wellenenden tritt hier nicht selbstthätig ein, wie bei Sellers geschieht. Vergl. auch Engineering 1875, März, S. 439.



beiden hülsenförmigen Schraubenstöpseln, welche die Schalen in die Hülse drängen.

Für alle festen Kupplungen in Triebwerken empfiehlt Sellers, die sich aufeinanderlegenden Flächen sämtlich vor dem Einsetzen der Theile gut einzuölen, weil sonst leicht ein Festrosten der Stücke entsteht.

II. Bewegliche Kupplungen.

§. 153.

Verschiedene Arten der Beweglichkeit der Kupplungen.

Es sind drei Arten der Beweglichkeit einer Kupplung bei ungestörter Erhaltung der Drehungsübertragung möglich, nämlich

- a) der Achsenrichtung oder der Länge nach,
- b) senkrecht zur Achsenrichtung oder der Quere nach,
- c) unter Aenderung des Achsenwinkels oder dem Achsenwinkel nach.

Auch können zwei dieser Beweglichkeiten oder alle drei gleichzeitig gedacht werden. Im ersten Falle decken sich die geometrischen Achsen der Wellen oder fallen zusammen, im zweiten sind sie parallel, im dritten schneiden sie einander, bei der Vereinigung von *b*) und *c*) sind sie geschränkt. Alle diese Beweglichkeiten werden von der Praxis gefordert und in Anwendung gebracht.

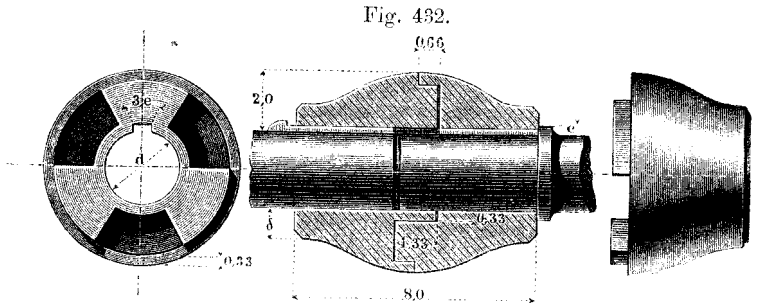
§. 154.

Längsbewegliche und querbewegliche Kupplungen.

Bei prismatischer Einpassung der die Drehung übertragenden Theile wird die Längsbeweglichkeit erreicht. Als Beispiel diene die Sharp'sche Klauenkupplung, Fig. 432 (a. f. S.). Sie ist zweitheilig, und erlaubt kleine Längsverschiebungen, sowie kleine Winkelbewegungen der Achsen, und ist deshalb bei nicht ganz zuverlässiger Stellung der Lager bequem. Sie ist in neuerer Zeit an einzelnen Stellen in erneute Aufnahme gekommen und zwar unter der be-

quemen Herstellungsweise, dass man die zweite Hälfte mit der Klauenseite über die fertige erste giosst. Das Einpassen der Klauen fällt dann ganz weg.

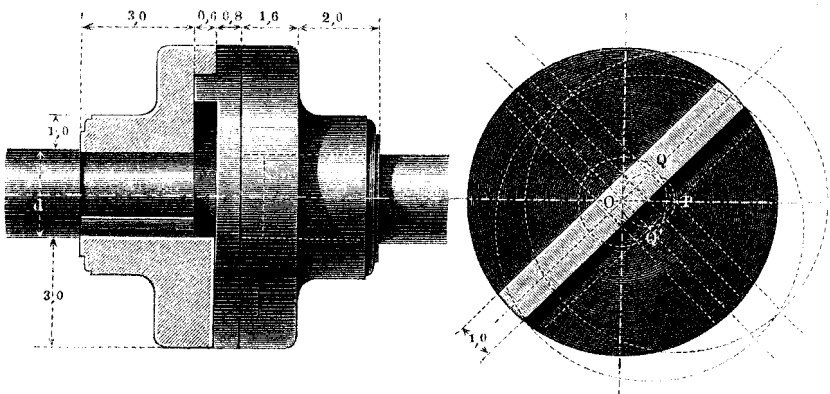
Bei französischen Schraubenschiffen, deren Schraube zum Aufholen eingerichtet ist, wird in die Betriebswelle eine, gewöhnlich



als Schalenkupplung ausgeführte Kupplung eingeschaltet, welche eine grosse Längsbewegung gestattet, nämlich eine solche, die das Herausziehen des pyramidal gestalteten Wellenendes aus der Schraubennabe ermöglicht*).

Der Quere nach beweglich ist die Oldham'sche oder Kreuzscheibenkupplung (Fig. 433). Sie besteht aus zwei Endstücken

Fig. 433.



*) Wegen mehrerer Beispiele dieser interessanten Konstruktion kann auf die ausführlichen Mittheilungen in Armengaud's *Vignole des mécaniciens*, Paris 1863, Tafel 9, auch auf Ledieu, *App. à vapeur de navigation*, Paris 1862, und Ortolan, *Mach. à vapeur marines*, Paris 1859, verwiesen werden.

und einem Mittelstück. Letzteres hat zwei um 90° versetzte prismatische Federn, welche in entsprechende Nuthen der Endstücke eingreifen. Wenn die beiden Wellenachsen zusammenfallen, so dass ihre Normalprojektionen einander in einem Punkte, z. B. O , decken, so wirken die Federn und Nuthen ohne gegenseitige Gleitung als Mitnehmer. Rückt aber die eine der Achsen parallel mit sich selbst von O ab, etwa nach P , so gelangt der Mittelpunkt der Kreuzscheibe nach Q , und bewegt sich beim Drehen der Wellen in einem Kreise $OQPQ'$ vom Durchmesser $OP =$ dem Achsenabstande; er durchläuft diesen Kreis zweimal bei jeder Achsendrehung. Die übrigen Punkte der Kreuzscheibe beschreiben Kardioiden. Die Bewegungsübertragung geschieht gleichförmig*).

Eine andere querbewegliche Kupplung ist die aus zwei durch eine Koppel verbundenen Kurbeln bestehende sogenannte Kniekupplung, welche jetzt weniger als früher gebraucht wird. Sie eignet sich zum Anhängen zweier Kurbelwellen an eine Dampfmaschine**).

§. 155.

Gelenkige Kupplungen.

Die verbreitetste aller beweglichen Kupplungen ist die Kreuzgelenkkupplung oder das Universalgelenk, auch Hooke'scher Schlüssel, besser Cardanisches Gelenk genannt***). Sie ist dem Achsenwinkel nach innerhalb gewisser Grenzen beweglich, und besteht ebenfalls aus zwei Endstücken und einem Mittelstück, letzteres gewöhnlich aus zwei einander rechtwinklig kreuzenden Zapfenpaaren gebildet, von denen je eines in einem der Endstücke normal zur Wellenachse gelagert ist. Die Bewegungsübertragung geschieht ungleichförmig, und zwar besteht bei dem Ablenkungswinkel α der Wellenachsen zwischen den Drehwinkeln ω und ω_1 der treibenden und getriebenen Welle die Beziehung:

$$\frac{tg \omega_1}{tg \omega} = \cos \alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (143)$$

*) Eine Oldham'sche Kupplung ist auch die auf dem Winan'schen Schiffe, s. Engineer, 1866, S. 171, angewandte Verbindung der Kurbeln der Nachbarmaschinen.

**) S. Salzenberg's Vorträge, S. 66.

***) Wenn nicht Erfinder des Kreuzgelenks, so scheint doch einer der ersten Benützer desselben der Italiener Cardano (1501 bis 1576) zu sein; der Engländer Hooke (1635 bis 1702) wandte den Mechanismus zur Drehungsübertragung an.

was einer periodischen Schwankung von der Periodenlänge 180° entspricht. Man erhält hieraus folgende Werthe:

ω	$\alpha = 10^\circ$	20°	30°	40°
30°	29 ^o 38	28 ^o 29	26 ^o 34	23 ^o 51
45°	44 ^o 34	43 ^o 12	40 ^o 54	37 ^o 27
60°	59 ^o 34	58 ^o 26	56 ^o 22	53 ^o 04
90°	90 ^o	90 ^o	90 ^o	90 ^o
120°	120 ^o 26	121 ^o 34	123 ^o 38	126 ^o 56
135°	135 ^o 26	136 ^o 48	139 ^o 06	142 ^o 33
150°	150 ^o 22	151 ^o 31	153 ^o 26	156 ^o 01
180°	180 ^o	180 ^o	180 ^o	180 ^o

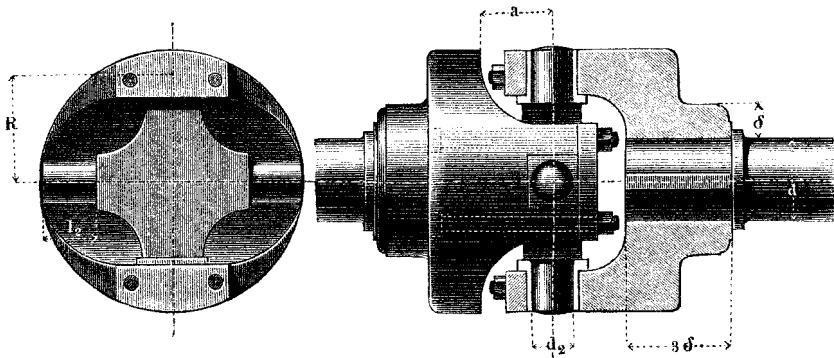
Bei kleinem α sind hiernach die Abweichungen nicht bedeutend. Zwischen den Winkelgeschwindigkeiten w und w_1 besteht die Beziehung:

$$\frac{w_1}{w} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \omega \sin^2 \alpha} \dots \dots \dots (144)$$

welche im Maximum $1 : \cos \alpha$ und im Minimum $\cos \alpha$ liefert*). Diese Geschwindigkeitsschwankungen sind bei geringen lebendigen Kräften in den beiden Wellen und kleinem α vernachlässigbar klein.

Die Ausführungsformen der Kreuzgelenkkupplung sind äusserst mannigfaltig. Fig. 434, Kreuzgelenkkupplung mit gusseisernen

Fig. 434.

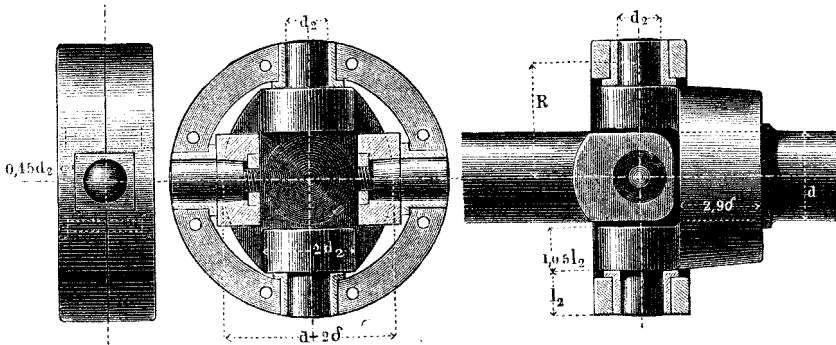


*) Die Werthe von ω sind so gezählt, dass bei $\omega = 0$ die Querzapfenachse der getriebenen und abgelenkten Welle in der Ablenkungsebene steht.

Endstücken und schmiedeisernem Mittelstück. Das Verhältniss $R : d$ schwankt. Man berechne die Zapfendicke d_2 nach den früheren Regeln, und hat bei bekanntem Verdrehungsmomente (PR) der Welle den Zapfendruck P_2 genügend genau $= \frac{1}{2} (PR) : R$. Je grösser der Ablenkungswinkel α sein soll, um so grösser ist der mit α bezeichnete Abstand zu nehmen. Hier ist α , wie man sieht, sehr klein vorausgesetzt. Die Schalenfugen der Lagerungen legt man am besten in die Wellenachsebene, nicht wie häufig vorkommt, rechtwinklig dazu, weil sonst die entstehende Abnutzung nicht ausgeglichen werden kann.

Eine sehr wichtige Rolle spielt das Kreuzgelenk bei den Triebwellen vieler Schraubendampfer, indem es dort benutzt wird, um der Triebwelle eine gewisse Biegsamkeit zu verleihen, deren sie bei der Nachgiebigkeit des Schiffskörpers bedarf. Gewöhnlich sind bei grossen Dampfern zwei bewegliche Kupplungen an der Triebachse angebracht. Ein Beispiel zeigt Fig. 435. Hier bestehen

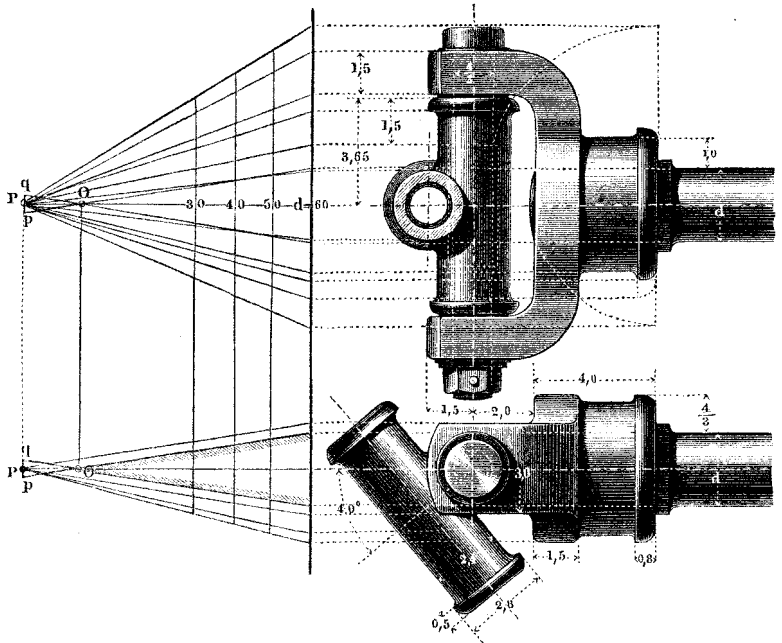
Fig. 435.



alle drei Stücke aus Schmiedeisen; eines der Endstücke ist sogar eintrummig mit der Welle hergestellt. Das Mittelstück, aus zwei gleichen Halbringen zusammengesetzt, hat hier die Lager der Zapfen an sich, während die Endstücke die besonders eingesetzten schmiedeisernen Zapfen tragen. Die Lagerschalen sind hier gar nicht aufgeschnitten, weil nur eine sehr geringe Abnutzung vorauszusetzen ist, da α auf alle Fälle klein bleibt. Man findet die Zapfenlänge l_2 gegen d_2 nicht gar gross, nämlich 1 bis $1,25 d_2$; es geschieht überhaupt alles, um die Abmessungen der Kupplung einzuschränken, weshalb auch R so klein als es angeht gewählt wird.

Eine dritte Form der Kreuzgelenkkupplung zeigt die folgende Fig. 436. Hier sind die Querzapfen als Bolzen drehbar in das

Fig. 436.

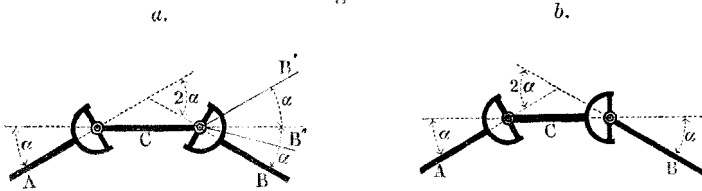


Mittelstück und die Endstücke eingesetzt, zugleich aber der einfachen Ausführung halber aneinander vorbeigehend angebracht. Dadurch entsteht ein kleiner, aber meist vernachlässigbarer Bewegungsfehler in sofern, als die gekuppelten Wellen sich bei jeder Drehung gegenseitig auch noch hin und herschieben. Bei landwirthschaftlichen Maschinen, namentlich zur Verbindung der Pferdegöpel mit Arbeitsmaschinen vielfach im Gebrauch. Der Zeichnung ist ein Proportionsriss beigefügt. Als Model dient die Einheit $\delta = 5 + \frac{1}{3}d$. Der Pol P für die Abmessungen ist deshalb dahin zu legen, wo $5 + \frac{1}{3}d = 0$, d. i. wo $d = -15$ mm. Hier, wo der Maassstab $\frac{1}{3}$ der wirklichen Grösse, ist $pq = -d = 3$ mm gemacht.

Die durch Formel (144) ausgedrückte Ungleichförmigkeit der Bewegungsübertragung ist manchmal unstatthaft, und zwar sowohl da, wo blosse geometrische Genauigkeit erwünscht ist (Zeigerwerke der Grossuhren) als wo schnellbewegte Massen ins Spiel kommen

(Dreschmaschinen u. a. m.). Dem Fehler kann abgeholfen werden durch Anwendung der doppelten Kreuzgelenkkupplung, welche eine geeignete Zusammenstellung zweier einfachen solchen Kupplungen ist. Kuppelt man die treibende Welle *A*, Fig. 437 *a*, an die zu treibende *B* durch Vermittlung einer Zwischenwelle *C*, welche

Fig. 437.



mit *A* und *B* durch homologe oder gleichgelegene Kreuzgelenke von gleichem Ablenkungswinkel verbunden ist, so wird die Bewegung von *A* auf *B* gleichförmig übertragen. Hierbei kann die getriebene Welle sehr verschiedene Lagen gegen *A* einnehmen, z. B. die Lage *B*, bei welcher *B* von *A* um 2α abgelenkt ist, oder die Lage *B'*, bei welcher *B* mit *A* parallel ist, oder allgemein betrachtet, die Lage *B''* in einem Kegelmantel vom halben Spitzwinkel α um die Zwischenachse *C*. Gleichgelegen sind die Kreuzgelenke, wenn die den Achsen *A* und *B* angehörig Querzapfen gleichzeitig in den bezüglichen Ablenkungsebenen der Achse *C* von *A* und *B* liegen. In den Lagen *B* und *B'* fallen diese Ablenkungsebenen zusammen, bei der Lage *B''* dagegen nicht. Im letzteren Falle sind die Achsen *A* und *B* gegeneinander geschränkt.

Bringt man die Kreuzgelenke ungleichgelegen an *A* und *B* an, z. B. um 90° verdreht, wie Fig. 437 *b* andeutet, so wird der Bewegungsfehler verstärkt, indem in letzterem Falle wird: $tg\omega_1 = tg\omega \cos^2\alpha$, wobei ω und ω_1 für *A* und *B* gelten. Wäre $\alpha = 30^\circ$, so erhielte man für $\omega = 45^\circ$: $tg\omega_1 = (\frac{1}{2}\sqrt{3})^2 = 0,75$, d. i. $\omega_1 = 36^\circ 54$ statt $40^\circ 54$, wie obige Tabelle für das einfache Kreuzgelenk nachweist.

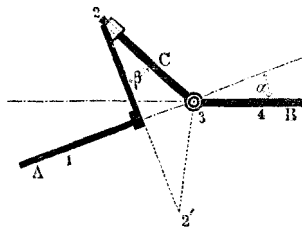
Doppelte Kreuzgelenkkupplungen, wenn auch in unvollkommener Form, sind auch die Walzwerkkupplungen. Bei diesen vertreten die abgerundeten Wülste, welche als Mitnehmer dienen, die Zapfenkreuze; ja bei sorgfältigerer Konstruktion, wie z. B. derjenigen von Schaltenbrand*), finden sich die Kreuzzapfen vollständig

*) Dingler's P. J. Bd. 170, S. 23, sowie Pol. C.-Bl. 1864, S. 109.

wieder, und zwar mit Schränkung der Zapfenachsen, wie bei Fig. 436; das Mittelstück ist dabei in die Form der Kupplungshülse übergegangen. Bei Zulassung einer Längsverschiebung der Zwischenachse übertragen selbst die roh ausgeführten Kupplungen dieser Art die Bewegung ziemlich gleichförmig, da sie unter die Anordnung ACB' , Fig. 437 *a* gehören*).

Fig. 438 stellt eine vom Verfasser angegebene Gelenkkupplung schematisch dar. A treibende, B getriebene Welle, an letz-

Fig. 438.



terer das Stück C bei 3 mit Zapfen eingelenkt, welche senkrecht zu B stehen, während C mit einem Zapfen bei 2 in eine an A befestigte Hülse eingreift. Die Achse B schliesst mit A den Ablenkungswinkel α , das Stück 3 C 2 mit A den Winkel $90 - \beta$ ein. Für die Beziehung zwischen den gleichzeitig zurückgelegten Drehwinkeln ω_1 und ω_4 der Achsen A und B , welche man in festverbundenen Lagern liegend zu denken hat, ist:

$$\left. \begin{aligned} \text{oder auch} \quad & \text{tg } \omega_1 = \text{tg } \omega_4 \left(\cos \alpha - \frac{\sin \alpha \text{tg } \beta}{\cos \omega_1} \right) \\ & \text{tg } \omega_4 = \frac{\sin \omega_1}{\cos \alpha \cos \omega_1 - \sin \alpha \text{tg } \beta} \end{aligned} \right\} \dots \dots (145)$$

Die Uebertragung der Drehung von A auf B geschieht weit ungleichförmiger, als beim Cardanischen Gelenk, indem das Verhältniss der Winkelgeschwindigkeiten zwischen $1: (\cos \alpha \mp \sin \alpha \text{tg } \beta)$ und $\cos \alpha: (1 \mp \sin^2 \alpha \text{tg}^2 \beta)$ schwankt**). Die Kupplung ist nichts anderes, als eine schiefe Kreuzgelenkkupplung***), schief in sofern, als die Gabel an A , statt rechtwinklig zu dieser Achse, um $90 - \beta$ gegen dieselbe geneigt steht. Verbindet man aber zwei solcher

*) Bei der angeführten Mittheilung der Schaltenbrand'schen Kupplung (s. auch *Z. d. V. d. Ing.* VIII, Taf. X) ist bei dem einen der angebrachten Kupplungspaare die ungünstigere Aufstellung (*b*) angewandt.

***) Bei $\alpha = \beta = 30^\circ$ gibt dies für die Kardinalpunkte 1,73, 0,866 und 0,729, bei Cardan nur 1,154 und 0,866.

****) Vergl. auch (144) mit (145). Bei $\alpha = 90$ entsteht für 4 eine symmetrische Schwingung; Mechanismus dann auch aus dem rechtwinkligen Kreuzgelenk ableitbar.

Kupplungen symmetrisch mit einander, siehe Fig. 439, so entsteht eine gleichförmig übertragende Gelenkkupplung. Die beiden lagerförmigen Hülsen bei 3 und 4 sind fest mit einander verbunden;

Fig. 439.

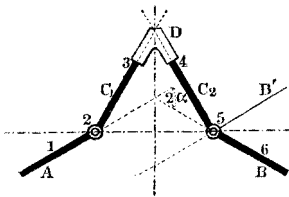
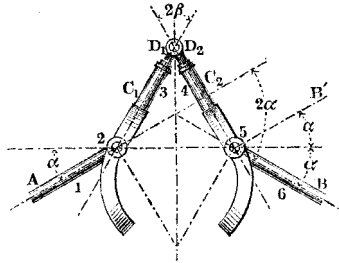


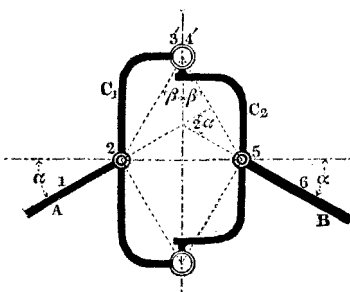
Fig. 440.



ihre Achsen schliessen den Winkel 2β ein. Für die praktische Ausführung verwandelt man sie besser in Zapfen und bringt die zugehörigen Hülsen an den Stücken C_1 und C_2 an, Fig. 440. Letzteren gibt man zweckmässig eine Rückwärtsverlängerung, um einigermassen der Einseitigkeit der Belastung zu begegnen. Indessen kann das Gegengewicht auch anders angebracht werden. Die Zapfen 3 und 4 können mit einem fest verschraubten Gelenk verbunden werden, damit sie sich von selbst in die durch β vorgeschriebene Lage stellen können. Man hat darauf zu achten, dass α nicht $= 90 - \beta$ gewählt wird oder umgekehrt, indem sonst eine Todtlage entstehen würde.

Die Gelenke 3 und 4 lassen sich auch zu einem Kugelgelenk $3' 4'$ vereinigen. Geschieht dies, so geht die Vorrichtung in die

Fig. 441.



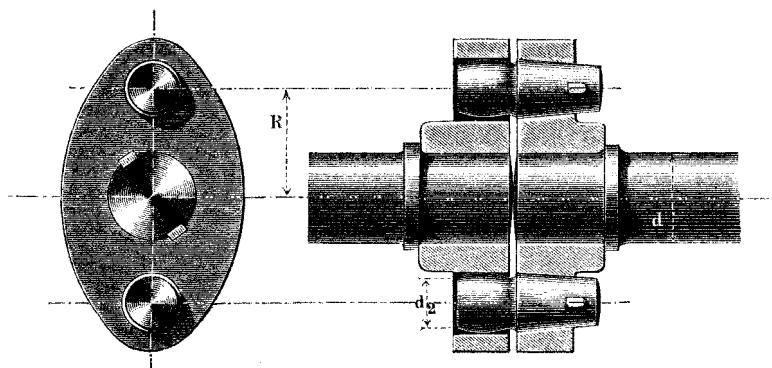
Kupplung von Clemens*) über, s. Fig. 441, bei welcher überdies unsere Gegengewichte weggelassen und die Stücke C_1 und C_2 auf der Gegenseite vollständig wiederholt sind. Clemens machte Ausführungen, bei welchen $2\alpha = 90^\circ$. Die Nichtverdopplung der Stücke C_1 und C_2 möchte der Verdopplung vorzuziehen sein,

*) Clemens' angular shaft coupling, N. Am. Patent vom 10. Nov. 1869.

da sie kleine Ausführungsfehler, die bei letzterer störend sind, unschädlich macht. Wenn man, wie bei der doppelten Kreuzgelenkkupplung, Fig. 437 geschehen, die Achse B statt um α um $360^\circ - \alpha$ ablenkt, sodass A und B parallel werden (s. Fig. 439 bei B'), so erhält man eine überaus ungleichförmige Drehungsübertragung*), kann dann auch die von Clemens angewandte Verdopplung der Zwischenstücke nicht durchführen**).

Auf manchen Schraubenschiffen ist noch eine andere recht einfache Art gelenkiger Kupplung für wenig veränderliche Achswinkel in Anwendung, Fig. 442.

Fig. 442.



Diese Mitnehmerkupplung fordert für jedes Wellenende ein Lager, und hat eine gewisse Beweglichkeit, welche der des Kreuzgelenkes ähnlich und in vielen Fällen auch als genügend anzusehen ist***).

*) Bei $\alpha = \beta = 30^\circ$, wie in Fig. 439, würde das Verhältniss der Winkelgeschwindigkeiten zwischen $\frac{1}{2}$ und 2 schwanken.

**) Die vorliegende Kupplung, Fig. 439 und Fig. 440, ist eine der zahlreichen Abänderungen, in welche die interessante Kette Ct_6 , besprochen in meinem Buche „Theor. Kinematik“ in §. 152, übergeführt werden kann. Macht man in der vorliegenden Kupplung $\beta = 0$, so geht dieselbe in das von mir angegebene doppelringige Universalgelenk, siehe Berliner Verhandlungen 1865, S. 53, über. Setzt man bei der Anordnung von Fig. 439 den Winkel $\beta = 0$, lässt aber zugleich den Abstand 2.5 bestehen, so erhält man den Doppelschlüssel Fig. 437 a.

***) Eine mehr verwickelte, aber wegen ihrer Eigenschaften hinsichtlich der Bewegungsübertragung interessante gelenkige Kupplung für Schraubenschiffachsen ist die von Otto Dingler, siehe Dingler's Polyt. Journ. 1866, S. 197; dieselbe ist gelenkig und zugleich quer- und längsbeweglich.

stellen. Bei der dritten Form sind die Zähne mit stärkeren Spitzen ausgeführt, was die Gefahr des Zahnbruchs durch den

Fig. 444.

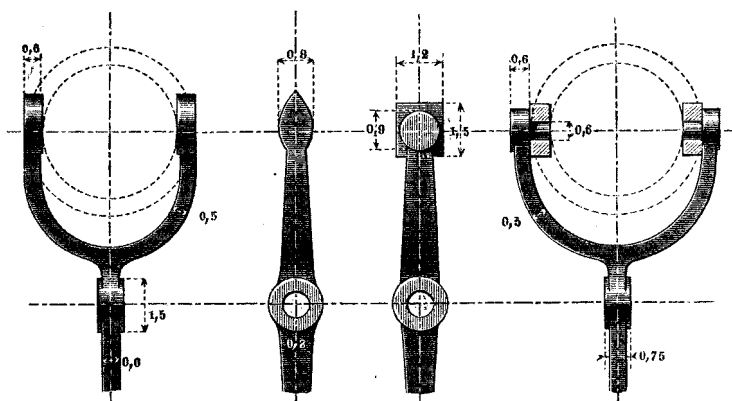
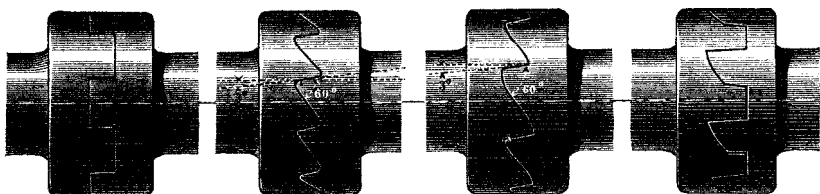


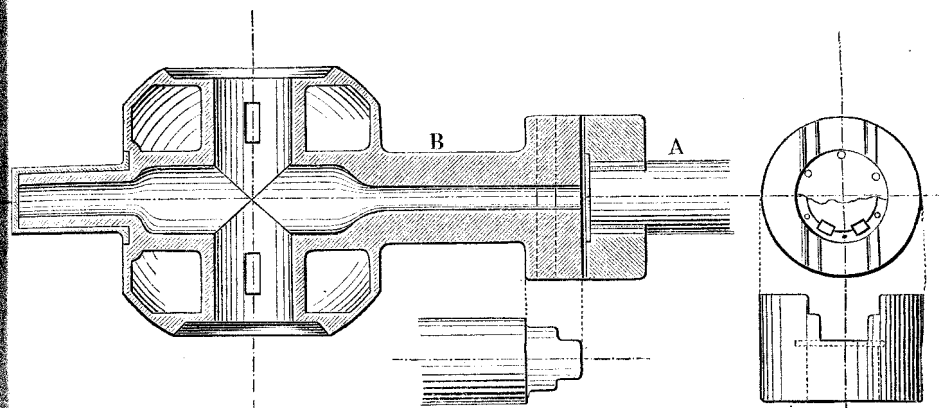
Fig. 445.



Stoss beim Einrücken vermindert, auch oben bei Fig. 439 angewandt ist. Die vierte Zahnform erlaubt ein leichtes Einrücken wie die beiden vorigen und gestattet, wie die erste, sowohl Vor- als Rückwärtsbewegung. Die Spinnmaschinen zeigen eine vielseitige Anwendung schnelllaufender, feinzähliger und deshalb sehr genau einsetzender Zahnkupplungen. Auf manchen Schraubenschiffen, deren Triebsschraube nicht zum Aufholen eingerichtet ist, lässt man dieselbe während des blossen Segelns leerlaufen; sie ist deshalb mit einer Ausrückkupplung an die Triebwelle angeschlossen. Man wendet hier grosse ausrückbare Zahn- und auch Mitnehmerkupplungen, letztere dann mit 4 bis 6 Mitnehmerzapfen versehen, an. Die englische Marine ist indessen jetzt überwiegend zu einer anderen Art der Ausrückung übergegangen. Es ist die, dass die im Lüfterahmen mit zwei Zapfen gelagerte Schraube mittelst einer quer ausrückbaren Kupplung, dem sogenannten Treiber

oder der Treibkupplung, gefasst wird. Diese ist von äusserster Einfachheit, wie Fig. 446 zeigt. Das auf der Triebwelle sitzende

Fig. 446.



Stück *A* ist aus Bronze hergestellt, der Wellenkopf, auf dem *A* mit vier Keilen befestigt ist, ist durch eine aufgeschraubte Bronzeplatte abgedeckt, welche zugleich zur Keilsicherung dient*). Unsere Figur zeigt einen Durchschnitt der bronzenen Schraubennabe; die Schraubenflügel sind in der Weise eingesetzt gedacht, wie Fig. 194 angibt. An dem, dem Sternpfosten zugekehrten Stützzapfen bemerkt man eine aufgeschobene Bronzehülse, deren Aussenflächen die Zapfenumfläche wie -Grundfläche abgehen. Diese Büchse ist mit versenkten Schrauben an der Nabe und an der Achsenstirn befestigt. Wenn aus- oder eingerückt werden soll, so wird die Maschine so gestellt, dass der Schlitz des Treibers senkrecht steht.

§. 157.

Reibungskupplungen.

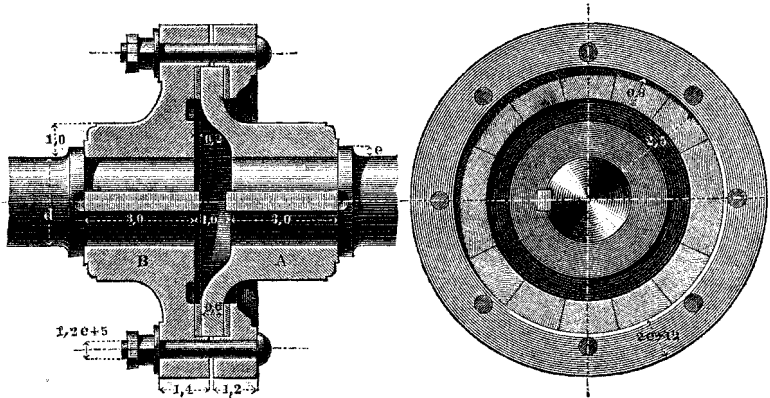
Die Kupplungen, deren Hälften einander durch die zwischen ihnen erzeugte Reibung mitnehmen, sind zum Ausrücken sehr geeignet, weil das bloss Nachlassen der die Reibung erzeugenden

*) Die englischen Seeleute nennen diese Treibkupplung wegen ihrer allgemeinen Form die Käsekupplung (cheese coupling) das Stück *A* auch kurzweg den Käse.

Kraft die Ausrückung schon bewirkt, und weil die Wiedereinrückung unter allmählicher Beschleunigung des zu treibenden Theiles herbeigeführt werden kann. Während dieser Beschleunigung, und überhaupt so lange eine Reibungskupplung gleitet, wirkt die zwischen dem getriebenen und dem treibenden Theile bestehende Reibung als treibende Kraft auf das getriebene Stück.

Führt man die Reibungskupplungen mit genügend grossem Durchmesser aus, so eignen sie sich zur Uebertragung beliebig grosser Drehmomente. Fig. 447, Reibungskupplung, welche als Sicherheitskupplung dient, indem der Ring an *A* nur so fest in

Fig. 447.



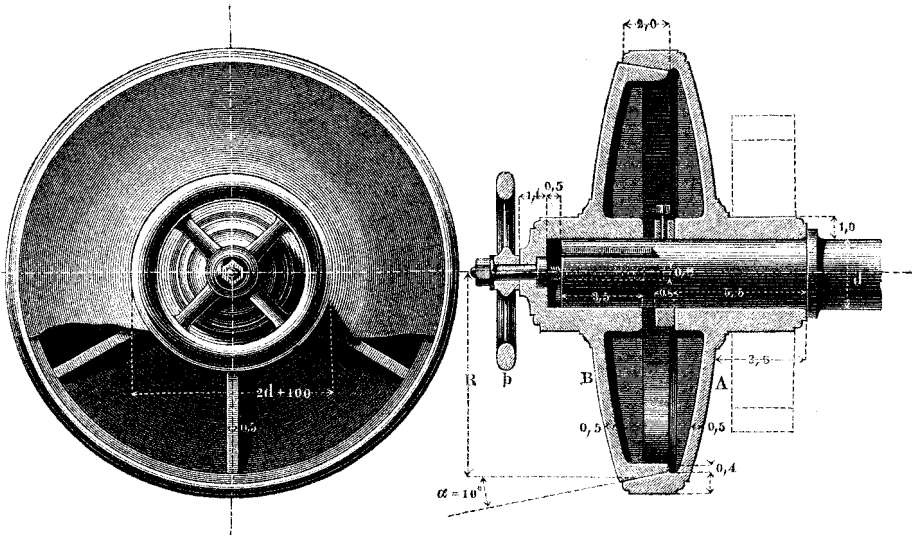
den (mit Holz gefütterten) Hohlring an *B* eingepresst ist, als es einem festgesetzten Maximum von Umfangskraft entspricht. Ramsbottom benutzt diese Kupplung für Walzwerke*). Model für die eingeschriebenen Maasse ist $\delta = 5 + \frac{1}{3}d$.

Die Kegellkupplung ist in mancherlei Formen gebräuchlich. Das in Fig. 448 gegebene Beispiel setzt voraus, dass die treibende Kupplungshälfte *A* drehbar auf der in und ausser Bewegung zu setzenden Welle sitze und etwa durch ein Zahnrad, das punktirt angegeben ist, in Umdrehung erhalten werde; wird dann die verschiebbar auf der Welle befestigte Kupplungshälfte *B* mit ihrem konischen Kranz in den Hohlkegelkranz von *A* eingepresst, so erfolgt die Mitnehmung. Das axial gerichtete Anpressen

*) Vergl. Engineer 1866, Januar, S. 44; auch Génie ind. Bd. 32, S. 101; eine ältere Form derselben Kupplung ist bei Salzenberg, Vortr., S. 173, wo auch verwandte Konstruktionen.

geschieht durch die Schraube und das Handrad *b*. Trifft man noch die Anordnung, dass der Drehungssinn von *B* mit demjenigen des Rades *b*, wenn letzteres die Anpressung bewirkt, über-

Fig. 448.



einstimmt, so bringt blosses Festhalten von *b* die Welle zum Stillstand, während ein Anwerfen des Rädchen in Bewegungssinne die Einrückung bewirkt. Beim mittleren Halbmesser *R* des Kegels und dem Anzugwinkel α ist die axial gerichtete Anpressungskraft *Q* zur Uebertragung einer Umfangskraft *P*

$$Q = P \left(\frac{\sin \alpha}{f} + \cos \alpha \right) = \frac{(PR)}{R} \left(\frac{\sin \alpha}{f} + \cos \alpha \right). \quad (146)$$

wobei *f* den Koeffizienten der Reibung zwischen den Kegelflächen und (*PR*) das von der Welle zu übertragende statische Moment bezeichnet. α darf nicht wohl kleiner als 10° genommen werden, damit kein Klemmen eintritt; *f* ist bei Eisen auf Eisen etwa mit 0,15 einzuführen. Um *P* klein, also auch *Q* klein zu halten, wähle man *R* gross, z. B. zwischen 3 und 6 *d*.

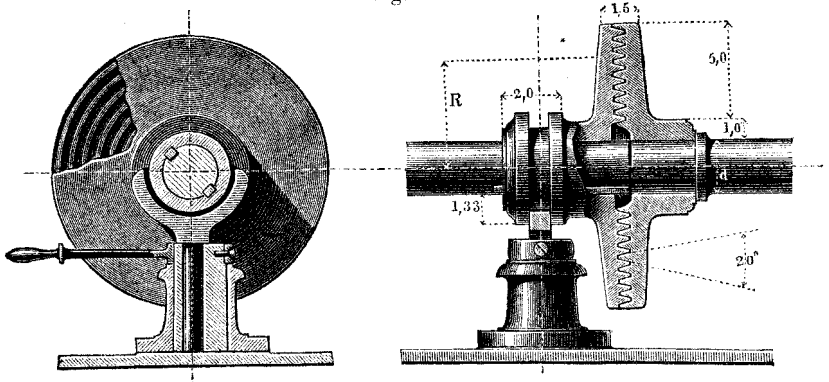
Die Uebersetzung, welche Schraube und Handrad bedingen, beträgt bei der Schraubensteigung *s* und dem Handradhalbmesser *b* unter Berücksichtigung der Schraubeureibung rund $s : \pi b$.

Beispiel. Eine schmiedeeiserne Triebwelle von der Dicke $d = 50 \text{ mm}$ überträgt bei 50 minutlichen Umdrehungen nach Tabelle §. 145, Spalte 5

5te Zeile $0,030 \cdot 50 = 1,5$ PS oder ein statisches Moment $(PR) = 2148,2 k \times mm$. Mit der obigen Kegelpkupplung vom Halbmesser $5 d = 250$ mm versehen, bedarf es nach (147) zum Einrücken einer Anpressungskraft $Q = (2148,2 : 250) [(\sin \alpha : f) + \cos \alpha]$. Ist $\alpha = 10^\circ$, $f = 0,15$, so gibt dies $Q = 85,9 \cdot [(0,1736 : 0,15) + 0,9848] \sim 184 k$. Das Handrad erhält nach den angegebenen Verhältnissen den Halbmesser $b = 100$ mm. Ist die Schraubensteigung 6 mm, so kommt die zum Einrücken erforderliche Umfangskraft q am Handrade: $q = 6.184 : \pi \cdot 100 \sim 3,4$ kg.

Für nicht zu grosse Kräfte ist die Kegelpkupplung in der vorstehenden oder in verwandten Formen ganz zweckmässig*). Statt einen Hohlkegel links und einen Vollkegel rechts kann man auch an beiden Stücken je einen Voll- und einen Hohlkegelstumpf anbringen, diese aber auch in schmale Elemente vertheilen. Das Ganze kann alsdann in die Form der in Fig. 449 dargestellten

Fig. 449.



Riffelscheibenkupplung gebracht werden. Berechnung wie oben; nur hat man als R den Arm des Angriffschwerpunktes der reibenden Flächen einzuführen, welcher genügend genau gefunden wird, wenn man diesen Punkt um $\frac{1}{3}$ der Riefenflächenbreite von dem äusseren Rande absteht annimmt. Der Rückhebel braucht hier nur eine sehr kleine Bewegung zu machen, weshalb seine Achse in Form eines Exzentriks den Zapfen der Rückgabel umfassen kann, wie die Figur darstellt**).

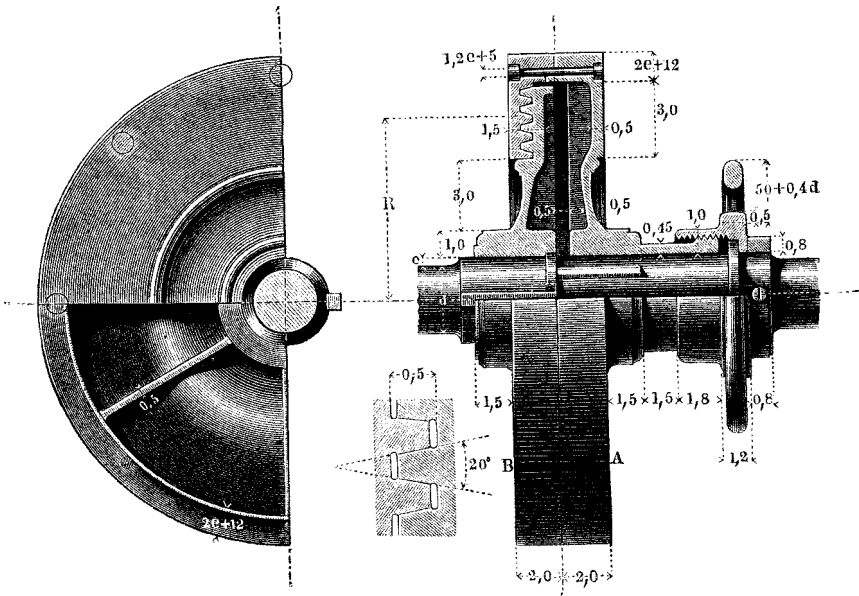
Will man mit einer Kegelpkupplung starke Triebwellen verbinden, so kann die Anpressungskraft Q unter Umständen störend

*) Anwendungen derselben finden sich u. a. mehrfach an den Windwerken etc. der Maschinerien am Suez-Kanal, siehe Armengaud, Publ. ind. Bd. 17. Tafel 9.

***) Siehe diese Kupplung in einem Wendegetriebe angewandt in Armengaud's Vignole des méc. Tafel 11.

wirken, indem sie deren Lageranläufe stark gegen die Lager drückt. Wird Q mittelst eines getrennt gelagerten Hebels, wie bei Fig. 449, ausgeübt, so findet während des Ganges eine Q entsprechende gleitende Reibung an dem Halsringe statt; wird dagegen Q mittelst einer auf der Welle selbst sitzenden Schraubenmutter ausgeübt, so entsteht ein Auseinanderdrücken der beiden Wellen. Hätte die Welle z. B. 100 mm Durchmesser, so ergäbe sich nach Obigem bei $R = 6$. $d = 600$ mm ein Axialdruck $Q = (343720 : 600) [(0,1736 : 0,15) + 0,9848] \sim 1226$ kg, der schon sehr störende Abnutzungen hervorrufen würde. Der Uebelstand lässt sich aber vollständig beseitigen, wenn man die Kraft Q statt auf Auscindertreibung

Fig. 450.



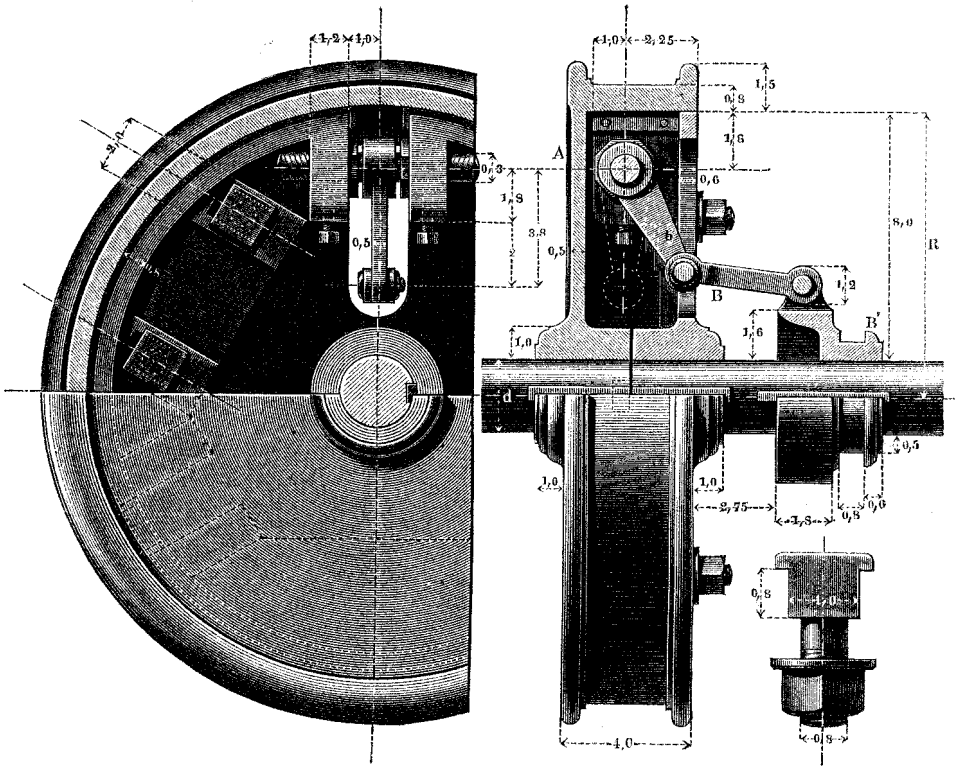
der Achsen auf Näherung derselben wirken lässt. Dies geschieht in der vom Verfasser konstruirten Riffelscheibenkupplung, welche Fig. 450 darstellt.

Im Querschnitt ist hier der Rand von *A* hakenförmig über den von *B* hingeführt. Das Handrädchen wirkt ganz wie früher; auch ist die Konstruktion der mit dem Rädchen verbundenen Schraube im Prinzip dieselbe wie oben, indem nur die Schraube hier soviel erweitert ist, dass die Welle durch sie hindurchgehen kann, und ausserdem Schraube mit Mutter vertauscht ist. Die

Kupplung ist glattläufig. Die Riefen sind hier wie oben mit einer Unterschneidung im Grunde auszuführen, damit die Scheiben bei entstehender Abnutzung und Einschleifung gut zusammenrücken können. Model für die reinen Verhältnisszahlen ist wieder die Einheit $\delta = 5 + \frac{1}{3} d$. — Auch die einfache Kegelkupplung hat man schon so angeordnet*), dass Q die Wellen zusammenzieht.

Die folgende Fig. 451 zeigt die Cylinder-Reibungskupplung oder kurz Cylinderkupplung von Köchlin. Hier findet radiale Ausrückung statt. An den hohlcylindrischen Theil des Stückes A

Fig. 451.



werden drei erhabencylindrische Backen durch radiales Auseinanderrücken derselben angepresst. Die Backen sind aussen mit einem Bronzebeschlag versehen. Das Andrücken geschieht ver-

*) Z. B. in der Werkstätte des Conservatoire d. A. et. m. in Paris.

mittelst des Gleitstückes B' , und die mit dem Hebel b verbundene Links- und Rechtsschraube. Die Backen gleiten in radialer Richtung auf Führungen, deren Detail die Nebenfigur zur Rechten verdeutlicht. Durch Einstellen der Schraubenmuttern mittelst der angedeuteten Stellschrauben lassen sich die Backen so setzen, dass eine Radialbewegung von etwa 1 mm, bei grossen Ausführungen 2 mm, genügt, um die Ein- oder Auskehrung zu bewirken. Klemmung wie bei der Kegelpkupplung ist nicht zu befürchten, da die rückwirkende elastische Kraft des Cylinderringes in der Richtung der Lösungsbewegung wirkt. Zugleich bewirkt die Einschaltung der Schrauben, dass die Lösung nicht selbstthätig erfolgen kann, und die Anpressung Q an B' nach geschehener Einkehrung aufhören darf, eine nicht zu grosse Steigung der Schrauben vorausgesetzt.

Ist s diese Steigung, b die Länge des Schraubenhebels, so hat man für die Uebertragung des Momentes (PR) beim Koeffizienten f der Reibung an den Backen, und bei Berücksichtigung der Schraubenreibung rund ($2s : 2\pi b$) ($P : f$) oder:

$$Q = \frac{s}{\pi b} \frac{(PR)}{f \cdot R} \dots \dots \dots (147)$$

welcher Werth sehr klein gehalten werden kann. Richtet man die Sache so ein, dass B der getriebene Theil ist, so findet während der Ruhe keine Gleitung an B' statt. Bei senkrechter Aufstellung kann ausserdem die Kraft Q unmittelbar durch ein Gewicht ausgeübt werden, dessen Sinkenlassen dann mit sanftem Angriff die Bewegung einleitet. Köchlin's erste Ausführung der Konstruktion war zur Uebertragung von 30 Pferdestärken bestimmt*). Die obigen Verhältnisszahlen entsprechen einem Minimum von R . Bezugsinheit ist wieder $\delta = 5 + \frac{1}{3}d$. Eine sehr hübsche Form hat Bodmer derselben Kupplung (wohl ohne Anlehnung an Köchlin) gegeben**); auch auf Mahlgänge hat man verwandte Konstruktionen mit Vortheil angewandt***). Man hat in Cylinderkupplungen die Bremsbacken auch mit Kniehebeln angepresst. Ein Beispiel hierzu ist die in Fig. 452 dargestellte ebenfalls radial auszurückende Cylinderkupplung von Fossey†), der sie für ein Münzprägwerk verwendete. In dieser sehr gedrängten Kon-

*) Näheres im Bulletin v. Mülhausen 1854. S. 138.

***) S. Fairbairn, Mills u. Millworks, Bd. II. S. 92.

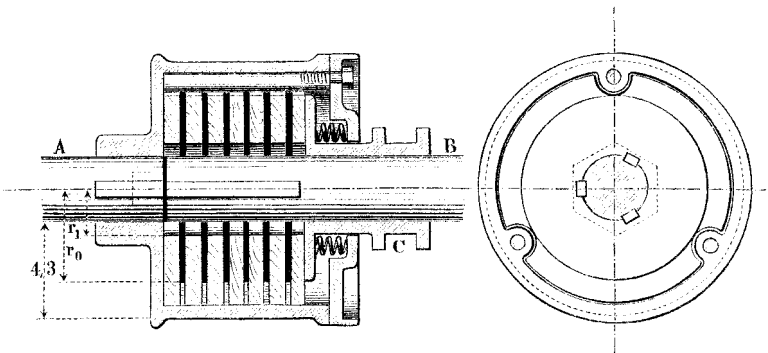
****) S. Uhland's prakt. Masch.-Konstrukteur. 1869. S. 97.

†) S. Armengaud's Publ. industrielle, Bd. XVII, Tafel 10.

Drucke nach aussen *). Dohmen-Leblanc ersetzt die festen Schenkel der Kniehebel durch S-förmige Federn, was die Herabziehung von α auf Null erlaubt **). Schürmann wendet statt der festen Backen eine Gurte an, welche nach aussen gepresst ***), Napier eine solche, welche angespannt wird †). Becker lässt die Bremsblöcke durch Zentrifugalkraft nach aussen treiben ††). So und in noch anderer Weise ist die Cylinderkupplung in der neueren Zeit mannigfach gestaltet zur Anwendung gekommen.

Eine axial ausrückende Reibungskupplung, welche durch einen verhältnissmässig sehr geringen Druck zum Schluss gebracht werden kann, ist die Weston'sche, welche namentlich Tangye viel anwendet, s. Fig. 453. Sie beruht auf dem Prinzip, welches wir oben, §. 101, beim Lamellengelenk angewandt fanden, weshalb

Fig. 453.



wir sie Lamellenkupplung nennen dürfen. Der eine Satz der Lamellen, hier aus Holz hergestellt, ist verschieblich, aber undrehbar mit der Welle A, der zweite, aus Eisenplatten bestehend, ebenso mit der Welle B verbunden. Weston erhält die Kupplung für gewöhnlich geschlossen und zwar durch die innerhalb des Deckels sichtbaren Schraubenfedern. Soll ausgerückt werden, so werden mittelst der Schelle C die genannten Federn zusammengepresst. Wegen Berechnung des Druckes s. §. 101.

Eine andere Form von Weston's Lamellenkupplung zeigt Fig. 454 (a. f. S.), entnommen einem grossen Tangye'schen Löffel-Bagger. A Trommel, mit dem Seil oder der Kette belegt, welche den

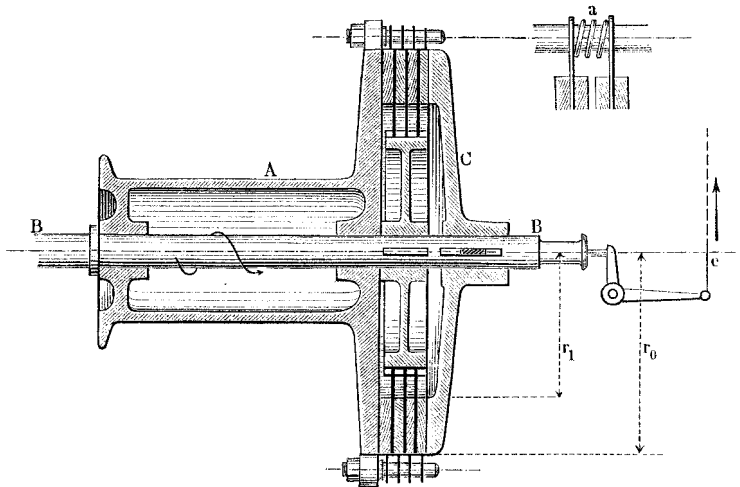
*) Dingler's P. J. Bd. 153. S. 251. **) D. R. P. 16952.

***) S. Zeitschr. d. Vereins d. Ing. Bd. V. (1861) S. 301.

†) S. Engineer 1868, Juli, S. 64. ††) D. R. P. 7205.

Baggerlöffel zu tragen hat; *B* Triebwelle, von der Betriebsdampfmaschine stetig umgetrieben. Ein Satz von Holzlamellen ist an *A*, ein solcher von Eisenlamellen an *B* verschieblich befestigt. Die Druckscheibe *C*, welche die Lamellen hier zusammenzupressen hat,

Fig. 454.



wird mittelst des Hebelwerkes und des Zugseiles *c* in der Schliessungsrichtung, mittelst der zwischen die Lamellen geschalteten Schraubenfedern *a* in der Lösungsrichtung bewegt. Leichtes Anziehen von *c* erzielt Stillstand der Trommel, starkes Anziehen das Aufwinden. Wird das Zugseil aber schlaff gemacht, so findet Ablaufen der Trommel statt. (Eine grosse Lamellenkupplung für Walzwerke siehe Engineer 1879, August, S. 159.)

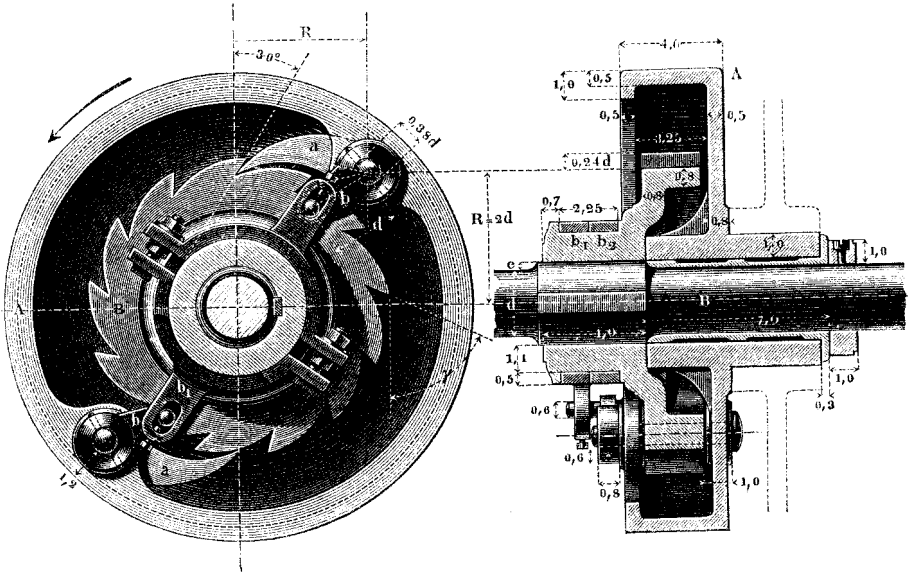
§. 158.

Kraftmaschinenkupplungen.

Wenn man zwei Kraftmaschinen auf dieselbe Wellenleitung treibend einwirken lassen will, so vermittelt man gerne die Bewegung beider oder wenigstens einer derselben mittelst einer Kupplung, welche sich beim Stillstellen der betreffenden Maschine selbstthätig auslöst, während die andere Maschine noch geht, und sich beim Wiedereingangkommen der Maschine auch wieder selbstthätig einkehrt. Die zuerst in Anwendung gekommene Kraft-

maschinenkupplung ist die von Pouyer-Quertier, auch kurz die Pouyer'sche Kupplung genannt. Sie ist in Fig. 455 dargestellt. Die Anordnung ist hier so getroffen, dass der von der abzulösenden Kraftmaschine betriebene Theil *A* lose auf die Welle *B* gesetzt ist. *A* hat z. B. an seinem Umfang Radzähne, oder trägt

Fig. 455.

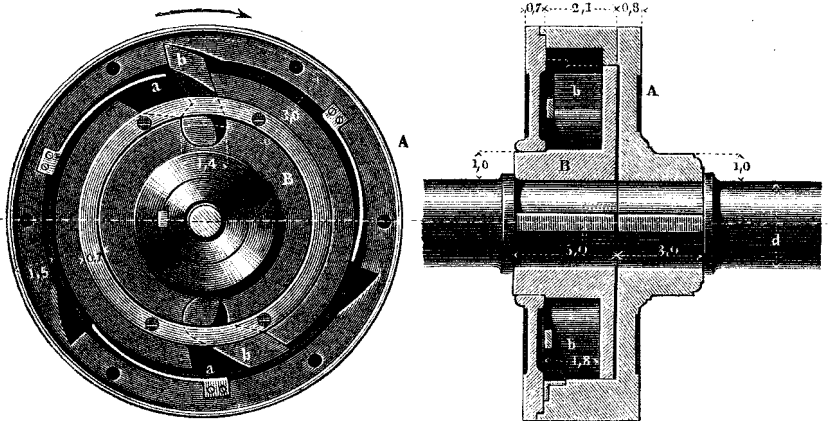


ein Zahnrad auf der verlängerten Nabe, wie die Punktirung an-
deutet; die Nabe von *A* ist mit Bronze gefüttert. Auf der
Welle *B* sitzt ein Sperrrad, in welches eine der beiden Sperr-
klinken *a* eingreift, wenn *A* treibend auf *B* einwirkt, die sich aber
beide auslösen, wenn *A* stillesteht, während *B* weitergeht. Die
Drehungsrichtung ist die durch den Pfeil angegebene. Das Aus-
lösen erfolgt durch die Bremszäume *b*₁ und *b*₂, welche beim Beginn
des Zurückbleibens des Stückes *A* durch die Reibung an *B* mit-
genommen, die Hebel *b* und damit die Klinken *a* entsprechend
drehen, sie also im allgemeinen radial ausrückend, bis die Hub-
begrenzungsschrauben erreicht sind. Darauf bleiben die Zäume
mit *A* zurück und gleiten auf *B*. Kommt *A* wieder in eine nur
sehr wenig schnellere Bewegung als *B*, so halten die Zäume die
Klinken *a* auf und veranlassen die Klinken *a*, sich wieder in
die Zahnlücken zu legen, worauf die Kraftübertragung wieder

stattfindet. Damit die Klinken nicht an den Zahnsitzen hängen bleiben können, ist der Winkel γ der Klinke mit der Zahnflanke kleiner als das Komplement des Reibungswinkels zu machen; hier ist $\gamma = 60^\circ$ gemacht. Poyer wendet nur einen Zaum an, und will beide Klinken gleichzeitig eingreifen lassen. Hier ist durch Anwendung einer ungeraden Zähnezahl, 13, am Sperrad eine Versetzung der Klinken um $\frac{1}{2}$ Theilung bewirkt, sodass immer nur eine eingreift, aber auch das Stück *A* niemals um mehr als $\frac{1}{2}$ Theilung freigehen kann, ohne dass die Mitnehmung eintritt. Die Wichtigkeit der Beachtung des Reibungswinkels ist nicht immer eingesehen worden; es sind deshalb Poyer'sche Kupplungen ausgeführt worden, bei welchen das erwähnte Haftenbleiben der Klinken an den Zahnsitzen eintrat und den Bruch eines oder gar aller Sperrzähne nach sich zog. Es empfiehlt sich, die Klinken *a* aus Stahl zu fertigen und zu härten.

In Deutschland häufig der Poyer'schen vorgezogen ist die Uhlhorn'sche Kraftmaschinen-Kupplung, Fig. 456, auch sie hat radiale Ausrückung. *A* ist als der einzeln stillzustellenden Maschine angehörig angenommen, *B* also als das getriebene Stück.

Fig. 456.



A ist ein Hohlsperrrad, in welches die Sperrklinken oder Mitnehmer *b* eingreifen. Das Einführen der Mitnehmer in die Zahn-
lücken von *A* geschieht durch die Sperrfedern *a*, welche sich gegen die Mitnehmer stemmen und sie in die Lücken leiten, sobald *A* schneller als *B* zu gehen beginnt. Im umgekehrten Falle legen sich die Mitnehmer in die in *B* angebrachten Aussparungen, so wie

die Figur in der unteren Hälfte zeigt, ein. Alsdann klappen die Sperrfedern über sie hin, wie dies bei einem gewöhnlichen Gesperre beim Vorwärtsgang geschieht. Die Gelenke der Mitnehmer sind wieder als Halbzapfen ausgeführt (vergl. §. 95) und durch den Deckring und entsprechende Ausschnitte in ihrer Stellung gehalten. Uhlhorn wandte früher nur zwei Zahnücken in *A* an, empfahl aber später, deren vier anzuwenden, damit nur während einer Vierteldrehung Beschleunigung eintreten könne. Durch Anwendung von nur drei Lücken (im allgemeinen einer ungeraden Zahl derselben), gestaltet sich die Sache noch günstiger, indem die Beschleunigung dabei auf eine Sechsteldrehung (allgemein auf $\frac{1}{2}$ Theilung wie oben bei Pouyer) eingeschränkt wird. Es steht nichts im Wege, *B* treibend statt getrieben zu machen; die Drehung hat alsdann der Pfeilrichtung entgegen stattzufinden.

Eilftes Kapitel.

E I N F A C H E H E B E L .

§. 159.

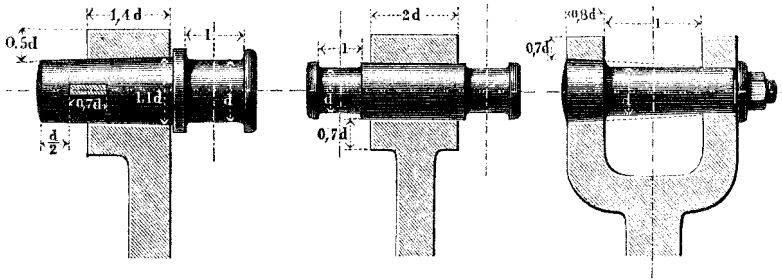
Hebelzapfen.

Ein einfacher Hebel wird im Maschinenbau die konstruktive Ausführung eines Hebelarmes genannt, welcher an dem Drehpunkt-Ende mit einer Achse in Verbindung steht, und an dem schwingenden Ende einen Zapfen trägt. Letzterer ist in der Regel wechselseitig beansprucht, oft indessen auch einseitig. Die Berechnung der Zapfenabmessungen wurde in Kap. V gezeigt.

Die Formen, in denen der Hebelzapfen gewöhnlich angewandt wird, sind die in der Fig. 457 (a. f. S.) angegebenen des Stirnzapfens, des Doppelzapfens und des Gabelzapfens. Sorgfältiges Einpassen des Zapfenstiemes oder -Schaftes in die Hülse ist unerlässliche Bedingung für die Haltbarkeit der Konstruktion. Die Achsel über dem Konus des Zapfenstiemes darf nicht anliegen, damit sie das Anziehen des Konus nicht behindert; die Figur zeigt den Spielraum der Deutlichkeit wegen in etwas übertriebener Weise.

Bei sehr gewählter Formgebung kann der Spielraum auch durch Versenkung des hinteren Zapfenbundes verborgen werden. Beim Doppelzapfen ist bei sorgfältiger Aufstellung der Druck auf jeden

Fig. 457.



einzelnen Zapfen = $\frac{1}{2} P$, derselbe also dieser letzteren Belastung gegenüber als Stirnzapfen anzusehen. Bei dem Gabelzapfen gehören die beiden eingepassten Schafttheile einem und demselben Kegel an.

1. *Beispiel.* Für $P = 2000$ kg erhält der wechselseitig belastete, schmiedeiserne Hebel-Stirnzapfen nach (93) (bei mittlerer Hubzahl) die Dicke $d = \sqrt{2000} \sim 45$ mm und dieselbe Abmessung als Länge. Aus Gussstahl hergestellt könnte er auf die Dicke $d = 0,88 \sqrt{2000} \sim 39$ mm und die Länge $l = 1,3 \cdot 39 \sim 50$ mm gebracht werden. Der schmiedeiserne Gabelzapfen erhielte für dieselbe Belastung nach (98) die Dicke $= d = 0,6 \sqrt{2000} \sim 27$, aber eine Länge von 135 mm.

Nicht alle Hebel haben übrigens wechselnde Krafrichtungen, so z. B. die Gegengewichtshebel, die Balanciers der einfachwirkenden Wasserhaltungsmaschinen u. s. w. nicht. Sie erhalten demzufolge dickere Zapfen.

2. *Beispiel.* Ein schmiedeiserner Gabelzapfen für einen Hebel mit stets einseitiger Belastung von 2000 kg erhielt nach Formel (98) die Dicke $d = 0,8 \sqrt{2000} \sim 36$ mm und die Länge $l = 3 d = 108$ mm. Wäre Gussstahl als Material vorgeschrieben, so wäre gemäss (98) zu nehmen*) $d = 1,13 \sqrt{2000} \sim 51$ mm, $l = 3 d = 153$ mm. Für Gussstahl käme $d = 0,7 \sqrt{2000} = 31$ mm, $l = 4 d = 124$ mm. Am zweckmässigsten erscheint hiernach der schmiedeiserne Zapfen.

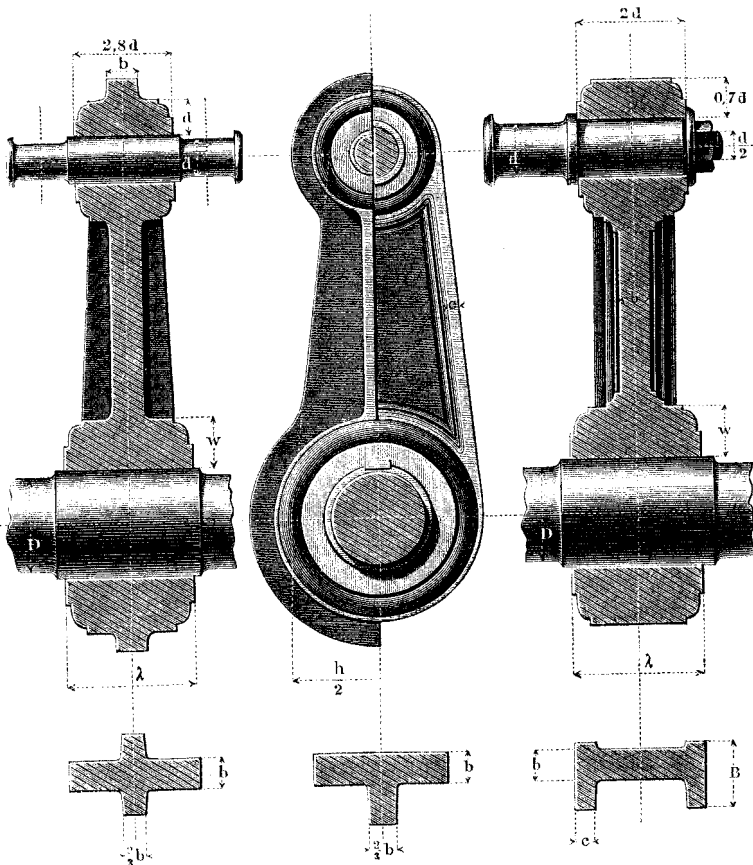
*) Druckfehler auf S. 245; letzte Zeile daselbst unter „Guss“ lies $1,13 \sqrt{P}$ statt $0,8 \sqrt{P}$.

§. 160.

Zapfenverbindung der Hebel.

Die Hebel werden vorzugsweise aus Schmiedeeisen oder aus Gusseisen hergestellt. Für die schmiedeeiserne Zapfenhülse sind in den obigen Figuren die Verhältnisse angegeben. Die guss-

Fig. 458.



eiserne Zapfenhülse erhält für Stirn- und Achszapfen je nach dem zu wählenden Querschnitt des Hebelarmes eine der beiden in der vorstehenden Figur angegebenen Formen und die beigeschriebenen

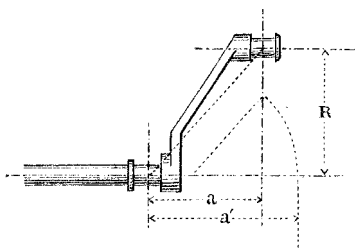
Verhältnisse. Eine Hülse für den Gabelzapfen beim gusseisernen Hebel siehe unten beim Balancier. Wird der Gabelzapfen zu einer vollständigen Achse ausgebildet, so gelten die bei den Achsen, Kap. VIII, gegebenen Regeln.

§. 161.

Die Hebelachse und die Nabe des Hebels.

Die Achse, auf welche der einfache Hebel befestigt wird, ist in der Regel auf Biegung und Drehung gleichzeitig beansprucht. Die Ermittlung der Abmessungen für alle wichtigen Fälle ist in Kap. VIII und Kap. IX allgemein gelehrt worden. Hier sei der

Fig. 459.



gewöhnliche Fall des Stirnzapfenhebels am Ende einer Achse noch besonders angeführt.

Haben die beiden Normalebene, in welchen das Hebelzapfenmittel und der Mittelpunkt des Endlagers der Achse liegen, den Abstand a , Fig. 459, so ist beim Hebelarm R das ideelle biegende Moment, mit

welchem die Achse in ihrem Endlager durch die Belastung P des Hebelzapfens beansprucht wird (vergl. §. 150):

$$(M_b)_t = Pa' = P \left(\frac{2}{3} a + \frac{2}{3} \sqrt{R^2 + a^2} \right) \dots (150)$$

Der Hebelarm a' ist, wie die Figur lehrt, leicht graphisch aufzusuchen. Für seine numerische Berechnung hat man,

$$\left. \begin{array}{l} \text{wenn } R > a, \\ \quad a' = 0,625 a + 0,6 R \dots \dots \dots \\ \text{und wenn } R < a \\ \quad a' = 0,957 a + 0,25 R \dots \dots \dots \end{array} \right\} \dots \dots \dots (151)$$

Die Hebelnabe muss verschieden stark gemacht werden, je nachdem sie die Welle auf Verdrehung zu beanspruchen hat oder sie bloss biegend belastet. Im ersteren Falle nehme man beim schmiedeisernen Hebel mit schmiedeiserner Welle, und beim gusseisernen Hebel mit gusseiserner Welle, wenn

- w die Nabenwanddicke, λ die Nabenlänge,
- D die nach (133) und (134) für das statische Moment PR des Hebels auf blosse Festigkeit berechnete Wellendicke bezeichnet,

$$\left. \begin{aligned} \text{bei } \frac{w}{\lambda} &= \frac{1}{2} \quad \frac{1}{2,5} \quad \frac{1}{3} \\ \frac{w}{D} &= 0,45 \quad 0,42 \quad 0,40 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (152)$$

Befindet sich der Hebel auf einer Welle, welche einen grös-
seren Durchmesser als D hat, so bestimme man zuerst den ideellen
Wellendurchmesser D , und verfähre mit ihm nach Formel (152).
Ebenso verfähre man, wenn die Nabe aus Gusseisen, die Welle
aber aus Schmiedeisen besteht, und umgekehrt. Die Formen der
gusseisernen Nabe zeigt bereits die obige Fig. 458. Muss von den-
selben abgewichen werden, so geben ihre als ideell eingeführten
Abmessungen einen oft erwünschten Anhalt für die neuen Formen
und Abmessungen.

1. Beispiel. Ist der in §. 159 im 1. Beispiel berechnete einfache Hebel
aus Schmiedeisen zu konstruiren, und hat 600 mm Armlänge, so ist sein
statisches Moment $PR = 2000 \cdot 600 = 1200000 \text{ kg} \times \text{mm}$. Hieraus hat
man nach (131): $D = 0,95 \sqrt{1200000} \sim 101 \text{ mm}$, und, wenn man $w : \lambda = 1 : 2$
wählt, nach (152): $w = 0,45 \cdot 101 \sim 45 \text{ mm}$, $\lambda = 2 \cdot 45 = 90 \text{ mm}$. Die-
selben Querschnitt-Abmessungen würde die Nabe erhalten, wenn sie statt
auf eine schmiedeiserne auf eine gusseiserne Welle zu setzen wäre.

Man kann die Nabe auch dafür berechnen, dass sie genügend
stark ist, um ohne Keil kalt aufgezwängt zu werden und dann ver-
möge der Reibung zu haften, vergl. §. 65, Formel (66). Die Rei-
bung Q der Nabe auf der Achse müsste dann $\geq (PR : \frac{1}{2} D')$ sein,
wobei D' den wirklichen Durchmesser der Welle oder des Wellen-
kopfes bezeichnet, worauf die Nabe sitzt.

2. Beispiel. Bei dem soeben behandelten Hebel erhält man, wofern
 $D' = D$, den Werth $PR : \frac{1}{2} D = 1200000 : 50,5 = 23762$. Wir nehmen
 $Q = 24000$, wählen $l = \lambda = 90 \text{ mm}$ und $\mathfrak{E}_2 = 7,5$, so liefert Formel (66)
folgendes Ergebnis:

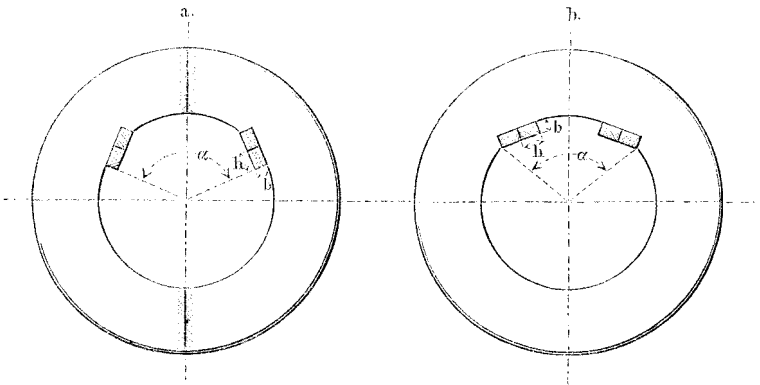
$$\begin{aligned} (w : D) &= \frac{1}{2} (\sqrt{(\pi \cdot 101 \cdot 90 \cdot 0,2 \cdot 7,5 + 24000) : (id. - 24000)} - 1) \\ &= \frac{1}{2} (\sqrt{66835 - 18835} - 1) = \frac{1}{2} \cdot 0,88 = 0,44, \end{aligned}$$

fast genau wie vorhin. Der Keil wird immerhin der Sicherheit halber ein-
zusetzen sein. Wäre statt 101 die Achsenkopfdicke $D' = 110$, so käme
 $Q \sim 22000$ und $(w : D') = \frac{1}{2} (\sqrt{2,79} - 1) = 0,335$ und $w = 0,335 \cdot 110$
 $\sim 37 \text{ mm}$ gegen $0,44 \cdot 101 \sim 44 \text{ mm}$ von vorhin. Je nach der Annahme
von \mathfrak{E}_2 und Q kann man grössere oder geringere Sicherheit verwirklichen.

Eine besondere Keilung für Hebelnaben, auch für die Befesti-
gung von Rädern, die sich hin und her drehen, geeignet, hat
Ingenieur Peters angegeben. Er wendet zwei einander entgegen-

wirkende Keilsysteme mit parallelen Aussenkanten, wie in Fig. 460 dargestellt, an. Anzug der Keile $\frac{1}{20}$. Die Einrichtung (a) verdient den Vorzug, weil sie den grösseren Theil der Nabenläubung zum

Fig. 460.



festen Anschluss bringt. Es wurde gewählt Winkel $\alpha = 135^\circ$, die Keilbreite $b = \frac{1}{16} D$, die mittlere Keilhöhe $h = 2b$. Recht gut eignet sich die Verbindung für häftig getheilte Naben; bei (a) ist eine solche angedeutet.

Die Tragnabe, d. h. die Nabe, welche die Achse nur auf Biegung belastet, kommt nur bei zusammengesetzten Hebeln vor, siehe daher Kap. XIII.

§. 162.

Der Hebelarm mit rechteckigem Querschnitt.

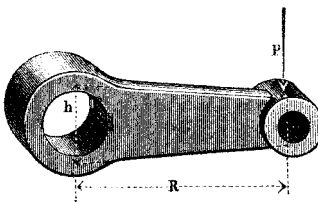
Gerader Hebelarm mit einfach rechteckigem Querschnitt, unter der Voraussetzung zu berechnen, dass P in der Mittelebene des Hebelarmes angreife, Fig. 461, und normal zu demselben gerichtet sei. Dann ist, wenn die Armhöhe in der Achsenebene $= h$,

die Armbreite daselbst $= b$,

die Maximalspannung $= \sigma$,

$$b = 6 \frac{P R}{\sigma h^2},$$

Fig. 461.



Die Materialspannung \ominus für Schmiedeisen = 6, für Gusseisen = 3 gesetzt, gibt für:

$$\begin{array}{l} \text{Schmiedeisen} \qquad \text{Gusseisen} \\ b = \frac{PR}{h^2}, \qquad b = 2 \frac{PR}{h^2} \dots \dots \dots (153) \end{array}$$

Diese Formel setzt die Annahme von h voraus, in der That die zweckmässigste Art der Berechnung, weil h die Seitenansicht, das Profil des Hebels bestimmt, für welches das Gefühl am ersten Anhalt gibt.

1. *Beispiel.* $P = 2000 \text{ kg}$, $R = 600 \text{ mm}$, der Arm sei aus Schmiedeisen herzustellen, $h = 180 \text{ mm}$ gewählt. Dann ist nach (153) zu nehmen: $b = 2000 \cdot 600 : 180^2 \sim 37 \text{ mm}$.

Bei konstanter Armbreite b wird die Armhöhe nach dem Zapfen hin bis auf $0,5 h$ verjüngt; bei konstantem Verhältniss $b:h$ auf $\frac{2}{3} h$ (siehe die Fälle III. und VII. §. 10).

In sehr vielen Fällen greift die Kraft P aber nicht in der Mittelebene des Armes, sondern ausserhalb dieser Ebene an, und bewirkt dann Biegung und Verdrehung des Armes. Wir ersetzen dann die zusammengesetzte Beanspruchung durch eine ideelle blosse Biegungs-Beanspruchung, deren Moment das Produkt aus P und einem ideellen Arme R' ist, siehe Fig. 461.

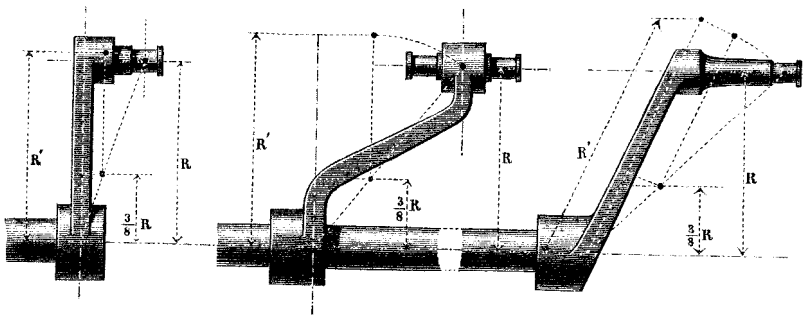
Man hat für R' wenn die Ebene von P um c von der Mittelebene des Armsatzes absteht (vergl. §. 150) mit genügender Annäherung:

$$\left. \begin{array}{l} \text{oder} \\ \text{wenn} \\ \text{und} \\ \text{wenn} \end{array} \right\} \begin{array}{l} R' = \frac{3}{8} R + \frac{3}{8} \sqrt{R^2 + c^2} \dots \dots \dots \\ R' = 0,975 R + 0,25 c \dots \dots \dots \\ R > c, \\ R' = 0,625 R + 0,6 c, \dots \dots \dots \\ R < c. \end{array} \dots \dots (154)$$

In Fig. 462 (a. f. S.) ist angegeben, wie R' graphisch gefunden werden kann, was sehr leicht ist. Bei schief gerichtetem Arm bedarf es nur einer passenden Anordnung der Konstruktion, um auch hier, wie die dritte Lösung zeigt, rasch zum Ziele zu gelangen.

2. *Beispiel.* Gesetzt, bei einem Hebel von der Belastung und dem Arme wie in Beispiel 1. betrage $c 400 \text{ mm}$. Dann ist $R > c$, und nach (154) zu setzen: $R' = 0,975 \cdot 600 + 0,25 \cdot 400 = 585 + 100 = 685 \text{ mm}$. b wird nun bei den früheren Voraussetzungen = $2000 \cdot 685 : 180^2$, woraus $b \sim 42 \text{ mm}$ statt 36 mm , wie wir oben fanden, folgt.

Fig. 462.



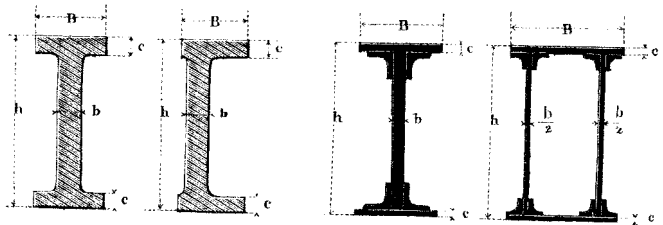
Der gusseiserne Hebel erhält häufig Kreuzquerschnitt, wie Fig. 458 andeutet; die Nebenrippe kann in diesem Falle vernachlässigt werden.

§. 163.

Zusammengesetzte Hebelarm-Querschnitte.

Die nachstehenden Hebelarm-Querschnitte haben eine günstige Materialvertheilung. Ihre Abmessungen lassen sich bequem

Fig. 463.



finden, wenn man zuerst den einfach rechteckigen Querschnitt bestimmt, und diesen darauf in den doppel-T-förmigen verwandelt.

Bei den angegebenen Bezeichnungen, und wenn man noch nennt: h_0 die Höhe, b_0 die Breite des gleichwerthigen Hebelarmes mit rechteckigem Querschnitt, kann die Verwandlung wie folgt geschehen.

Man bestimme unter Annahme des Hebelprofils, d. i. der Armhöhe h_0 , welcher h gleich werden soll, die h_0 zukommende Armbreite b_0 des Rechteckquerschnittes für das betreffende Material; sodann mache man:

wobei

$$\left. \begin{aligned} \frac{b}{b_0} &= \frac{1}{1 + \alpha} \dots \dots \dots \\ \alpha &= \left(\frac{B}{b} - 1 \right) \left[6 \frac{c}{h} - 12 \left(\frac{c}{h} \right)^2 \right] \dots \dots \end{aligned} \right\} \quad (155)$$

Diese Formel setzt die Wahl von $B:b$ und von $c:h$ voraus, welche immer leicht nach dem Geschmack des Konstruirenden geschehen kann. In (155) sind die Winkeleisen der beiden letzten Querschnitte, Fig. 463, vernachlässigt, wodurch aber zugleich die Schwächung durch die Nietlöcher ausgeglichen wird. Folgende Tabelle gibt eine Reihe von Werthen für (155), mit Hülfe deren die vorliegende Rechnung bequem vollzogen werden kann. Das Verfahren lässt sich auch sehr gut für die Berechnung anderer Stücke gebrauchen, z. B. für Träger aller Art, gusseiserne Kran-schilde, Blechkran-Auslader u. s. w.

§. 164.

Tabelle zur Umformung der rechteckigen Armquerschnitte.

$\frac{h}{c}$	Werthe von $\frac{1}{1 + \alpha}$									
	$\frac{B}{b} = 2,5$	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	10
6	0,50	0,43	0,38	0,33	0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,14
7	0,52	0,45	0,40	0,35	0,32	0,29	0,25	0,21	0,19	0,15
8	0,54	0,47	0,42	0,37	0,34	0,31	0,26	0,23	0,20	0,16
9	0,56	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,28	0,24	0,22	0,18
10	0,58	0,51	0,46	0,41	0,37	0,34	0,29	0,26	0,23	0,19
11	0,60	0,53	0,48	0,43	0,39	0,36	0,31	0,27	0,24	0,20
12	0,62	0,55	0,50	0,44	0,41	0,37	0,32	0,29	0,26	0,21
14	0,64	0,58	0,52	0,47	0,44	0,40	0,35	0,31	0,28	0,23
16	0,67	0,60	0,55	0,50	0,47	0,43	0,38	0,34	0,30	0,25
18	0,69	0,63	0,57	0,52	0,49	0,46	0,40	0,36	0,33	0,27
20	0,71	0,65	0,60	0,55	0,52	0,48	0,42	0,38	0,34	0,29
22	0,73	0,67	0,62	0,57	0,53	0,50	0,45	0,40	0,37	0,31
24	0,75	0,68	0,64	0,59	0,56	0,52	0,47	0,42	0,38	0,33
27	0,76	0,71	0,66	0,62	0,58	0,55	0,50	0,45	0,41	0,35
30	0,78	0,73	0,68	0,64	0,61	0,57	0,52	0,47	0,43	0,37
33	0,79	0,75	0,70	0,66	0,63	0,60	0,54	0,50	0,45	0,39
36	0,81	0,76	0,72	0,68	0,65	0,61	0,56	0,52	0,48	0,41
40	0,83	0,78	0,74	0,69	0,67	0,64	0,58	0,54	0,50	0,44
45	0,84	0,80	0,76	0,72	0,69	0,66	0,61	0,57	0,53	0,47
50	0,85	0,81	0,78	0,74	0,71	0,68	0,63	0,59	0,56	0,49

1. *Beispiel.* Es sei die Länge R eines zu konstruirenden einfachen Hebels $= 2000$ mm, die Zapfenbelastung $P = 2500$ kg; der Arm soll aus Gussseisen mit doppel-T-förmigem Querschnitt konstruirt werden, und eine Höhe $h_0 = 320$ mm erhalten. Nach (153) würde dafür der einfach rechteckige Querschnitt die Breite $b_0 = 2 \cdot 2500 \cdot 2000 : 320^2 \sim 98$ mm erhalten. Dies ist so viel, dass wir unbedingt nicht dabei stehen bleiben können, also die Anwendung eines Doppel-T-Querschnittes gerechtfertigt sehen. Es werde nun gemacht $c:h = 1:12$, $B:b = 4$, so wird nach Spalte 5, Zeile 7: $1:(1+\alpha) = 0,44$; mithin die Rippenbreite $b = 0,44 \cdot b_0 = 0,44 \cdot 98 = 43$ mm, die Saumnervbreite $B = 4 \cdot 44 = 176$ mm, die Nervendicke $c = \frac{1}{12} h = 320:12 = 27$ mm, was alles ganz brauchbare Abmessungen sind. Man könnte das Verlangen stellen, $c=b$ herauszubringen; hierfür liesse sich eine Formel entwickeln; doch kann man auch durch versuchsweise vorschreitendes Einsetzen verschiedener Werthe von $B:b$ und $c:h$ das Gewünschte erzielen. Setzt man $B:b = 5$, $c:h = 1:10$, so ergibt sich nach Spalte 7, Zeile 5: $1:(1+\alpha) = 0,34$, also $b = 0,34 \cdot 98 = 33$ mm, während $c = 320:10 = 32$ mm wird, also schon genügend genau mit b übereinstimmt.

2. *Beispiel.* Schmiedeiserner Träger; gefunden $b_0 = 60$ bei $h = 320$ mm. Es wird gewünscht $b = 15$ mm, d. h. $b:b_0 = 0,25$. Hierfür ergibt letzte Spalte, neunte Zeile $B = 10 \cdot 15 = 150$ mm, und erste Spalte $c = h:16 = 320:16 = 20$ mm. Andere Werthe würden aus den Spalten 8, 9 und 10 zu ermitteln sein.

Zwölftes Kapitel.

K U R B E L N.

§. 165.

Verschiedene Arten von Kurbeln.

Die Kurbeln sind einfache Hebel, welche so eingerichtet sind, dass sie im Zusammenhang mit ihren Pleuelstangen ganze Kreise und Vielfache derselben durchlaufen können. Sie lassen sich in folgende vier Klassen theilen:

- 1) Stirnkurbeln,
- 2) Gegenkurbeln,
- 3) Wellenkröpfungen oder Kurbelachsen,
- 4) Exzentrische Scheiben.

Dieselben sollen hier in Kürze nacheinander behandelt werden.

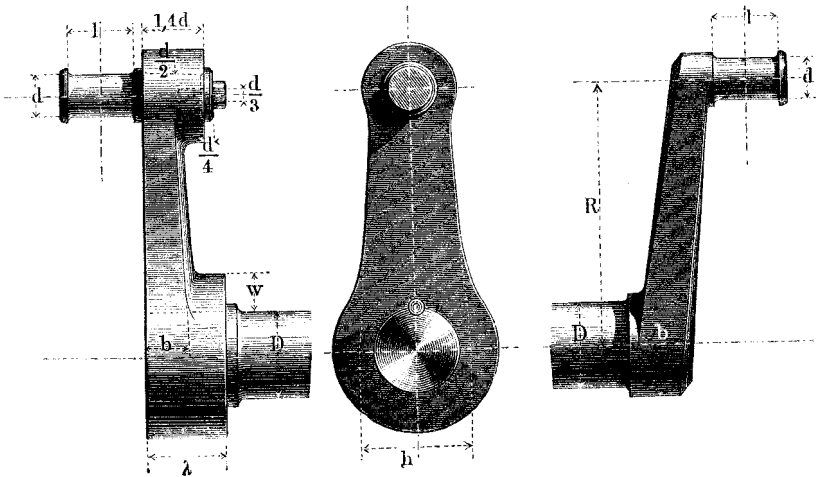
§. 166.

Die schmiedeeiserne Stirnkurbel.

Dieselbe wird ganz nach den Regeln für einfache Hebel mit Stirnzapfen (§. 159 ff.) konstruirt. Fig. 464 zeigt die gebräuchliche Form; der Arm, welcher hier in beiden Abmessungen auf $\frac{2}{3}$ verjüngt angenommen ist, hat auf der Rückseite eine Wölbung. Der Zapfenstiel ist eingeschliffen und mittelst einer Kopfschraube gesichert. Fig. 465 zeigt eine aus Einem Stück hergestellte (oder

Fig. 464.

Fig. 465.



eintrummige) Kurbel. Hier schreibt die gewählte Bundhöhe an der Welle die Armhöhe h vor. Wegen der Einpassung des Zapfenstieles beachte man das in §. 159 Gesagte.

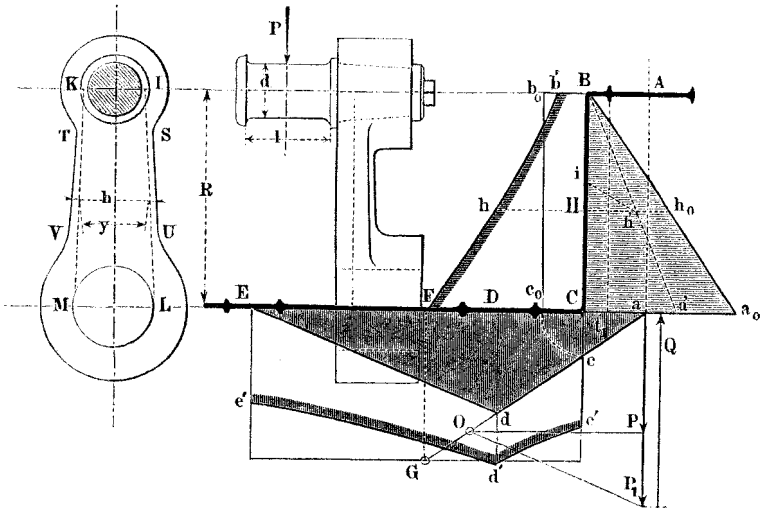
§. 167.

Graphostatische Berechnung der Stirnkurbel.

Die Kurbel ist ein so wichtiger Maschinentheil, dass sie eine sorgfältige Behandlung in hohem Grade verdient, weshalb hier die Anwendung der graphostatischen Methode auf ihre Berechnung gezeigt werden soll.

Die Achse der Stirnkurbel. Man berechne zuerst d und l , und trage dann das Schema, d. i. die Folge der neutralen Linien $ABCDE$ der Kurbel auf, wobei die Armachse BC , welche hier zunächst normal zur Achse gewählt ist, schätzungsweise in die

Fig. 466.



richtige Entfernung von A gebracht, ebenso die Lage des Zapfenmittels D vorläufig angenommen wird. Hierauf trage man die Kraft P von a aus normal zu Ea auf, wähle den Pol O des Kräftepolygons, am besten auf einer aus dem Endpunkte von P gezogenen Parallelen zur Achse Ea , ziehe Strahl und Seil adO , Seil dE , und Strahl $OP_1 \parallel dE$, so ist $adEO$ Seilpolygon für die Biegung, welche P an der Achse aCE hervorruft, das Stück PP_1 die in E anzubringende Zapfenkraft P_1 , und $P_1a = Q$ die in D nach oben wirkende Zapfenkraft. Mache ferner $aF =$ dem Kurbelarme R , ziehe $FG \parallel aQ$, so ist FG (vergl. §. 140) das Moment, mit welchem P die Achse auf Drehung beansprucht. Dieses Moment M_d ist mit dem biegenden Momente M_b an jeder Stelle zu einem ideellen biegenden Momente $M_i = \frac{3}{5} M_b + \frac{5}{5} \sqrt{M_b^2 + M_d^2}$ (§. 45) zusammzusetzen, wodurch die Polygonkurve $c'd'e'$ und die Momentenfläche $Cc'd'e'E$ erhalten werden. Aus der letzteren können alsdann mit Zugrundelegung der Zapfendicke d und der Zapfenwurzelordinate t_1 die einzelnen Durchmesser der Achse nach Formel (124) berechnet werden.

Der Arm der Stirnkurbel. Verlängere Ea nach a_0 hin, verlege das Seilpolygon Dad an die Schlusslinie BC , d. h. mache $\angle a_0BC = \angle Dad$, so ist Ba_0C mit horizontalen Ordinaten die Momentenfläche für die Biegung des Kurbelarmes BC durch P . Mache ferner $Cc_0 = Bb_0 = Cc$, so stellen die Horizontalordinaten des Torsionsrechteckes Bb_0c_0C die Momente dar, mit welchen P den Kurbelarm um die als neutrale Achse angenommene BC verdreht. Dieses Moment wird wieder mit dem biegenden Momente nach der bekannten Formel zu einem ideellen biegenden Momente zusammengesetzt [$a_0a' = \frac{3}{8} a_0C$, ziehe Ba' , mache an irgend einem Punkte $Hi = \frac{3}{8} Bb_0$, und mache $Hh = h_0h' + h'hi$], wodurch sich die Momentenfläche $B'h'FC$ für den Kurbelarm ergibt. Aus dieser wird nun, von d und der Wurzelordinate t_1 ausgehend, der Arm zunächst in der konoidischen Form $IKLM$ nach Formel (124) konstruiert. Darauf wähle man das Profil $STUV$ des Armes von rechteckigem Querschnitt, womit dessen Höhen h an jeder Stelle bestimmt sind, und berechne nun die Breite b für jede Stelle aus dem dort gültigen Durchmesser y des Konoids nach der Formel:

$$\frac{b}{y} = 0,6 \left(\frac{y}{h} \right)^2 \dots \dots \dots (156)$$

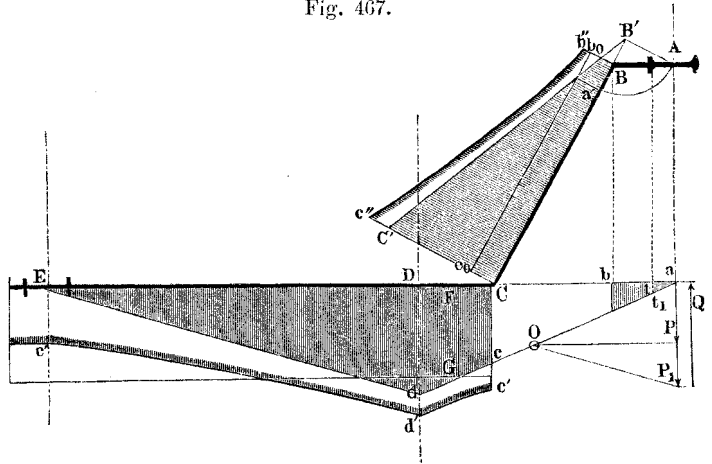
wozu die zweite kleine Zahlentafel am Schlusse des Buches gute Dienste leistet. Ergibt sich schliesslich die Lage der Achse BC als nicht gut gewählt, so wiederhole man das Verfahren mit einer besseren Annahme.

Dieses Verfahren liefert, abgesehen von einigen durchaus statthaften Vernachlässigungen, solche Abmessungen für Kurbelarm und Achse, dass deren Tragsicherheit mit derjenigen des Zapfens vollständig übereinstimmt. Durch Korrekturen werden die Formeinzelheiten in einander übergeführt.

Die Armachse BC wurde oben normal zur Kurbelachse CE angenommen. Ein geringes Schiefstellen, wie es z. B. Fig. 463 voraussetzt, kann vernachlässigt werden; beträgt dasselbe aber mehr, etwa wie es Fig. 465 andeutet, so muss darauf Rücksicht genommen werden. Man verfare alsdann wie folgt, Fig. 467. Das Biegungsdiagramm für die Welle der Kurbel wird wie oben entworfen, das unter ab fallende Stück desselben für den Zapfenschenkel AB benutzt, das unter CE fallende mit dem wie vorhin gesuchten Torsionsmoment FG zusammengesetzt, wodurch sich die Momentenfläche $Cc'd'e'E$ wie oben ergibt.

Der Kurbelarm wird wieder auf Biegung und Drehung beansprucht; der Hebelarm ist aber nun $B'C$, wobei AB' normal zur Armachse BC , das Biegungspolygon ein Abschnitt des Dreiecks $CB'C'$, welches bei B' den Winkel daD hat. Die Ver-

Fig. 467.



drehung geschieht mit dem Hebelarm AB' , ihr Moment ist durch die zu BC normale Ordinate des Dreiecks bei a' dargestellt, wobei $B'a' = B'A$. Die Zusammensetzung der Momente liefert die Momentenfläche $Bb''c''C$, welche wie oben benutzt wird.

§. 168.

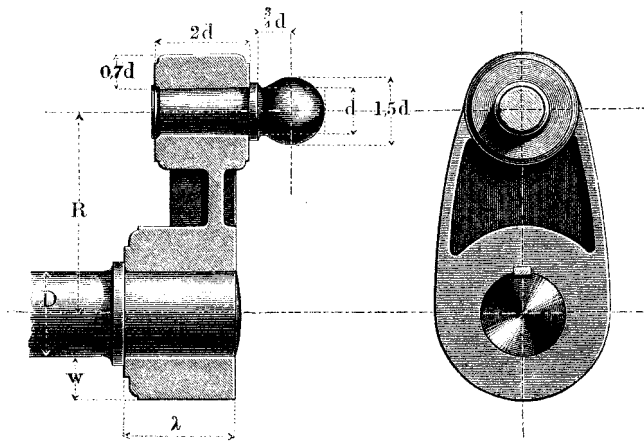
Die gusseiserne Stirnkurbel.

Statt der cylindrischen Zapfen gibt man oft den Kurbeln kugelförmige; ein solcher ist bei der gusseisernen Kurbel Fig. 468 vorausgesetzt. Die Kugel erhält eine passende Dicke, wenn man sie aus der Mitte des gleichbelasteten normalen Stirnzapfens beschreibt, ohne die Zapfenwurzel zu verdünnen. Als Zapfenbefestigung ist hier die (kalte) Vernietung des eingeschliffenen Zapfenstieles angenommen, eine sehr haltbare, neuerdings oft gebrauchte Verbindung. Der I-förmige Armquerschnitt kann mit Hilfe von Tabelle §. 164 bestimmt werden; wählt man indessen wie hier für h den äusseren Nabendurchmesser, so fallen in der Regel die Querschnittsabmessungen des Kurbelarmes bei der Rechnung so klein

aus, dass sie für die Ausführung im Gusse nicht passen, und man sie auch des guten Aussehens halber durch grössere, nach dem Gefühl gewählte ersetzen muss.

Häufig wird der gusseiserne Kurbelarm auch geradezu als

Fig. 468.



massives die Nabe mit der Zapfenhülse verbindendes Stück von rechteckigem Querschnitt ausgeführt.

Wenn man die graphostatische Methode zur Bestimmung der Momente zu Grunde legt, so sucht man zuerst den vierkantigen schmiedeisernen Arm, verwandelt ihn durch Verdoppelung der Breite (siehe §. 162) in den für Gusseisen, und diesen in den von I-förmigen Querschnitten nach §. 164.

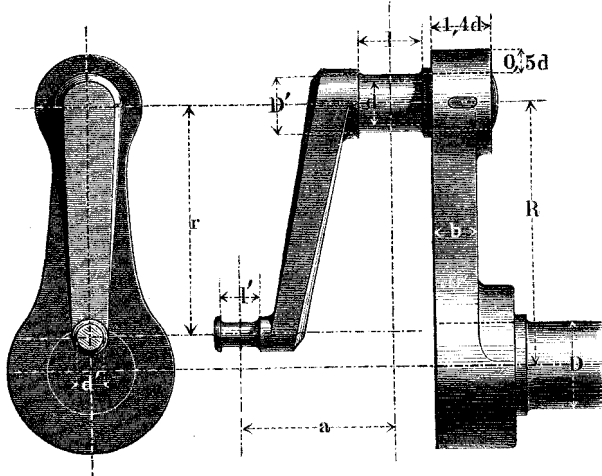
§. 169.

Die Gegenkurbel.

Eine Gegenkurbel heisst ein von dem Zapfen einer Stirnkurbel ausgehender Krummzapfen, welcher mit jener, der Hauptkurbel, die Drehachse gemeinschaftlich hat. Fig. 469 zeigt eine schmiedeisernen Gegenkurbel, welche ähnlich der Konstruktion in Fig. 465 eintheilig (eintrümig) ausgeführt ist. Gewöhnlich ist wie hier der Gegenarm dem Hauptarm entgegengerichtet, manchmal aber auch anders gestellt. Zapfen und Arm der Gegenkurbel werden wie bei einer gewöhnlichen Stirnkurbel konstruiert. Dasselbe

gilt vom Hauptarme, wenn wie gewöhnlich das Moment des Gegenzapfendruckes unbedeutend ist. Der Hauptzapfen dagegen muss besonders berechnet werden. Er wird gleichzeitig auf Drehung und Biegung beansprucht. Man verfähre nach Formel (154), und

Fig. 469.



hat zu bedenken, dass, wenn die Gegenkurbel von der Hauptkurbel aus getrieben wird, in der Mitte des Hauptzapfens das Moment der Gegenkurbel sein Maximum hat.

§. 170.

Graphostatische Berechnung der Gegenkurbel.

Das graphostatische Diagramm für eine Gegenkurbel mit schiefelem Haupt- und Gegenarm ist in Fig. 470 dargestellt. Zuerst wird das Schema *ABCDEFGHI* angenommen, wobei man sich mit den Längen *AB*, *CE* und *FG* so gut es im voraus geht, nach den Längen der betreffenden Zapfen richtet. Der Druck 1 auf den Gegenzapfen ist hier dem Drucke 2 auf den Hauptzapfen entgegengesetzt angenommen.

Kräftepolygon. Nach Annahme eines Kräfteaausstabes wird zuerst das Kräftepolygon (rechts) konstruiert. Strecke 0 bis 1 Druck 1 auf den Gegenzapfen, nach oben gerichtet, *O* Pol, auf einer durch den *O*-Punkt gehenden Horizontalen gewählt, Strecke 1

Schenkel AB . Zur Bestimmung seiner Dimensionen dient nach Berechnung des Zapfens in A aus dem Drucke 1 das Dreieck $ab'b$, beziehentlich dessen (vertikale) Ordinaten.

Zapfenstück CDE . Dasselbe wird gemäss der Momentenfläche $cd'e$ gebogen, und ausserdem durch die Kraft 1 am Hebelarm $r = Cc - Bb$ verdreht. Um das verdrehende Moment zu bestimmen, mache man $al = r$, und ziehe die Ordinate ll' , so ist diese das gesuchte Moment, dessen Fläche ein Rechteck über cc wird. Dieses mit dem Trapez $cd'e$ in der bekannten Weise vereinigt, liefert die Momentenfläche $cc'd''e'e$. Da es aber vorkommen kann, dass der Gegenzapfendruck allein wirkt, in welchem Falle das Seil ad' nach m' hin fortgesetzt gültig bleibt, legen wir letzteres Biegungspolygon zu Grunde und erhalten als Begrenzungskurve der resultirenden Momentenfläche die Kurve $cd''e$, aus welcher der Zapfen CDE bestimmt werden kann. Als Minimallänge l desselben wird, wie im vorigen Paragraphen besprochen, die Länge des dem Drucke 2 zukommenden Stirnzapfens gewählt.

Achse $FGHI$. Diese wird gebogen nach dem Polygon $Ff'g'H$, und dabei verdreht durch das Moment der Kraft 3 weniger dem der Kraft 1. Um ersteres zu finden, wählen wir im Kräftepolygon einen zweiten Pol O' auf einer Horizontalen durch den Anfangspunkt der Kraft 2 unter Beibehaltung des Polabstandes, ziehen $2O'$ und parallel dazu dg'' , machen $dn = Ce = R$, und haben dann in der Ordinate nn' das gesuchte verdrehende Moment. Hierauf machen wir die Abscisse der Ordinate bei $a' = Aa = R - r$, so ist diese Ordinate das Moment, mit welchem der Druck 1 die Arme rückwärts dreht. Dieselbe von nn' abgezogen, liefert die Höhe Ff' des Torsionsrechteckes $Ff'i'f'$, welches wir in der bekannten Weise mit der Biegungsfläche zusammensetzen und dadurch die resultirende Momentenfläche $Ff'g''h''i'I$ erhalten. — Kann der Fall eintreten, dass die Kraft 1 Null wird, was z. B. bei Gegenkurbeln für Dampfmaschinen, wo der Gegenzapfen den Dampfschieber treibt, vorgesehen werden muss, so ist als Biegungsfläche $Ff_0g''H$, als Torsionsfläche FF_0iI einzuführen, um zu sehen, ob dabei die resultirende Fläche grössere Ordinaten bekommt, welche alsdann zu benutzen sind. Dies würde z. B. bei den Annahmen in unserer Figur der Fall sein, wie das über FI ohne Buchstabenbeifügung punktirte resultirende Polygon zeigt. Das Stück HI wird, unter der Voraussetzung, dass bei I ein Kräftepaar der Torsion widersteht, nur auf Verdrehung bean-

spricht, weshalb das resultirende Polygon in ein Rechteck übergeht.

Gegenarm BC . Dieser wird durch die Kraft 1 mit dem Arme AA_0 , welcher ein Loth auf die Verlängerte CB ist, verdreht (Moment = der Ordinate bei a_0) und mit dem Arme A_0C gebogen (Seilpolygon ein Dreieck über CA_0 mit dem Spitzenwinkel baa_0 bei A_0). Die reduzirende Zusammensetzung liefert die Momentenfläche CBc_0c'' (vergl. Fig. 470).

Hauptarm EF . Dieser wird durch die Kraft 2 vorwärts gebogen mit den Momenten in Fläche D_0FF'' (Winkel bei $D_0 = \angle edg''$) vorwärts verdreht mit dem Arme DD_0 , welcher ein Loth auf die Verlängerte FE ist; ferner wird er rückwärts gebogen durch die Kraft 1, Momentenfläche E_0FF' , rückwärts verdreht mit dem Arme AE_0 , welcher normal auf FE steht. Die Biegemomente von einander abgezogen liefern die Fläche $Ed_0e_0F'''F$, die Drehmomente von einander abgezogen das über EF angegebene Rechteck; die Zusammensetzung der beiden Figuren für Drehbiegemomente die Momentenfläche $Ee'''f'''F$. Für den Fall, dass die Kraft 1 Null werden kann, fallen die Abzüge weg, es entsteht dann das in unserer Figur ohne Buchstabenbeifügung punktirte Seilpolygon, welches hier grössere Ordinaten liefert, als das erste, also zu benutzen sein würde.

§. 171.

Die einfache Krummachse oder Wellenkröpfung.

Man unterscheidet einfache und mehrfache Wellenkröpfungen. Eine einfache Kurbel- oder Krummachse zeigt Fig. 471 (a. f. S.).

Die Konstruktion solcher Krummachsen ist für rein analytische Behandlung, wenn man nur einigermaassen genau verfahren will, sehr weitläufig, und namentlich im Verhältniss zu dem Rechnungsergebniss zu umständlich, während die graphostatische Behandlung der Aufgabe sowohl sehr genau, als auch einfach und übersichtlich ist, weshalb wir diese letztere Behandlung allein hier vornehmen. In Fig. 472 (a. f. S.) zeigt $ABCDEFGH$ das Schema einer mit schiefen Armen zu konstruirenden einfachen Krummachse.

Die Kraft P , mit welcher der Kurbelzapfen gepresst wird, ist, wenn der Kolbendruck in der Richtung KM die Grösse Q hat,

Fig. 471.

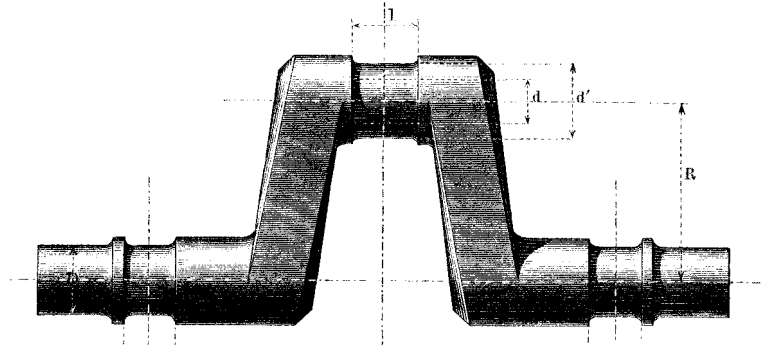
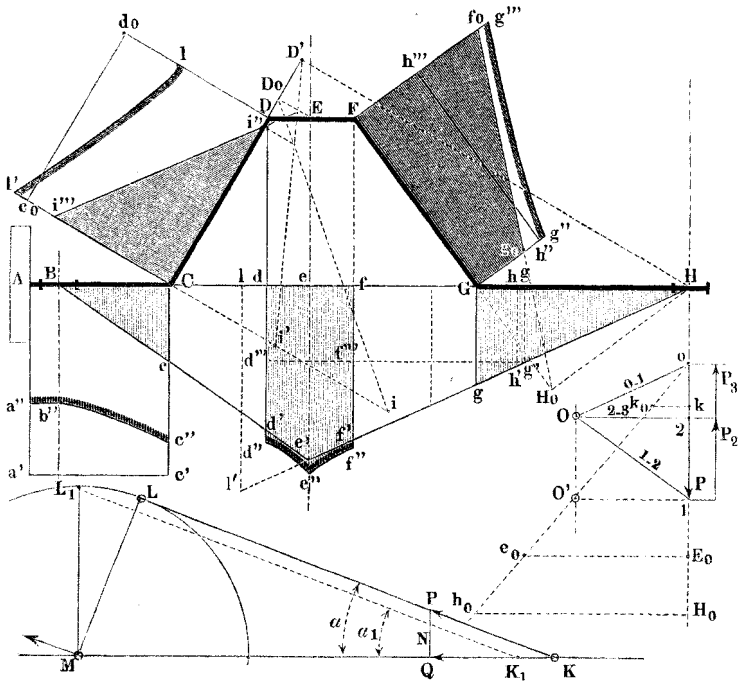


Fig. 472.



gleich $Q: \cos \alpha$, wenn α den Winkel der Pleuelstangenrichtung KL mit der Schubrichtung KM bezeichnet. Dieser Druck ist bei konstanter Kraft Q ungefähr in seinem Maximum, wenn KL normal

zu LM steht, wobei er nämlich sehr wenig verschieden ist von seinem wirklichen Maximalwerthe $Q: \cos \alpha_1$ für die Vertikalstellung ML_1 der Kurbel, so dass man jede der beiden Stellungen zur (graphischen) Aufsuchung von P ohne weiteres benutzen darf. Die Kraft bei M ist parallel und gleich P ; bei K entsteht noch ein Normaldruck $N = Qtg\alpha$, welcher in der Stellung $K_1 L_1 M$ in seinem Maximum ist. Aus diesen Betrachtungen, welche auch für die früher behandelten Kurbeln gelten, geht hervor, dass das Moment, mit welchem der Kurbelarm, und dasjenige, mit welchem die Achse gebogen wird, als gleichzeitig ihr Maximum erreichend, und als durch denselben Druck P hervorgebracht, anzusehen ist. In unserer Aufgabe ist bei E der Kurbelzapfen, bei B und H je ein Lager angenommen, bei A ein Kräftepaar vorausgesetzt, welches der durch die Kraft P mit dem Hebelarme R hervorgebrachten Torsion widersteht. Die hier vorliegende Aufgabe hat hiernach mit der des vorigen Paragraphen grosse Aehnlichkeit; das Stück HG tritt gewissermassen an die Stelle des dortigen Schenkels des Gegenzapfens, mit dem Unterschiede, dass die Kraft bei H nicht unabhängig variabel ist, sondern von dem Drucke P bei E abhängt.

Kräftepolygon. Um die Schlusslinie des Seilpolygones horizontal zu erhalten, ziehe man das Seil Be' nach einem beliebigen Punkte e' der verlängerten Normale Ee , verbinde e' mit H , trage nach gewähltem Kräftemaasstab die Kraft P von 0 aus abwärts auf, ziehe $0O \parallel He'$, $1O \parallel Be'$, und $O2$ normal auf P , so ist die Strecke 1 bis 2 die in B nach oben wirkende Kraft P_2 , 2 bis 0 die in H nach oben wirkende Kraft P_3 , $O2$ die Poldistanz.

Achsenschenkel HG . Derselbe wird nur auf Biegung beansprucht durch die Kraft P_3 in H . Das Dreieck HGg ist die Momentenfläche, deren Ordinaten nach Berechnung des Stirnzapfens bei H und P_3 zur Dimensionenbestimmung dienen.

Achsenschenkel BC . Momentenfläche für die Biegung ist das Dreieck $B Ce$. Ausser der Biegung wirkt auf Verdrehung das Moment PR ; um es zu finden, mache $O'1$ normal zu P und $= O2$, ferner $E_0 e_0 \parallel O2$ und $= Ee = R$, so ist OE_0 das gesuchte Moment, welches nach Ce' und Aa' getragen, und mit $B Ce$ in der bekannten Weise zu einem Drehbiegemoment zusammengesetzt, die Momentenfläche $ABCe''b''a''$ liefert.

Zapfen DEF . Momentenfläche für die Biegung ist die Figur $df' e' d'$. Auf Verdrehung wirkt die Kraft P_3 in H mit dem Hebel-

arme $Ee = R$. Mache $Hg = Ee = R$, so ist die Ordinate gg' das gesuchte Moment, welches, nach $f'''d'''$ getragen, und mit dem vorhandenen Biegemoment zu einem Drehbiegemoment vereinigt, die Momentenfläche $df'f'e''d''$ ergibt. Die grösste Ordinate ee'' wird zu benutzen sein, wenn der Zapfen cylindrisch gemacht werden soll.

Kurbelarm GF . Er ist auf Biegung beansprucht durch die Kraft P_3 , in H_0 angreifend, wofern HH_0 normal zu FG ; es ergibt sich die Momentenfläche FGg_0f_0 , indem $\angle g_0H_0G = \angle g'Hg$ gemacht wird. Ferner bewirkt P_3 eine Verdrehung mit dem Hebelarme HH_0 ; mache $Hh = HH_0$, so ist $hh' = Gh'' = Fh'''$ das verdrehende Moment, welches mit dem bekannten Biegemoment zu einem Drehbiegemoment zusammengesetzt, die Momentenfläche $FGg''g'''$ liefert.

Kurbelarm CD . Ziehe $ED_0 \parallel HD'$ normal zu CD . Es findet (bei der Position KLM der Pleuelstange zur Kurbel) Vorwärtsbiegung durch die Kraft P , in D_0 angreifend, Rückwärtsbiegung durch die Kraft P_3 , in D' angreifend, statt; Seilpolygone hierfür sind die Dreiecke D_0Ci (mit $Ci = 0H_0$ im Kräftepolygon, woselbst $H_0h_0 = CD_0$) und $D'Ci'$; von einander abgezogen, ergeben sie die Fläche $Ci'i'''$ für die Biegung des Armes DC . Ferner geschieht eine Vorwärtsverdrehung durch die Kraft P mit dem Arme $ED_0 = kk_0$ im Kräftepolygon, also Moment $0k$, Rückwärtsverdrehung durch die Kraft P_3 mit dem Hebelarme $HD' = HI$ im Seilpolygon, also Moment l' . Die Differenz dieser Momente nach $Dd_0 = Cc_0$ auftragend, und das Torsionsrechteck mit dem Bieungsdreieck zusammensetzend, erhält man für die Drehbiegemomente die Fläche $CDI'I'$, womit nun für alle fünf Stücke des Schemas die Momentenflächen bestimmt sind. Ihre Benutzung zur Dimensionenbestimmung geschieht wie früher.

Die Figur zeigt mit Deutlichkeit die Beanspruchungen, welche die Krummachse an jedem einzelnen Punkte erfährt, und erklärt für viele Fälle praktischer Beobachtung die eigenthümliche Lage der etwaigen Bruchstellen.

Stehen beide Arme der Krummachse rechtwinklig zur Achse, so wird die Aufsuchung der Momente weit einfacher als oben. Fig. 473. $ABCDEFGH$ ist wieder das Schema, bei A wieder ein Kräftepaar zur Aufnahme des Drehmomentes PR angenommen.

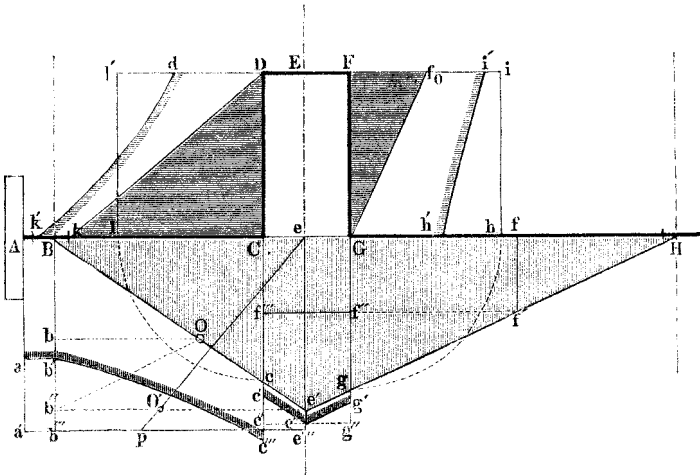
Kräftepolygon. Hier ist die Höhe ee' des wie vorhin gezogenen Dreieckes $Be'H$ als Maass der Kraft P angenommen.

$Bb'' = ce'$ gemacht, $b''O \parallel c'H$, Ob normal Bb'' gezogen, worauf $b''b$ die Kraft P_3 bei H , bB die bei B , und Ob die Poldistanz darstellt.

Achsenschenkel HG . Derselbe ist nur auf Biegung beansprucht. HGg Momentenfläche.

Achsenschenkel ABC . Beanspruchung auf Biegung nach der Momentenfläche BCe , solche auf Verdrehung durch das Moment PR . Mache $e'O \parallel CB$ und gleich der Poldistanz bO , $e''p \parallel c'O'$

Fig. 473.



und gleich $Ee = R$, so ist ce'' das gesuchte verdrehende Moment, welches für AC das Torsionsrechteck von der Höhe $Aa' = Bb'' = ce''$ liefert. Die Zusammensetzung der biegenden und verdrehenden Momente zu Drehbiegemomenten ergibt die Momentenfläche $ABCe''ba$.

Zapfen DEF . Beanspruchung auf Biegung nach der Momentenfläche $CGgce$, auf Drehung durch die Kraft P_3 bei H , mit dem Arme $R = CD = Hf$, Moment $ff' = Gf'' = Cf'''$. Durch Bildung der Drehbiegemomente erhält man die Momentenfläche $CGg'e'e'$, welcher bei cylindrischen Zapfen das Rechteck von der Höhe $Gg'' = Ce' = ce''$ zu substituieren ist.

Kurbelarm FG . Derselbe wird gebogen durch die Kraft P_3 , bei G angreifend, Momentenfläche GFf_0 , mit dem Spitzwinkel fHf' bei G ; er wird verdreht durch dieselbe Kraft mit dem Hebelarme HG , also dem Momente $Gg = Gh = Fi$. Die Zu-

sammensetzung der biegenden und verdrehenden Momente zu Drehbiegemomenten führt zu der Momentenfläche $F'G'h'z'$.

Kurbelarm CD . Biegung durch P mit dem schon bekannten Momente $ec''' = Ck$ bei C . Verdrehung mit dem Momente $Cc = Cl = Dl$. Für die Drehbiegemomente liefert die Zusammensetzung der drehenden und biegenden Momente die Fläche $CDdk$.

Bei derselben Lage von E gegen B und H wird bei der rechtwinkligen Kröpfung die Beanspruchung der Arme auf Torsion stärker als bei den schiefstehenden Armen, wodurch, wie der messende Vergleich der Diagramme nachweist, grössere Dimensionen für die Arme erforderlich werden. Die Torsion der Arme nähert sich um so mehr der Null, je näher man die Punkte C und G den Zapfen B und H bringt, was also in Hinsicht auf Materialersparnis empfehlenswerth ist. Letztere wird bei Anwendung der schiefen Arme auch dadurch begünstigt, dass die Gesamtlänge $F'GH$ oder DCB bei der schiefarmigen Kröpfung kleiner wird, als bei der rechfarmigen.

Manchmal muss eine einfache Krummachse so gebaut werden, dass bald am einen, bald am anderen Ende die Torsion ausgeleitet werden darf. Dann konstruire man die Momentendiagramme für beide Fälle, lege dieselben auf einander und behalte für jeden Punkt die grösseren der beiden Werthe bei. Gleichheit des Kräfte- maasstabes und Polabstandes im Kräftepolygon ist hierbei selbstverständlich. Beispiele für solche Fälle liefern die Mittelstücke der Kurbelachsen für Räderschiffmaschinen mit oscillirenden Dampfzylindern nach Penn's Anordnung, wo die Kurbel des Mittelstückes die Luftpumpe zu treiben hat. Doch ist dabei die Beanspruchung eine andere, als oben vorausgesetzt ist, und zwar kann dieselbe mit Hülfe des folgenden gefunden werden.

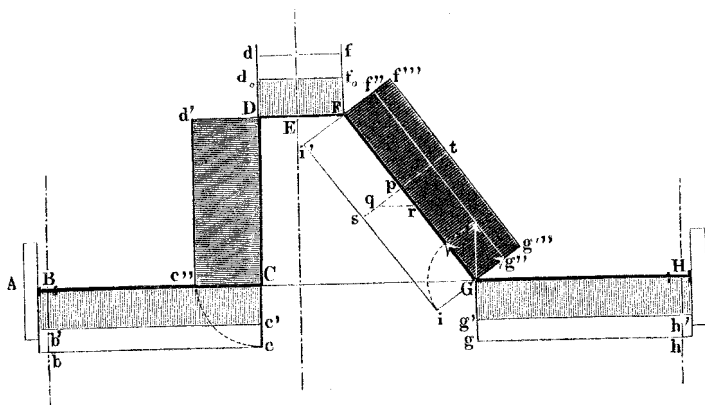
Ist, Fig. 474, durch die Krummachse von dem Schema $ABCDEFGHIH$, abgesehen von den bei E angreifenden Kräften, ein Kräftepaar hindurchzuleiten, welches, am Kräfte- und Seilpolygon gemessen, die Momentengrösse $Bb = Cc = Gg = Hh$ besitzt, so entstehen dadurch folgende Beanspruchungen.

Schenkel ABC . Blosser Torsion, welche, in ein Biegemoment verwandelt (s. IV, §. 16, bei $M_b = 0$), mit $Bb' = Cc' = \frac{5}{8} Bb$ aufzutragen ist.

Schenkel GH . Hier gilt dasselbe, wie bei ABC , und wird $Hh' = Gg' = Cc'$.

Zapfen DEF . Auch hier bewirkt das Kräftepaar dasselbe Drehmoment $Dd = Ff = Bb$, wie in den beiden Achsenschenkeln, und ist $Dd_0 = Ff_0 = Bb'$.

Fig. 474.



Kurbelarm CD . Hier bewirkt das Kräftepaar an jeder Stelle des Armes eine Biegung von der Momentengrösse $Cc'' = Dd' = Cc$, wobei die Biegungsebene normal zur Bildfläche fällt. Es entsteht daher als Momentenfläche ein Rechteck von der Höhe $Bb = Cc$.

Kurbelarm FG . Hier bewirkt das Paar eine Drehung und eine Biegung. Man zerlege das Paar nämlich, wie bei G angegeben, in zwei Paare, eines normal zur Armachse, das andere in die Richtung der Armachse fallend. Ersterem entspricht das Torsionsrechteck $GFf''g''$, letzterem das Biegungsrechteck $FGi'i'$, welches mit dem Drehungsrechteck zu der Momentenfläche für Drehbiegung $F'G'g'''f'''$ zusammengesetzt wird, indem man wieder $pq = \frac{2}{3} Gi, pr = \frac{2}{3} Gg'', pt = Gg'' = qs + qr$ macht.

Hierbei sind wir so verfahren, als ob eine Kraft in E nicht wirke. Wenn aber eine solche vorhanden ist, suche man zuerst alle Biegungs- und Drehungsmomente, die an Fig. 474 gesuchten mit eingeschlossen, einzeln auf, addire oder subtrahire je nach ihrer Richtung die Drehmomente für jedes Achsenstück, füge ebenso für jedes derselben die biegenden Momente zusammen, unter Beachtung aber der Lage der Biegungsebenen, und vereinige endlich die so gefundenen Drehungs- und Biegungsmomente zu Drehbiegemomenten in der schon so oft erwähnten Weise, welche der Satz IV, §. 16 vorschreibt. — Die damit verbundene

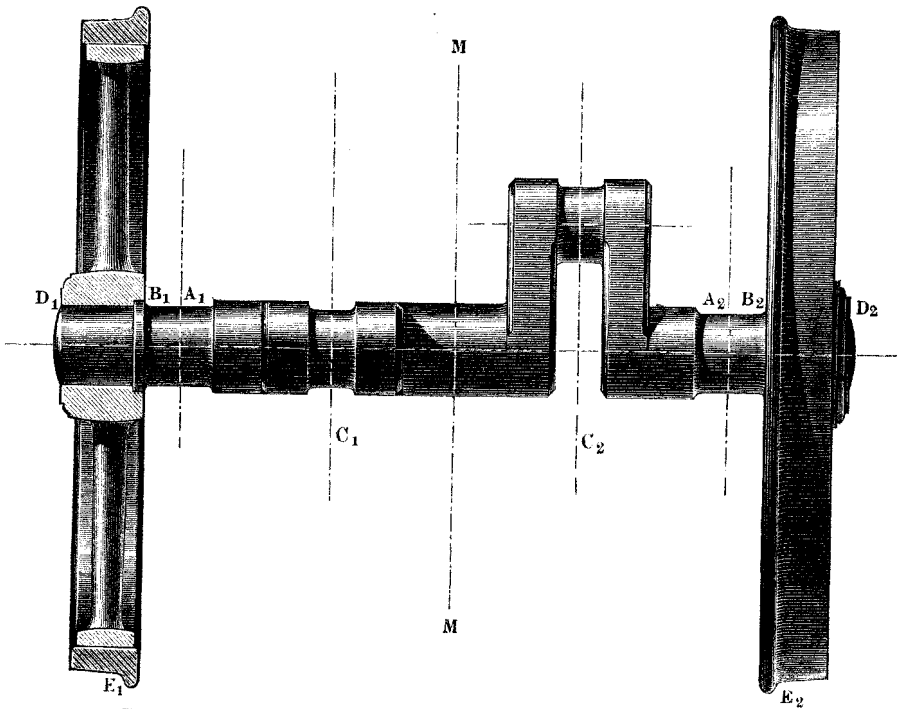
Mühe für den Entwerfenden auf dem Zeichenbureau einer Fabrik ist klein gegenüber ihrem Nutzen und gegenüber der Wichtigkeit, so schwierige Schmiedestücke, wie die Krummachsen sind, in Bezug auf ihre Beanspruchung vorher genau beurtheilen zu können.

§. 172.

Mehrfache Kurbelachsen. Lokomotivachsen.

Unter den mehrfach gekröpften oder überhaupt mit Kurbeln versehenen Achsen aus Schmiedeisen oder Stahl nehmen die Kurbelachsen der Lokomotiven eine besonders wichtige Stelle ein. Als Beispiel ist hier die Achse einer Lokomotive mit innenliegenden Cylindern gewählt und in Fig. 475 im Grundriss dargestellt.

Fig. 475.

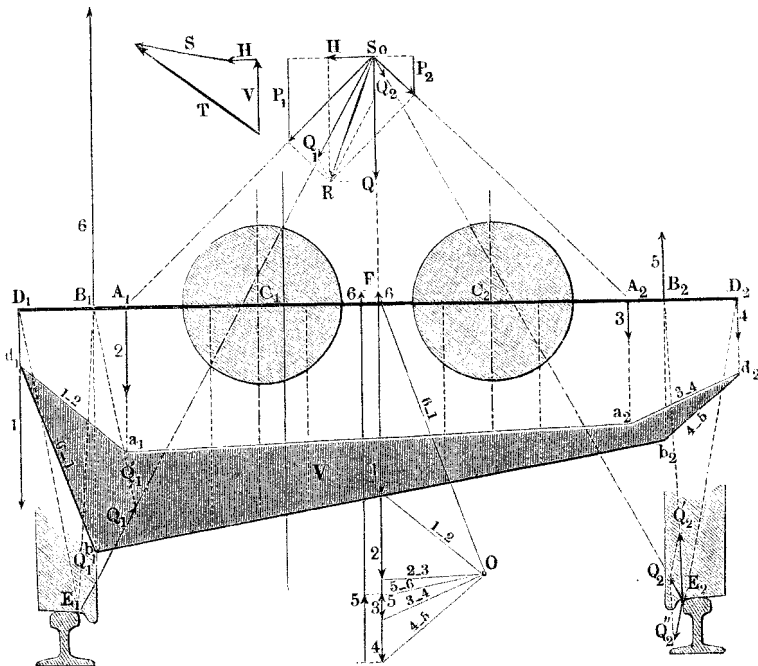


Beim Entwerfe des Momentenplanes geht die Grösse der Triebäder mit ein, weshalb diese in die Figur mit aufgenommen

sind. C_1, C_2 sind die Cylindermittel, bei A_1 und A_2 die Zapfenlager, $B_1 D_1$ und $B_2 D_2$ die Ränder der Radnaben; die bei C_1 und C_2 liegenden Kurbeln sind rechtwinklig zu einander gestellt. Es finden nun bei der Stellung, welche die Achse in Fig. 475 einnimmt, drei Belastungen der Achse statt: 1. diejenige durch die Pressungen in der Vertikalebene, welche das Lokomotivgewicht und die seitliche Wirkung der Schienen auf die Radflanschen hervorrufen; 2. diejenige durch horizontal wirkende Pressungen seitens des Kolbendruckes auf die Kurbel C_2 und auf die Räder durch den Schienenwiderstand (Adhäsion); 3. diejenige durch die schräge gerichtete Pressung der Pleuelstange auf die Kurbel C_1 . Andere nebensächliche Pressungen, wie die der Steuerungsexzenterstangen u. s. w., sind zu vernachlässigen.

Kräfte und Momente in der Vertikalebene. Fig. 476.
Auf der Höhe des Schwerpunktes der Lokomotive greift in S_0 der

Fig. 476.



auf die Kurbelachse kommende Antheil Q des Gewichtes der Lokomotive an. Durch das Schlingern und die Zentrifugalkraft beim

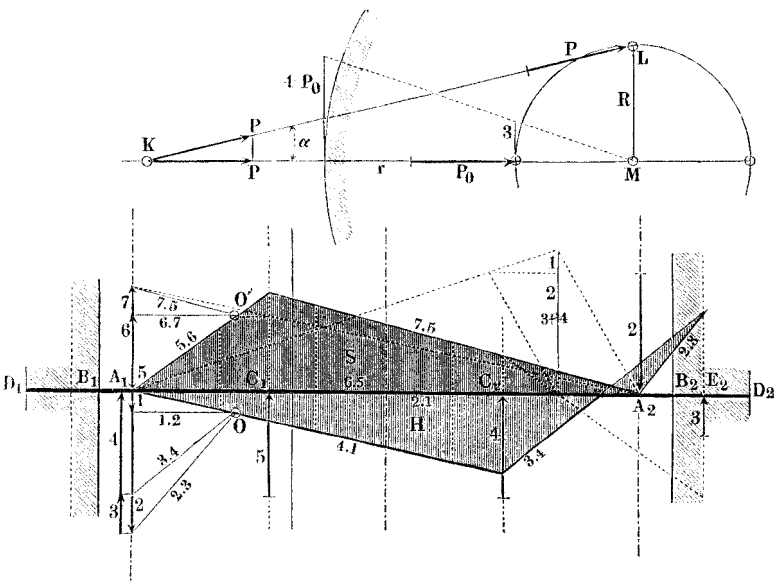
Kurvenbefahren tritt hierzu eine Horizontalkraft H , welche bis auf $0,4 Q$ gehend veranschlagt werden kann. Die Resultirende R der Kräfte Q und H bildet also die Belastung der Achse. Wir zerlegen dieselbe in die Pressungen P_1 und P_2 auf die Zapfen bei A_1 und A_2 , und in die Pressungen Q_1 und Q_2 auf die Schienenköpfe E_1 und E_2 , welche mit ihrem Gegendrucke die Achse belasten. Die Kräfte Q_1 und Q_2 werden darauf wieder nach den Nabenrändern $B_1 D_1$ und $B_2 D_2$ in je zwei Belastungen zerlegt. Hierdurch erhalten wir, von den gefundenen Kräften nur die normal zur Achse gerichteten Komponenten betrachtend, sechs Vertikalpressungen auf die Achse, nämlich 1, 2, 3 und 4 in D_1, A_1, A_2 und D_2 nach unten wirkend, und 5 und 6 in B_2 und B_1 nach oben wirkend, welche die Achse auf Biegung beanspruchen. Aus diesen Kräften ist unter Annahme einer beliebig, aber nun für die folgenden Untersuchungen ebenfalls beizubehaltenden Poldistanz von F aus das Kräftepolygon $F. 4. O$ gebildet, und daraus in der bekannten Weise das Seilpolygon oder die Momentenfläche $d_1 a_1 a_2 d_2 b_2 b_1$ gebildet, welche für jeden Punkt der Achse das in der Vertikalebene, also hier der Bildebene biegende Moment in ihrer Ordinate liefert; die ganze Fläche ist mit V bezeichnet.

Kräfte und Momente in der Horizontalebene. Fig. 477. Die Kurbelzapfenpressung P wird, wie im vorigen Paragraphen besprochen, bei der Stellung LM der Kurbel etwas grösser als der Kolbendruck P_0 , ihr Moment auf Drehung der Achse aber $(P_0 : \cos \alpha) \cdot R \cos \alpha$, d. i. $= P_0 R$, so dass unter der Annahme, dass das Rad zur Linken auf der Schiene gleite, das andere mit einer dem Moment $P_0 R$ entsprechenden Kraft an der Schiene (am Schienenstoss) hafte, der Gleitwiderstand 3 in $E_2 = (R : r) P_0$ ist. Diese Kraft 3 in E_2 angebracht, und ausserdem die durch den Druck 4 $= P_0$ hervorgerufenen Widerstände 1 und 2 an den Zapfen aufgesucht und aufgetragen, kann das Kräftepolygon $A_1 2 O$, und daraus das (hell schraffierte) Seilpolygon HI für die Horizontalmomente konstruiert werden. (Die Kräfte 1 und 2 werden gefunden, indem man zunächst die Lage der Mittelkraft der gleichgerichteten Kräfte 3 und 4 sucht, wie die Figur zeigt, dann die Summe 3 + 4 aufträgt, und sie durch Zerlegung nach A_1 und A_2 in ihre Summanden 1 und 2 theilt.)

Kräfte und Momente in der schiefen Ebene der Pleuelstange. In C_1 greift die Kraft $Q = 5$ unter der durch $\angle MKL = \alpha$ angegebenen Neigung gegen die Horizontale an. Wir zerlegen sie, wie in der Figur zu sehen, in zwei ihr entgegenwirkende

Kräfte 6 und 7 in A_1 und A_2 , bilden mit der bisherigen Poldistanz das Kräftepolygon, und daraus das (dunkler schraffierte) Seilpolygon S , welches nun als Momentenfläche für die Biegungen in der schiefen Ebene der Pleuelstange dient.

Fig. 477.

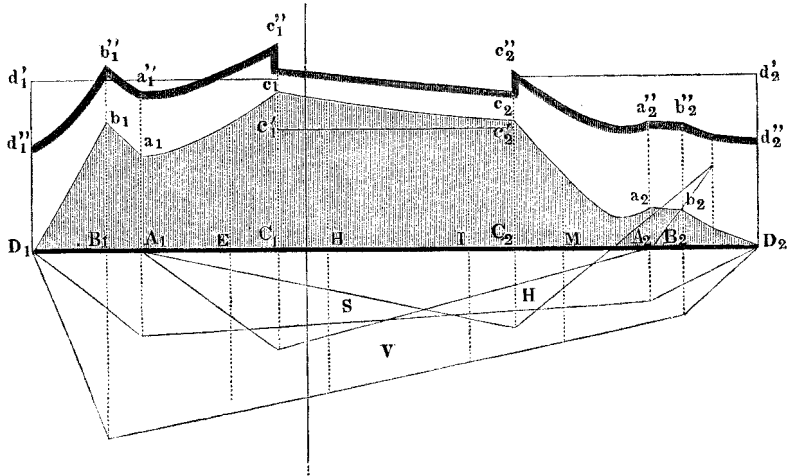


Vereinigung der drei gefundenen Seilpolygone für Biegung der Achse. Fig. 478 (a. f. S.). Da die drei oben gefundenen Beanspruchungen auf Biegung gleichzeitig die Achse angreifen, müssen wir dieselben vereinigen. Hierbei kann mit den die Momente vorstellenden Ordinaten gemäss §. 44 gerade so verfahren werden, wie mit Kräften, die zu vereinigen sind. Wir bilden daher, unter Beachtung der Richtungen für eine Aufeinanderfolge von Punkten der Achse, die zugehörigen Ordinatenpolygone, deren Schlusslinien das resultierende Moment nach Richtung und Grösse angeben. Eines dieser Ordinatenpolygone ist in Fig. 476 oben links angegeben; es gehört zur Stelle C_1 . Die Vertikalordinate V ist vertikal nach oben, die Horizontalordinate H daran anschliessend nach links, die schiefe Ordinate S , wieder anschliessend ebenfalls nach links getragen, worauf die Resultierende T , deren Ordinatenzug entgegengerichtet, in der Verbindungslinie des Anfanges von V mit dem Ende von S gefunden ist. Man erhält, so bei der ganzen Achse verfahren, die Momentenfläche $D_2 D_1 b_1 a_1 c_1 c_2 a_2 b_2$

welche die Biegungsbeanspruchungen der Achse (abgesehen von denen der Kurbelarme) angibt.

Die Drehmomente für die Achse. Bei derjenigen Stellung der Kurbeln, welche wir zu Grunde gelegt haben, kommt

Fig. 478.



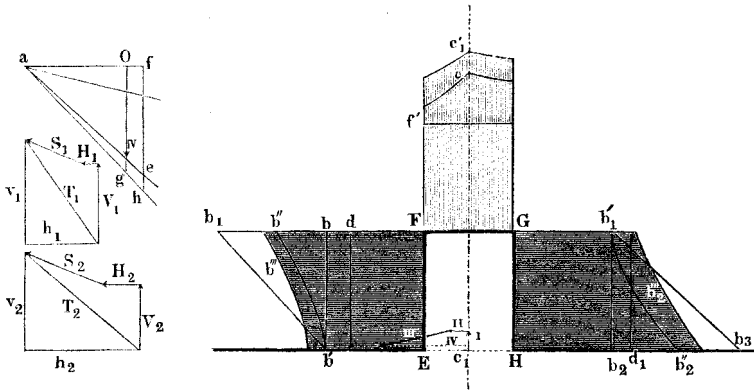
nur von der Kurbel zur Linken ein Drehmoment, und zwar von der Grösse PR in die Achse, welches bis nach D_2 hin geleitet wird. Stehen indessen beide Kurbeln um 45° gegen den Horizont geneigt, so kann in den Endschenkeln $C_1 D_1$ und $C_2 D_2$ das Moment etwa $\sqrt{2} PR \sim 1,4 PR$ werden. Es ist deshalb, obgleich bei einer solchen Kurbelstellung die Biegemomente etwas anders ausfallen, als das letzte Diagramm angibt, dieses Moment in der Grösse $D_1 d_1' = D d_2'$ aufgetragen, während im Schaft $C_1 C_2$ das Moment $C_1 c_1' = C_2 c_2' = PR$ aufgetragen ist, beide in dem durch den Kräftemaassstab und die Poldistanz der früheren Polygone bestimmten Maasse.

Zusammensetzung der biegender und drehenden Momente. Die drehenden und biegender Momente werden nun nach Formel §. 45 zu Drehbiegemomenten zusammengesetzt, und daraus die Momentenfläche $D_2 D_1 d_1'' b_1'' \dots d_2''$ erhalten, mit Hilfe deren nun die beiden Achsenschenkel $C_1 D_1$ und $C_2 D_2$, sowie der Schaft $C_1 C_2$ konstruirt werden können, nachdem man für irgend eines der vorkommenden Momente, z. B. für die Ordinate $B_1 b_1''$ den Durchmesser der Achse gesucht hat. Diejenige Hälfte des

Diagramms, welche die grösseren Ordinaten besitzt, wird für beide Achsenhälften benutzt.

Kurbelzapfen bei C_1 . Die beiden Kurbeln sind in den Figuren 479 und 480 gesondert aufgetragen, um die daran wirkenden Momente bequemer darstellen zu können. Auf den Zapfen FG bei C_1 wirken zunächst die Biegungen, welche die aus Fig. 478

Fig. 479.



übertragene Momentenfläche FGc_1 angibt; ausserdem aber suchen sämtliche Kräfte zur Linken, bei E angreifend, den Zapfen zu verdrehen. Wir suchen daher die Resultante dieser genannten Kräfte. Vertikal wirken die Kräfte 1, 2 und 6 aus Fig. 476; ihre algebraische Summe ist die nach oben gerichtete Vertikalkraft I. Horizontal, rückwärts gerichtet, wirkt die Kraft 1 aus Fig. 477, als Nr. II in unsere Figur eingetragen. Schräge nach unten rückwärts presst die Kraft 6 aus Fig. 477, als Nr. III hier eingetragen; die (nicht eingetragene) Schlusslinie von C_1 aus bis ans Ende von III gibt die Mittelkraft, ihre Horizontalkomponente IV bewirkt Verdrehung des Zapfens FG mit dem Hebelarme $EF = R$. Wir machen nun, oben links, $aO =$ der Poldistanz, tragen IV von O aus nach unten, ziehen $aIVc$, machen $af = R$, so ist der Abschnitt fe des Perpendikels aus f das drehende Moment Ff' . Das Torsionsrechteck mit der Biegungsfläche FGc_1 vereinigt, liefert die Momentenfläche FGc_1' .

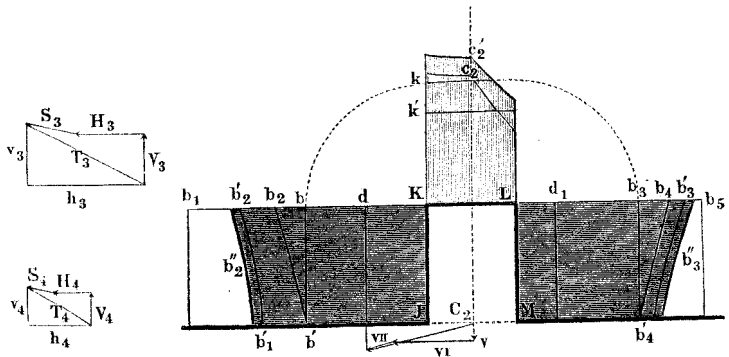
Kurbelarm EF . Für die Stelle E ist links das Ordinatenpolygon $V_1 H_1 S_1 T_1$ verzeichnet. Die Horizontalkomponente h_1 des resultirenden Momentes T_1 verdreht den Arm $EF, FD = h_1$; die Vertikalkomponente v_1 ruft eine Biegung des Armes in der Bildebene hervor, $Fb = v_1$; ausserdem biegt die Kraft IV, bei E

angreifend, den Arm normal zur Bildebene, mit dem Momente $bb_1 = Fd_1$ in F . Die Zusammensetzung der biegenden Momente liefert die Fläche $EFb'b''$, welche, mit dem Torsionsrechteck EFd zusammengesetzt, die resultierende (Drehbiegemomente angegebende) Fläche EFb''' ergibt.

Kurbelarm GH . Das Ordinatenpolygon $V_2H_2S_2T_2$ gilt für die Stelle H . Die Horizontalkomponente h_2 ruft Verdrehung des Armes GH hervor, $Hd_1 = h_2$, die Vertikalkomponente v_2 Biegung in der Bildebene, $Gb_1 = v_2$; ausserdem biegt die in GF angreifende Kraft P den Arm normal zur Bildebene mit dem Momente $PR = fh$ des Seilpolygones links oben, wo $Og = P$, $af = R$ ist. Wir machen also $b_2'b_3 = fh$. Die Vereinigung der beiden biegenden Momente gibt die Fläche $GHB_1'b_2''$, und die Bildung der Drehbiegemomente die Fläche GHB_2''' .

Kurbelzapfen KL . Fig. 480. Dieser Zapfen wird zunächst von den biegenden Momenten, welche zwischen M und J fallen,

Fig. 480.



beansprucht, weshalb die diese Beanspruchung ausdrückende Momentenfläche KLc_2 aus Fig. 478 hierhergetragen ist. Sämtliche Kräfte, welche zur Rechten von C_2 angreifen, suchen den Zapfen zu verdrehen. Vertikal nach unten wirkt die Resultante aus 3, 4 und 5, Fig. 476, als V hier eingetragen, horizontal rückwärts die Resultante (Differenz) von 2 und 3, Fig. 477, als VI hier eingetragen, schief rückwärts die Kraft 7 aus Fig. 477, hier Nr. VII. Von der Schlusslinie des erhaltenen Kräftepolygons V, VI, VII , wirkt die Vertikalkomponente, bei M angreifend, auf Verdrehung, indem nicht zu vergessen ist, dass die Kurbel JK horizontal liegt. Das Moment dieser Vertikalkomponente hat die Grösse kk' . Auf

Verdrehung des Zapfens wirkt aber noch ferner das durch die Achse von links her eingeleitete Kräftepaar (vergl. das bei Fig. 474 besprochene) mit dem schon aus Fig. 478 bekannten Momente, durch $C_1 c_1'$ aus Fig. 478, hier Kk , wovon nun, da das vorhin gefundene Drehmoment kk' in entgegengesetzter Richtung wirkt, kk' abzuziehen ist, sich also schliesslich für den Zapfen KL das Drehmoment Kk' herausstellt, welches, mit dem Biegemomente vereinigt, die Momentenfläche KLc_2' ergibt.

Kurbelarm JK . Auf Drehung beansprucht durch das Moment $Kd =$ der Vertikalkomponente v_2 des Ordinatenpolygons $V_3 H_3 S_3 T_3$. Auf Biegung beansprucht in der Vertikalebene laut dem bei Fig. 474 besprochenen mit dem Momente $Kb = Kk$; ferner in derselben Weise und Richtung durch die Vertikalkomponente der Kräfte V, VI und VII mit dem Momente bb_2 bei K (siehe die Messung dieses Momentes in Fig. 479 links oben), auf Biegung in der Horizontalebene beansprucht durch die Horizontalkomponente h_3 des Ordinatenpolygons, Moment bb_1 . Die Zusammensetzung der biegenden Momente liefert die Momentenfläche $JKb_1'b_2'$, und die Vereinigung der darin angegebenen Biegemomente mit den Drehmomenten Kd die Fläche der Drehbiegemomente JKb_2'' .

Kurbelarm LM . Drehendes Moment $Ld_1 =$ der Vertikalkomponente v_4 des Ordinatenpolygons für die Stelle M . Biegendes Moment $Lb_3 = Kk$, desgleichen $b_3 b_4$ bei L wegen der Vertikalkraft in M , biegendes Moment $b_3 b_5 =$ der Horizontalkomponente h_4 des Ordinatenpolygons. Die Vereinigung der biegenden Momente liefert die Fläche MLb_3' , die Zusammensetzung dieser mit dem Drehmoment die resultierende Fläche MLb_3'' .

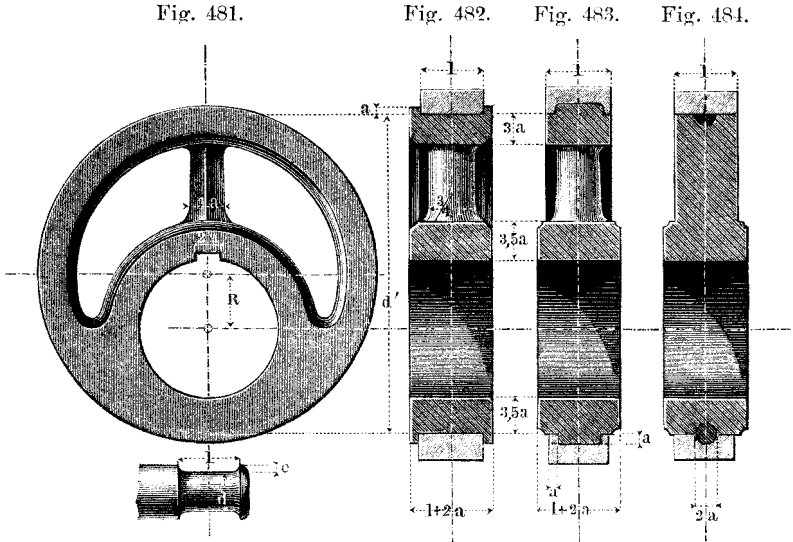
Von den vier Kurbelarmen erfährt JK am Zapfen, GH an der Achse die stärkste Beanspruchung. Man lege daher die Flächen JKb_2'' und GHb_2''' aufeinander, und benutze jeweilen die grösste Ordinate. Die resultierenden Dimensionen werden darauf nach vereinfachenden Abrundungen für alle vier Arme benutzt. — Wie man sieht, bereitet der Momentenplan Mühe, das Resultat ist aber auch insofern lohnend, als man schliesslich die ganze Achse mit einer Spannung $= \frac{2}{3}$ des Tragmoduls, also 10 k bei Schmiedeeisen, 15 bis 16 k bei Gussstahl, wie solche bei guten Ausführungen vorkommen, unbesorgt konstruieren kann.

Die Lokomotivachse mit aussenliegenden Kurbeln erheischt eine andere Behandlung als die oben behandelte, doch lassen sich ohne grosse Schwierigkeit die angegebenen Verfahrungsweisen entsprechend umformen, um auch für diese das Diagramm zu erhalten.

§. 173.

Die exzentrische Scheibe.

Wird bei einer Kurbel von der Armlänge R und der Wellendicke D die Zapfendicke d' soviel erweitert, dass sie $> D + 2 R$



wird, so kann die Welle durch den Zapfen gesteckt werden und dieser heisst dann eine exzentrische Scheibe, ein Exzentrik oder Exzenter. Die einfacheren Konstruktionen derselben zeigen die vorstehenden Figuren. Am praktischsten für die gewöhnlichen Verhältnisse ist in Hinsicht auf das Einpassen des Gurtes die Form in Fig. 483, indem bei derselben die beiden Zargen des Ringes einen Oelbehälter bilden, welcher die Scheibe vortrefflich in der Oelung erhält.

Die Scheibenbreite oder Zapfenlänge nehme man nicht unter der Länge l des (beigezeichneten) gleichwerthigen Stirnzapfens, desjenigen also, welcher dem Zapfendruck entspricht; aus der Anlaufhöhe e desselben leitet sich diejenige für die Scheibe ab aus:

$$a = 1,5 e = 5 + \frac{7}{100} l \quad \dots \quad (157)$$

auf welche Zahl die noch übrigen Abmessungen grösstentheils bezogen sind.

Bei Wellen mit Kurbelkröpfungen oder anderen vorspringenden festen Theilen können die exzentrischen Scheiben oft nicht

aufgestreift werden, wenn sie wie oben angegeben konstruirt sind; man fertigt sie dann aus zwei Theilen, die man durch Schrauben verbindet. Soll ein Exzentrik besonders wenig über die Welle vorspringen, so legt man seine Befestigungsnahe neben die eigentliche Kurbelscheibe, wobei man ihr die nöthige Wanddicke $3,5 \alpha$ ungehindert geben kann.

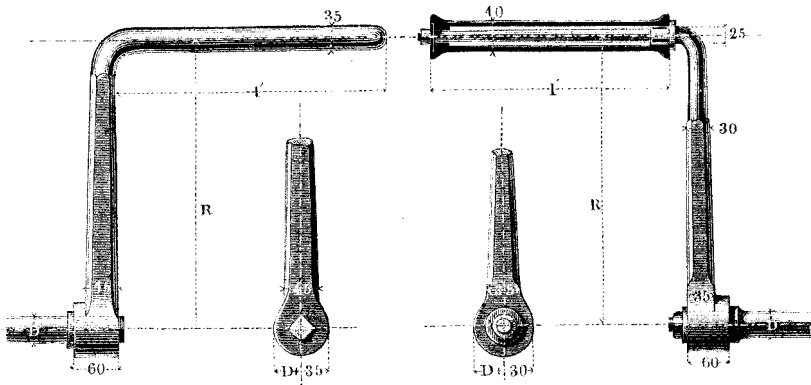
§. 174.

Handkurbeln.

Bei den Handkurbeln ist der Stirnzapfen als Handgriff geformt. Die folgenden Figuren zeigen zwei gebräuchliche Handkurbelkonstruktionen, Fig. 485 zweimännische, Fig. 486 einmännische

Fig. 485.

Fig. 486.



Kurbel. Man nehme für die in Buchstaben beige-schriebenen Abmessungen:

für 2 Mann:	für 1 Mann:
$R = 360$ bis 450 mm	300 bis 400 mm
$l' = 400$ „ 480 mm	300 „ 330 mm
$D = 40$ „ 45 mm	30 „ 35 mm.

Handkurbeln, die an entgegengesetzten Enden einer Welle stehen sollen, werden am besten unter einem Winkel von 120° gegeneinander versetzt.

Dreizehntes Kapitel.

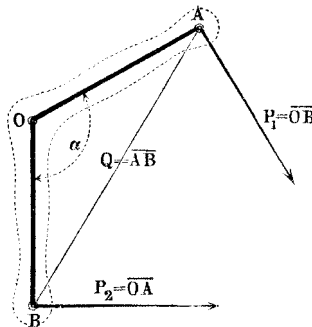
ZUSAMMENGESETZTE HEBEL.

§. 175.

Verschiedene Arten zusammengesetzter Hebel. Achsendruck.

Zwei einfache Hebel mit gemeinschaftlicher Nabe bilden einen zusammengesetzten Hebel. Derselbe heisst (namentlich bei grossen Abmessungen) ein Balancier, wenn die beiden Hebelarme zwei Rechte einschliessen; er heisst ein Winkelhebel und bei grossen

Fig. 487.



Abmessungen Kunstkreuz, wenn ein anderer Winkel von den Armen eingeschlossen wird, und eine Schwinge oder ein Lenker, wenn die beiden Hebelarme zusammenfallen und gleich lang sind.

Der Achsendruck Q eines Winkelhebels AOB , Fig. 487, bestimmt sich aus dem Ausdruck:

$$Q = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 - 2 P_1 P_2 \cos \alpha}$$

wenn bei A die Kraft P_1 , bei B die Kraft P_2 rechtwinklig zum Arm angreift, und der Armwinkel

$= \alpha$ ist. Man kann aber graphisch P_1 durch OB und P_2 durch OA darstellen, und hat dann $Q =$ der dritten Seite AB des Dreiecks AOB . Sind die Kräfte P_1 und P_2 nicht rechtwinklig zu den Armen OA und OB gerichtet, so werden die letzteren durch Normalen aus O auf die Krafrichtungen vertreten. Die Mannigfaltigkeit der Gestaltung zusammengesetzter Hebel ist ungemein gross; hier können nur einige wichtige Hauptformen eingehender behandelt werden.

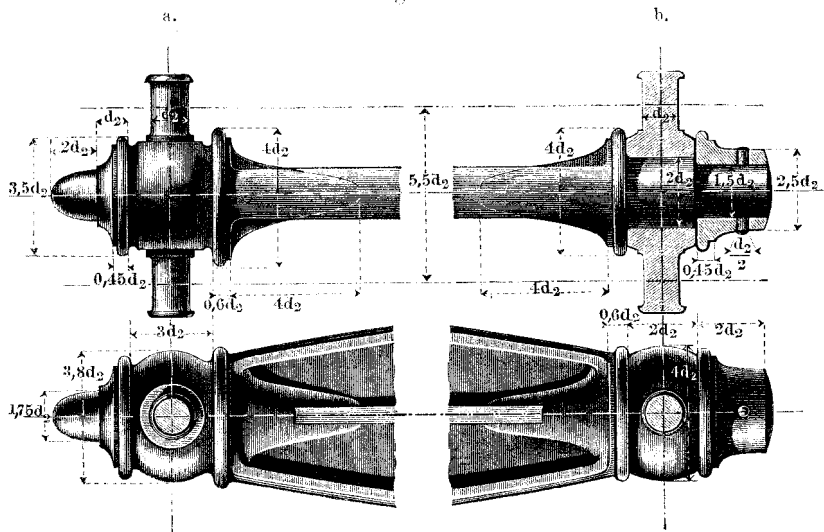
§. 176.

Der Balancier.

Die wichtigste Stelle unter den zusammengesetzten Hebeln nimmt, namentlich wegen seiner wichtigen Verwendung bei den Dampfmaschinen, der Balancier ein. Derselbe wird gewöhnlich aus Gusseisen konstruiert, und sein Zapfende dann häufig wie in Fig. 458 angegeben, ausgeführt; andere hier benutzte Endzapfenverbindungen zeigen folgende Figuren.

Fig. 488 a. Verzierter und abgedrehter Doppelzapfenkopf mit fest eingekeiltem Zapfen. Fig. 488 b, Balancierkopf mit drehbarem

Fig. 488.



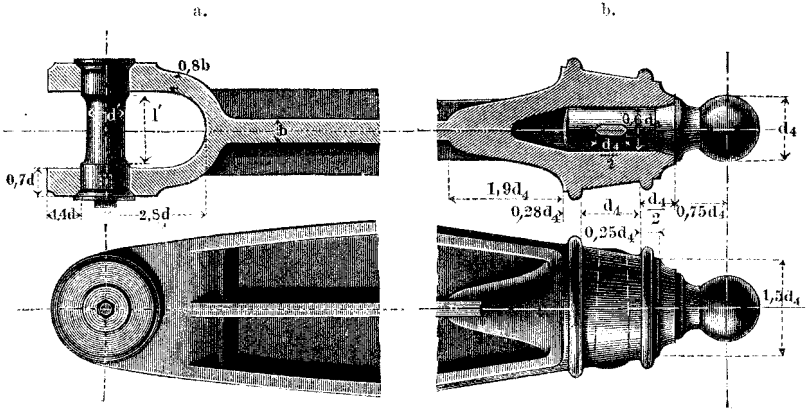
Zapfenkreuz aus Schmiedeeisen, auf einen abgedrehten Kopfzapfen fest aufgespasst und durch den vorgesteckten Ring gehalten. Das Kreuz muss sehr fest eingepasst werden, damit das fortwährende Hin- und Herbewegen die Verbindung nicht lockert; die Konstruktion ist als eine kostspielige zu bezeichnen.

Fig. 489 a. Gabelzapfen; derselbe ist auf den Anlaufvorsprüngen ganz schwach konisch gedreht und eingeschliffen, und wird durch die Kopfschraube mit eingelassener Unterlegscheibe festgehalten (vergl. bei den Querhäuptern Kap. XV). Der Kopf an der anderen Seite erhält einen vorspringenden Zahn zur Verhinderung

der Drehung. Leicht kann man dem Zapfen zur Erhöhung der Beweglichkeit auch Kugelform geben.

Fig. 489 b. Kugelförmiger Kopfzapfen, in das Balancierende mit seinem Stiel eingeschliffen und festgekeilt; er gibt der Pleuelstange eine grosse Beweglichkeit und eine einfache Form.

Fig. 489.



Die Berechnung der Zapfendicken geschieht wie es in §. 90 angegeben wurde. Man hat daher wohl darauf zu achten, ob der Balancier einfach- oder doppelwirkend ist, d. h. die Zapfen einseitig oder wechselseitig beansprucht werden.

Bei ganz grossen Balanciers keilt man Zapfen und Achse auch wohl nach der in Fig. 189 b angedeuteten bewährten Methode.

Einen Balancierarm in gebräuchlicher Form zeigt Fig. 490 Die Achse darf behufs Verhinderung von Querschwankungen nicht zu kurz genommen werden. Man erhält Uebereinstimmung mit guten Ausführungen, wenn man den Abstand der Zapfenmittel nimmt $= 6 d + \frac{1}{10} A$. Nach festgestellter Endzapfen- und Achsenhülse wird die Höhe h des Armes an der Nabe angenommen, und darauf nach den §§. 163 und 164 verfahren. Den Zapfenmittelabstand $4,6 d_2$ findet man bis zu $5,5 d_2$ gemacht, je nachdem das gegenüberliegende Zapfenpaar es erfordert.

Die Armhöhe h nehme man nicht unter

$$h = 4 d + \frac{A}{8} \dots \dots \dots (158)$$

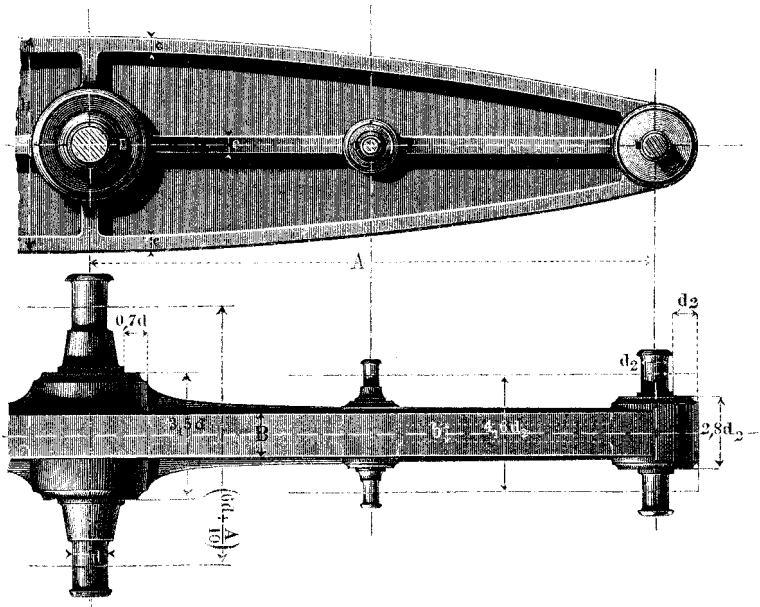
wobei d die Zapfendicke der schmiedeisernen Balancierachse, A die Armlänge bezeichnet. Ist der Balancier ungleicharmig, so

wird für A der mittlere Werth aus den beiden Armlängen genommen*).

Die Begrenzungskurve des Armes wird nach einer der in §. 142 angegebenen Methoden von dem Scheitel des Balanciers bis zur Ansatzstelle des Zapfenkopfes gezogen. Die Versteifungsrippe in der Mitte des Armes erhält die Dicke c des Saumnerven; ihre Profilierung zeigt Fig. 490.

Eine andere Formgebung des Balancierarms zeigt Fig. 491 (a. f. S.). Der Balancier ist hier zweischildig genommen. Bei der

Fig. 490.



Berechnung eines solchen behandle man jeden der Schilde bei der Dimensionenbestimmung wie einen einzelnen Balancier.

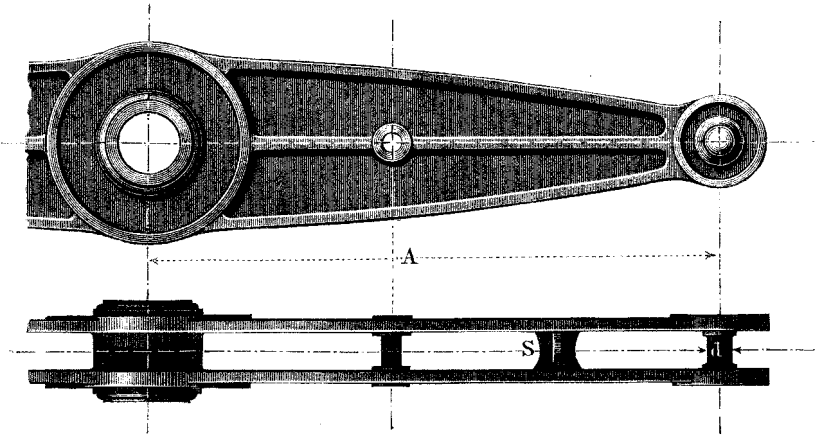
Den Querschnitt eines grossen zweischildigen Balanciers mit ganz getrennten Schilden zeigt Fig. 492 (a. f. S.). Die Schilde sind durch Stehbolzen gegen einander versteift; sie gestatten, die Parallelogrammtheile an den inneren Seiten der Schilde aufzuhängen.

*) Die amerikanischen Maschinenbauer geben dem Balancier eine weit grössere Höhe als wir, nämlich die 2- bis $2\frac{1}{2}$ fache. Sehr häufig wenden sie Fachwerkbau mit gusseisernem Gerippe und schmiedeisernen Gurten für denselben an.

Die Achsen der letzteren sind ebenso wie die Hauptachse solche mit zwei Tragpunkten, siehe §. 134.

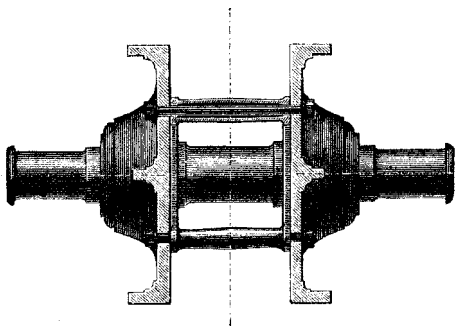
Einen Balancier von ungewöhnlicher Form zeigt Fig. 493, derselbe ist entnommen der hydraulischen Nietmaschine von Mackay & Mac George, konstruirt von Rigg*). Achse bei *A*, Niet-

Fig. 491.



matrize bei *B*; hydraulischer Druck, von einem kleinen und einem grossen Kolben hergeleitet, bei *D* und *C* wirkend. Das Hochdruck-

Fig. 492.



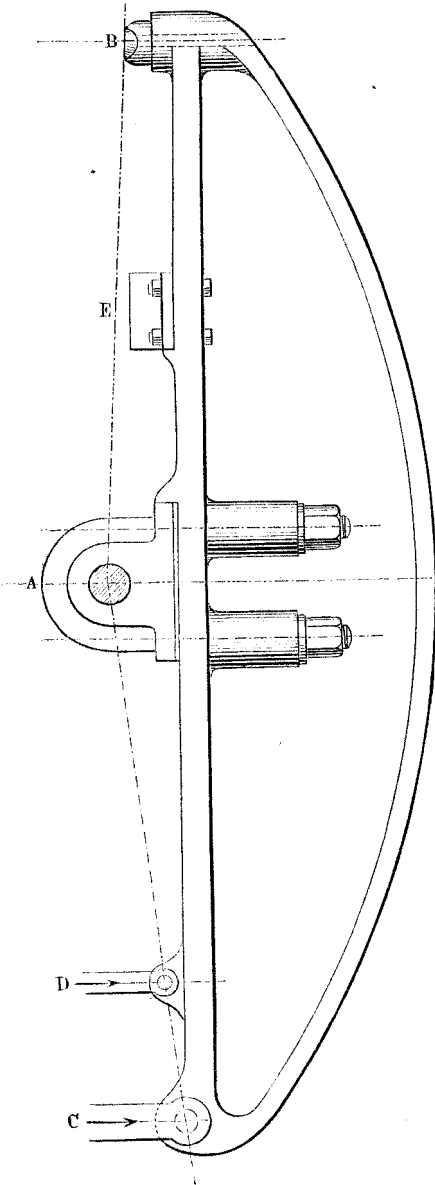
wasser wird aus einem Drucksammler entnommen und in einen Abwassertrog entlassen, der ein wenig höher als der Cylinder bei *D* liegt. Beim Arbeiten wird vermöge geeigneter Bauart der Steuerungsventile zuerst Hochdruck-

wasser in den kleinen und Abwasser in den grossen Cylinder eingelassen, wobei die Matrize *B* sich auf die zu pressenden Niete aufsetzt. Darauf wird das Wasser im grossen Cylinder unter Hochdruck gesetzt und dadurch die eigentliche Umgestaltung und Fertig-

*) Engineering 1875, März, S. 223.

machung der Niete bewirkt. Druck auf die Niete 60 Tonnen. Dem Balancierkörper ist ein Querschnitt von (ungefähr) „gleicher

Fig. 493.



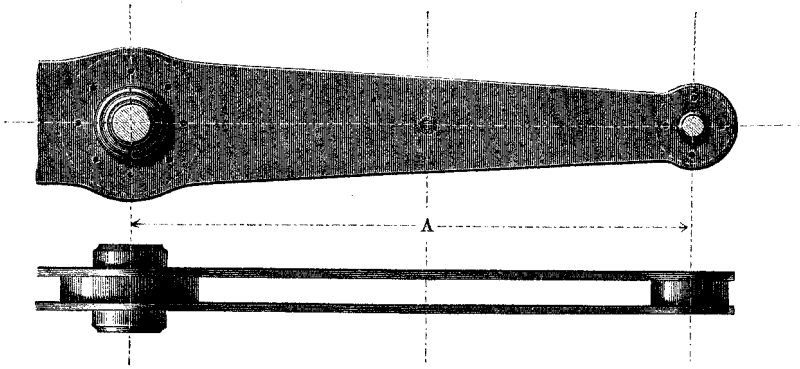
Festigkeit“ gegeben, vergl. §. 9. Bei *E* liegt eine stumpfe Schneide, zum Richten von Trägern, Winkeleisen u. dergl. Die Abmessung *BC* beträgt sehr nahe 12' engl. Das dem Balancier gegenüberstehende Gestell hat im allgemeinen mit ihm dieselbe Form.

Schmiedeeiserne Balanciers sind nicht selten. Bei nicht sehr grossen Kräften und Armlängen passt für dieselben sehr gut die zweischildige Konstruktion in Fig. 494 (a. f. S.). Die Armhöhe *h* des einzelnen Schildes nehme man, indem man wie oben jeden Schild für sich berechnet, 0,8mal so gross, als es Formel (158) angibt. Für sehr grosse Abmessungen wählt man statt der obigen Konstruktion eine solche, bei welcher einer der Querschnitte Fig. 463 benutzt wird.

Balanciers nennt man bei uns auch jene Zwischenträger, welche bei den Lokomotiven zur Ausgleichung oder

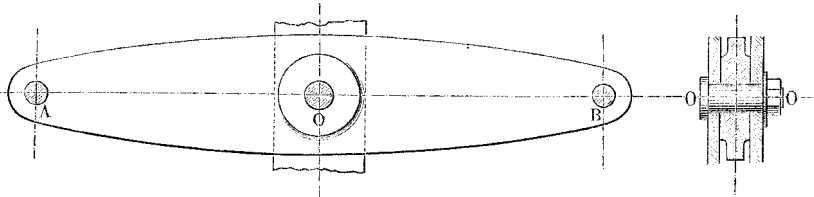
richtigen Vertheilung des Federdruckes angewandt werden, vergl. Fig. 105 und 106, §. 41. In Fig. 495 a ist ein schmiedeeiserner

Fig. 494.



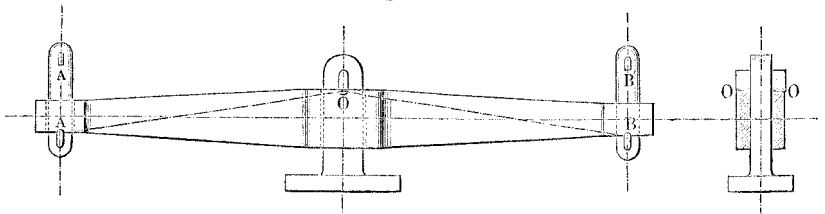
Querbalancier für eine schwere Lokomotive (normale preuss. Güterzugmaschine) dargestellt. Länge $AB = 1180$ mm. Bei O, A und B sind Bolzenzapfen benutzt. Fig. 495 b zeigt eine in Amerika gebräuchliche Form desselben Maschinentheiles, dort Ausgleichungs-

Fig. 495 a.



hebel genannt, einer Personenzugmaschine entnommen. Die Konstruktion unterscheidet sich recht charakteristisch von der unsrigen. Der Hebel liegt längsseits zwischen den Federn der Triebachsen, die $7\frac{1}{2}'$ Abstand haben. Bei O, A und B Halbzapfen, auch bei

Fig. 495 b.



A' und B' ähnlich wirkende nicht steife Verbindung. Bei dem amerikanischen Hebel ändern sich bei Schwankungen die Hebel-

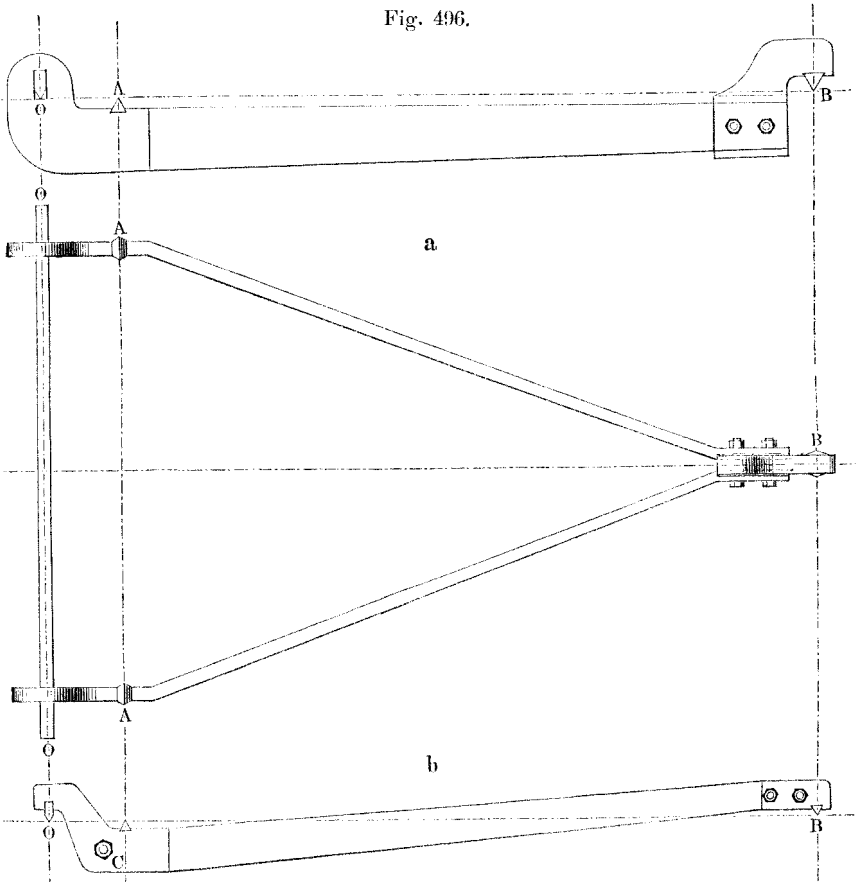
armlängen, da BOA ein Dreieck ist, während bei unserer Konstruktion, wo AOB eine Gerade, die Hebelarme konstant bleiben. Nachtheil scheinen die Schwankungen indessen nicht zu bringen.

§. 177.

Waagebalken.

Bei den Waagen werden die Drehzapfen der daselbst benutzten Hebel als Schneiden ausgeführt, vergl. §. 95, häufig mit 60°

Fig. 496.



Schneidenwinkel. Ungewöhnliche Formen erhalten die hier vorkommenden zusammengesetzten Hebel namentlich bei den Brücken-

waagen, weshalb die Vorführung eines Beispiels zweckmässig erscheint. Fig. 496 (a. v. S.) zeigt die Bauart der die Waagenbrücke unmittelbar unterstützenden Hebel. Sie führen ihrer äusseren Form wegen den Namen Dreieckhebel oder Triangel.

Bei der Konstruktion Fig. 496 a ist OO die in ruhenden Lagern liegende Drehachse; die Schneiden AA bilden einen Doppelzapfen analog dem in Fig. 458, die Schneide B den Endzapfen, der hier in einen gusseisernen Kopf eingesetzt ist. Bei der Konstruktion (b) wird die Achse OO ebenfalls durch zwei einzelne Zapfen vertreten, die feste Verbindung der Dreieckwinkel aber nicht wie bei (a) durch eine Achse, sondern durch einen Stehbolzen C bewirkt. Die Schmiedearbeit bei (b) ist etwas schwieriger als die bei (a), sonst aber die Bauart sehr zweckmässig*).

Waagebalken sollen sich unter ihrer Last wenig biegen. Man gibt ihnen zu dem Ende zwar Querschnitte von verhältnissmässig grosser Höhe, 4:6 und 4:5; die Materialspannungen werden indessen wie üblich genommen, also für Gusseisen, Schmiedeisen und Stahl 3, 6 und 10 kg.

Vierzehntes Kapitel.

PLEUELSTANGEN.

§. 178.

Theile der Pleuelstangen.

Die Pleuelstangen, auch Treib- oder Schubstangen, oder kurzweg Pleuel genannt, vermitteln die Einwirkung der Hebelzapfen auf die von denselben zu verschiebenden Theile, welche entweder selbst wieder Hebel sind (Balancier und Kurbel), oder andere meist geradlinig hin- und hergehende Theile (Kolbenstangen, Schlitten, Stempel u. s. w.). Letztere werden dann mit Zapfen für den Anschluss der Pleuelstange versehen. — An der Pleuelstange unter-

*) Eingehendes über die Waagenkonstruktion, enthält E. Brauer's Konstruktion der Waage. Weimar, Voss, 1880.

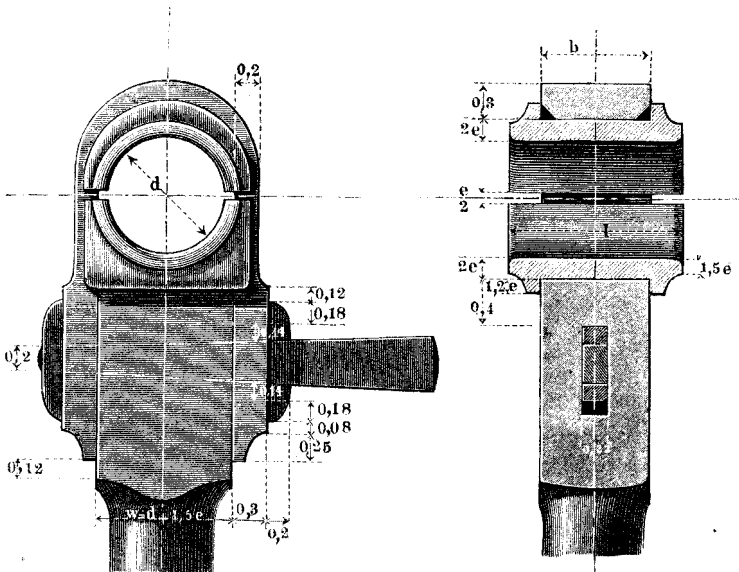
scheiden sich vermöge ihres Zweckes deutlich die Lager oder Köpfe, welche die zu verknüpfenden Zapfen umschliessen, von dem die Köpfe verbindenden und tragenden Pleuelkörper oder -Schaft, weshalb wir diese Theile getrennt behandeln. Es werden ferner die Abmessungen der Köpfe in einer Beziehung zu der Dicke des umschlossenen Zapfens stehen, aber in verschiedener Weise, je nachdem der Zapfen Stirnzapfen, Gabel- oder Halszapfen ist, da in jedem dieser Fälle die Zapfendicke einen andern Bezug zum Zapfendruck hat.

§. 179.

Pleuelköpfe für Stirnzapfen.

Sehr gebräuchlich ist der in Fig. 497 dargestellte schmied-
eiserne Pleuelkopf mit Bügel oder Kappe. Die Schalen werden

Fig. 497.



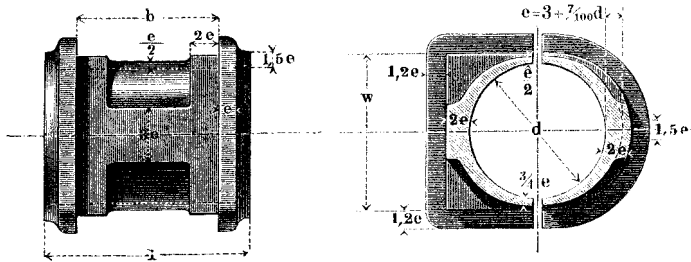
durch den übergeschobenen Bügel zusammengehalten und vermittelt des Treibkeiles nachgestellt, wenn sie sich abgenutzt haben. In der Dimensionengebung sind die Schale und die umgebenden Theile von einander zu trennen, wie bei den Lagern. Die Einheit,

auf welche die Wanddicken, Randbreiten und Vorsprünge der Schale bezogen werden, ist wie dort:

$$e = 3 + \frac{7}{100} d \quad \dots \quad (159)$$

wobei wieder d den Zapfendurchmesser bezeichnet. Fig. 498 zeigt die Schale in zwei Hauptansichten mit ihren Arbeitsleisten und

Fig. 498.



anderen Nebenformen. Die übrigen Abmessungen der Köpfe sind bezogen auf den Modul:

$$d_1 = \sqrt{P} + 5 \quad \dots \quad (160)$$

Die Breite b kann zu $0,8 d_1$, oder, wenn die Länge des zu lagernden Stirnzapfens gleich der Zapfendicke gemacht wird, zu $d - 2e$ angenommen werden.

Beispiel. Für $P = 3600 \text{ kg}$ kommt bei wechselseitiger Belastung nach (93) $d = 60$, l ebenfalls $= 60 \text{ mm}$, und nach (160) der Modul $d_1 = 60 + 5 = 65 \text{ mm}$. Ferner $e = 3 + 4,2 \sim 7 \text{ mm}$. Wir nehmen $b = l - 2e = 60 - 14 = 46 \text{ mm}$, und erhalten z. B. die Wandstärke des Bügels $= 0,2 \cdot 65 \sim 13 \text{ mm}$, die im Scheitel $= 0,3 \cdot 65 \sim 22 \text{ mm}$, die Keildicke $= 0,22 \cdot 65 \sim 14 \text{ mm}$ u. s. w.

Der Keil erhält einen schwächeren Anzug, wenn er wie hier frei zwischen den Treibflächen liegt, als wenn er durch Klemmschrauben oder ähnliche Vorrichtungen festgehalten wird. Im erstenen Falle gebe man ihm an beiden Seiten zusammengenommen $\frac{1}{12}$, im zweiten Falle bis $\frac{1}{6}$ Anzug. Mehr und mehr führt es sich jetzt ein, die Schalenfuge selbst nicht klaffen zu lassen, vielmehr bei nöthig werdender Nachstellung durch Abfeilen der Stossflächen die Annäherung der Schalenhälften zu ermöglichen (vergl. z. B. Fig. 500 und 501).

Der obige Pleuelkopf hat die Eigenthümlichkeit, dass bei eingetretener Abnutzung und Nachstellung der Schalen das Zapfenmittel der Stange genähert wird. Das Umgekehrte findet statt

bei dem Sharp'schen Pleuelkopf, Fig. 499, wo der Keil mittelst einer Druckplatte die Unterschale nach oben treibt.

Fig. 499.

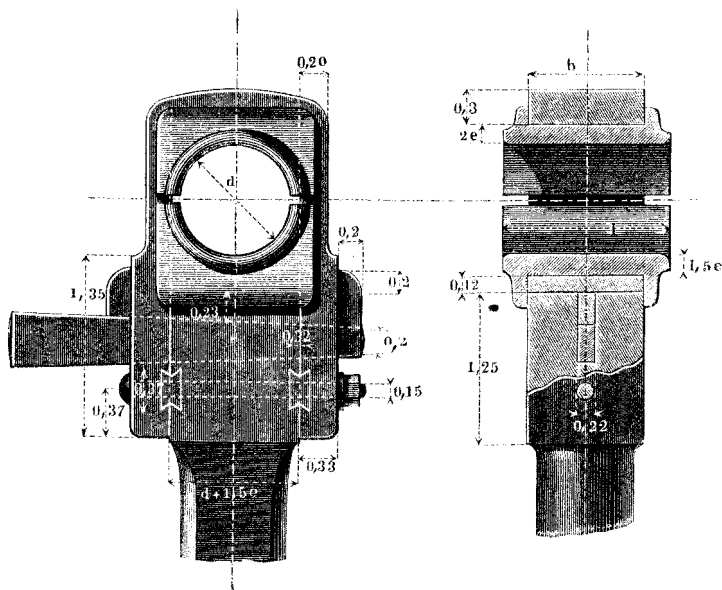


Fig. 500 (a. f. S.). Lagerartiger Pleuelkopf, aus Bronze gefertigt, von Penn vielfach angewandt. Die Lagerhälften schliessen fest aufeinander; sie müssen an der Fuge nachgefeilt werden, wenn man sie zusammendrücken will; doch wendet man auch statt dessen das vorherige Einlegen von Kupferplatten in die Fugen an, welche von Zeit zu Zeit gegen dünnere ausgewechselt werden. Die Schraubendicke \varnothing ist so zu nehmen, dass die Kerndicke nicht kleiner ausfällt, als Formel (84) angibt. Dies wird bei Anwendung scharfen Gewindes erreicht bei

$$\varnothing = 0,55 \sqrt{\frac{P}{2}}$$

und wenn flaches Gewinde benutzt wird, bei etwas grösserer Dicke. Die Spannung im Querschnitt des Gewindekerns beträgt dann zwischen 5 und 6 kg, was statthaft ist, da die Genauigkeit der Herstellung ohnedies bei den Pleuelköpfen gewährleistet ist. Vergl. auch noch unten das 2. Beispiel in §. 182.

Die Muttern der Deckelschrauben sind mit der Penn'schen Sicherung (Fig. 246) versehen. Bei ganz grossen Dimensionen,

wie sie z. B. die Krummachsen mächtiger Seedampfer mit sich bringen, werden, um Material zu ersparen, die Schalen als Gehäuse mit verhältnissmässig geringer Wanddicke gebildet.

Fig. 500.

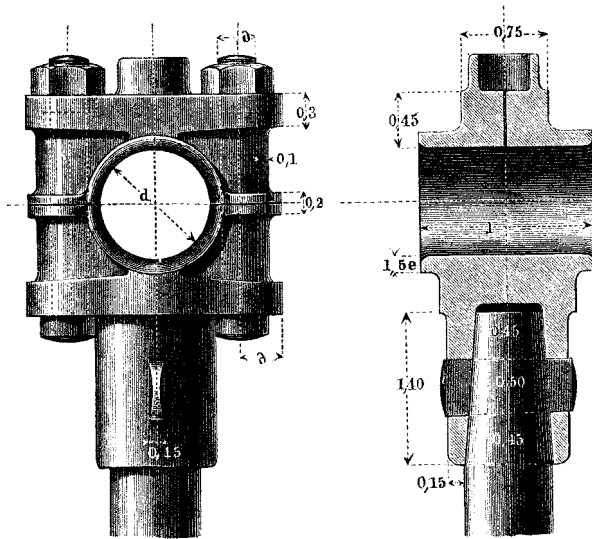
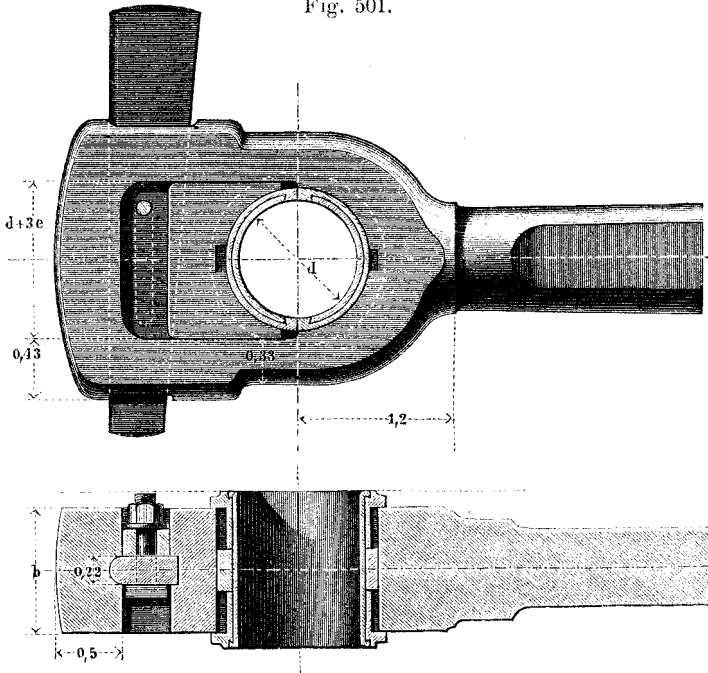


Fig. 501 geschlossener Pleuelkopf. In vielen Fällen sind die geschlossenen Pleuelköpfe den offenen vorzuziehen, indem sie sowohl solider, als auch bei Voraussetzung guter Hilfsmaschinen billiger herstellbar sind. Der vorliegende ist von sehr eleganter Form und für die Herstellung durch Maschinen (Drehbank, Hobelmaschine, Stossmaschine) konstruirt. Die mit Weissmetall gefütterten, übrigens aus Bronze hergestellten Schalen sind aussen cylindrisch abgedreht. Die stellbare Schale ist in einen schmiedeisernen Druckblock, eine Ausbildung der oben besprochenen Druckplatte, eingepasst, welcher durch den Keil an Querverschiebungen gehindert wird. Durch besonders eingesetzte Schildzapfen, welche in durchgehende Querlitze eingreifen, wird die Drehbarkeit der Schalen aufgehoben.

Das Keilloch hat an beiden Endflächen ein halbcylindrisches Profil. Diese jetzt sehr gebräuchliche Formung rührt theils von der Herstellung der Keillöcher durch die Langlochbohrmaschine her, theils ist sie auch an sich empfehlenswerth, da sie die Querschnitte des Pleuelkopfes allmählich ineinander überführt. Der

Keil selbst ist hier im Druckblocke ebenflächig begrenzt, was die etwaige Nachlegung von Blechplättchen erleichtert. Die Sicherung des Keiles ist die bei Fig. 204 besprochene. Man bemerkt, dass die Sicherungsmutter so tief sitzt, dass sie kaum anders als mittelst eines Kopfschlüssels angezogen werden kann. Man ist aber

Fig. 501.



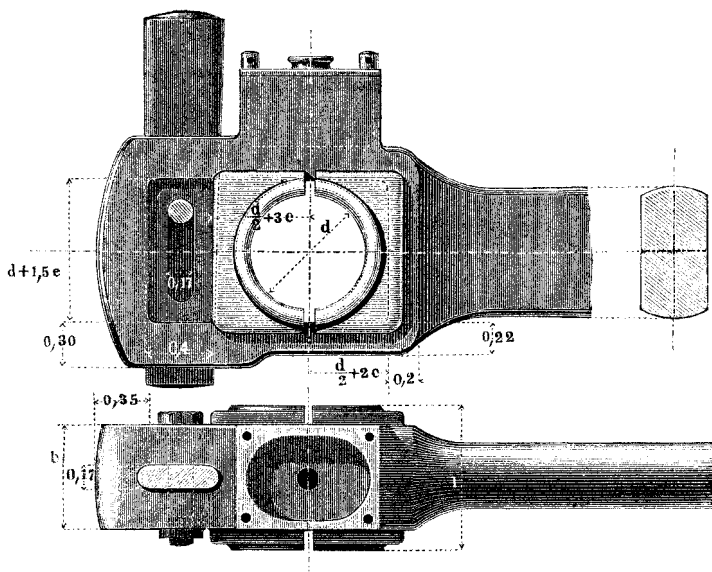
zu dieser Anordnung genöthigt, um das Anstossen der Schraube an Theile, welche jenseits der punktirten Linie liegen, zu verhüten.

Fig. 502 (a. f. S.). Anderer geschlossener Pleuelkopf, bei Lokomotivmaschinen sehr vielfach benutzt. Die Schalen haben auf der Rückseite und an der Keilseite keine Seitenränder, so dass man sie nach Wegnahme des Keiles aus dem sie unerschliessenden Rahmen nach vorn herausnehmen kann. Der Stellkeil greift in die Oberschale ein und hindert sie, nach vorn zu treten. Wie man sieht, fehlt hier die Druckplatte; dafür ist aber die Wanddicke der Schale an der Keilseite zu $3e$ statt zu $2e$, wie es auf der gegenüberstehenden Seite ist, angegeben. Keilsicherung ähnlich wie vorhin. Auf der Oberseite ist die Oelbüchse angegeben, sie ist

mit einem bronzenen Deckel zugeschraubt; in die im Grundriss angegebene Bohrung in ihrer Mitte wird ein Dochtrohr eingeschraubt.

Bei der hier angenommenen Lage des Keilgehäuses wird die Schalenmitte in Folge der Abnutzung dem Pleuelschafte genähert; soll das Umgekehrte eintreten, so wird das Keilgehäuse an das

Fig. 502.



andere Ende der Schale verlegt. Die äussere Form der Schmalseiten des vorliegenden Pleuelkopfes ist wie im vorigen Falle auf der Drehbank hergestellt. Absichtlich werden fließende Konturlinien angewandt, um rasche Wechsel in den durch den Zapfendruck hervorgebrachten Spannungen in den Materialtheilen zu verhüten.

Ein dritter geschlossener Pleuelkopf (von Krauss in München) ist in Fig. 503 dargestellt. Er ist aus Stahl hergestellt zu denken und namentlich bemerkenswerth wegen seiner kompendiösen Nachstellvorrichtung. Der Keil ist zweitheilig gebildet und mit seiner Sicherung in eine und dieselbe Konstruktion gezogen. Die Muttern der Sicherung erfordern einen grösseren Spielraum, als die bei den vorigen Beispielen. Die Schalen sind hier aus Schmiedeeisen gemacht und mit Weissmetall gefüttert; zur Linken oben hat die eine Schale einen Oelkanal.

Fig. 504. Gusseiserner Pleuelkopf. Derselbe ist ebenfalls geschlossen und treibt bei seiner Abnutzung und Nachstellung das

Fig. 503.

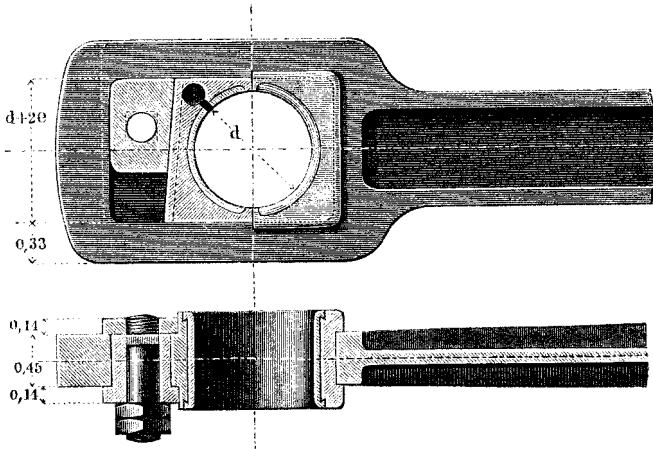
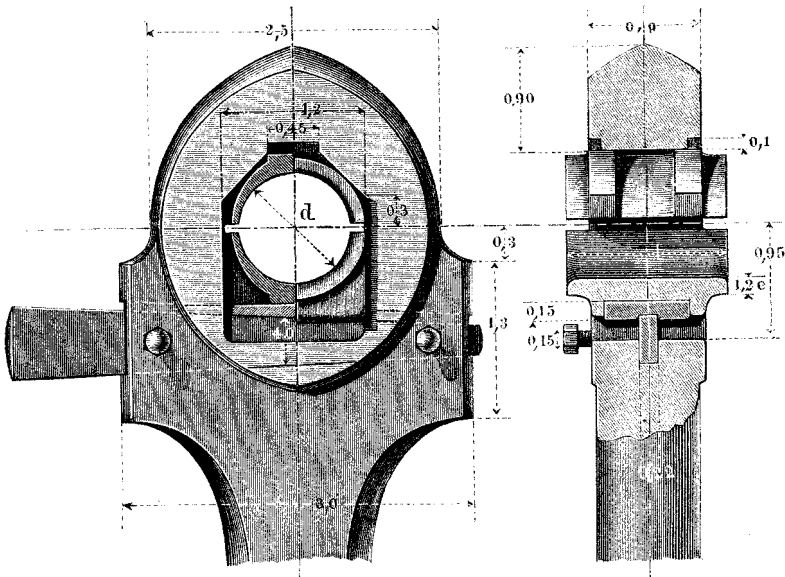


Fig. 504.



Zapfenmittel nach aussen, wie bei der Konstruktion von Sharp, Fig. 499. Anwendung finden die gusseisernen Pleuelköpfe und

-Stangen vorzugsweise nur bei grossen, langsam gehenden Balancier-Maschinen, eignen sich dort aber sehr gut.

§. 180.

Pleuelköpfe für Gabelzapfen.

Ein Gabelzapfen erhält, wenn man seine Abmessungen möglichst herabziehen will, je nach Umständen einen weit geringeren Durchmesser d_1 , als der gleichwerthige Stirnzapfen. Deshalb steht hier die Breite b' des Pleuelkopfes nicht wie bei den Köpfen für Stirnzapfen in einem bestimmten Verhältniss zu d_1 , sondern dieses wird unter verschiedenen Umständen verschieden gewählt werden müssen. Um dieser Willkürlichkeit Rechnung zu tragen, nehmen wir für die Gabelzapfenköpfe die Bezeuginheit statt nach (160) nach der Formel:

$$\frac{d_1'}{d_1} = \sqrt{\frac{b}{b'}} \sqrt{\frac{d'}{d}} \dots \dots \dots (161)$$

wobei b die bei dem normalen Pleuelkopfe anzuwendende Bügelbreite und d_1 dessen Bezeuginheit nach (160) bezeichnet. Es können dann alle oben für Stirnzapfenköpfe gegebenen Verhältnisse sofort für die Gabelzapfenköpfe benutzt werden. Die Schalwanddicke e wird dabei aber nach wie vor auf den wirklichen Zapfendurchmesser d' bezogen. Formel (162) liefert, gleiches Material bei den beiden Konstruktionen vorausgesetzt, eine Verhältnisseinheit, welche dem abnormalen Pleuelkopf annähernd dieselbe Festigkeit gibt, wie sie dem normalen, d. h. für den normalen Zapfen konstruirten zukommt. Doch ist bei dem grossen Einfluss der empirischen Rücksichten ein vollkommenes Zutreffen derselben bei vorhandenen Ausführungen nicht zu erwarten; manche derselben stimmen sehr gut, andere aber haben wieder stärkere Abmessungen, z. B. solche, welche sich durch die Einheit $d_1' = d_1 \left[(b:b') (d':d) \right]^{3/4}$ bemessen lassen würden, unsere obigen Verhältnisse als beibehalten vorausgesetzt. Eine Abmessung, welche keine Verkleinerung zu erfahren hat, ist der Querschnitt der Keile, weil diese auf Abscheeren beansprucht sind, und weil ihre Grundfläche keinen zu starken Flächendruck erfahren darf. Wir nehmen sie in diesem Falle wie beim Pleuelkopf für den Stirnzapfen.

Beispiel. Gegeben der Zapfendruck 3600 kg für einen Gabelzapfen, dessen Pleuelkopf nach Fig. 497 gebaut werden soll. Wechselseitige Belastung ist vorausgesetzt. Dann kommt für den Stirnzapfen gemäss (93) $d = 60$ mm, für den Gabelzapfen nach (98) die Dicke $d' = 0,7\sqrt{3600} = 42$ mm, die Länge $l = 2 d' = 84$ mm. Wir geben nun dem Bügel die Breite, welche der Stirnzapfenkopf erhalten würde, nämlich $b' = 60 - 2,7 = 46$ mm, und haben nun Folgendes für die Model. Für den Stirnzapfen kommt aus (160) $d_1 = 60 + 5 = 65$ mm, für unseren Gabelzapfen aus (162) $d_1' = 65\sqrt{(b:b') (d':d)} = 65\sqrt{42:60} \approx 55$ mm. Hiermit kommt z. B. die Wandstärke des Bügels: $0,2 \cdot 55 = 11$ mm, die im Scheitel $0,3 \cdot 55 \approx 17$ mm. Die Keile werden wie beim Stirnzapfenkopf genommen, da sie auf Abschleeren beansprucht sind. Es kommt also die Keilbreite $= 0,22 \cdot 65 \approx 14$ mm, die Höhe des Keils am dünnen Ende $= 0,2 \cdot 65 = 13$ mm.

Fig. 505 zeigt einen geschlossenen schmiedeisernen Pleuelkopf, welcher sich gut für Gabelzapfen eignet (Seraing). Der Pleuelkopf Fig. 506 enthält statt des Lagers für einen Gabelzapfen

Fig. 505.

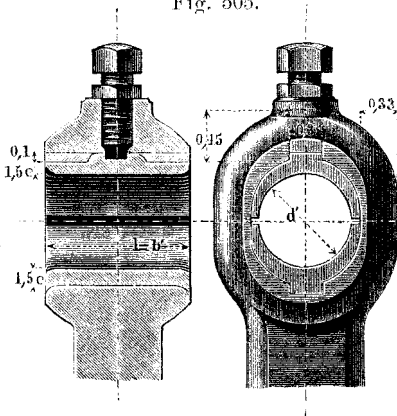
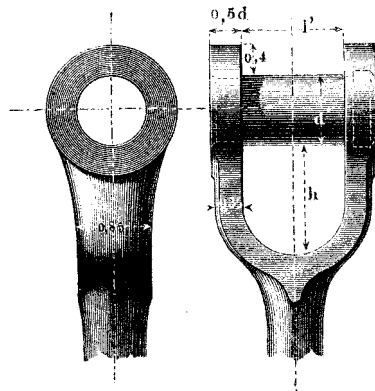


Fig. 506.



diesen letzteren selbst fest eingenietet. Das zugehörige Querhaupt muss demnach mit der Lagerung versehen sein, wozu beispielsweise das in Fig. 541, §. 189 taugt. Aehnliche Formen des schwingenden Endes der Pleuelstange haben bei Lokomotiven sowohl (Polonceau) als bei Schiffmaschinen (Humphry) Eingang gefunden. Bei dem obigen Pleuelkopf ist b' dem verfügbaren Raume nach zu wählen; die Höhe h der Gabel muss sich nach den Dimensionen der dort raumversperrenden Theile in jedem besonderen Falle richten.

Bei Gabelgelenken von ganz geringer Winkelbewegung, wie solche u. a. bei den Schiebern der Dampfmaschinen zur Anwendung kommen, wendet man wohl die in Fig. 507 (a. f. S.) dargestellte

Bauart an. Die Oberpfanne ist auf dem Halbzapfen, als welcher der Scheiteltheil der Nuss an *B* dient, nachstellbar. Solche Gelenke hat man auch gelegentlich auf ein blosses biegsames Stahlblatt zurückgeführt, Fig. 508. Man kann eine solche Konstruktion

Fig. 507.

Fig. 508.

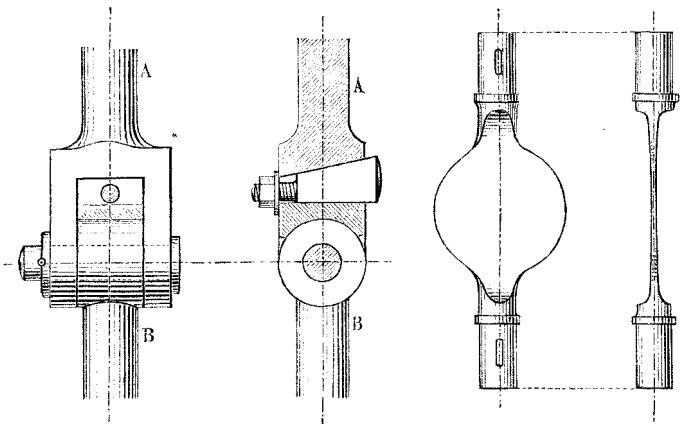
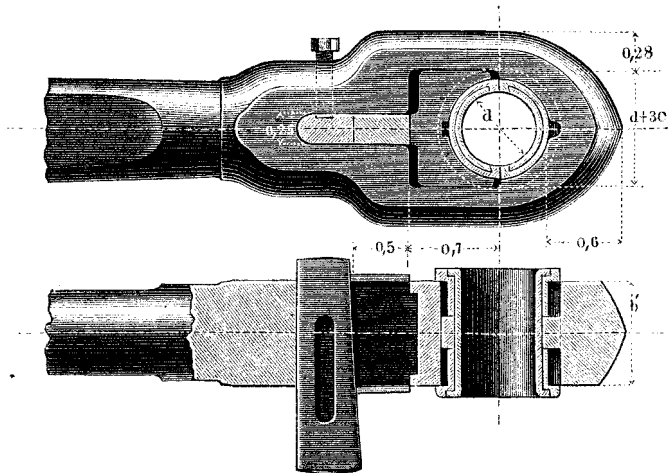


Fig. 509.

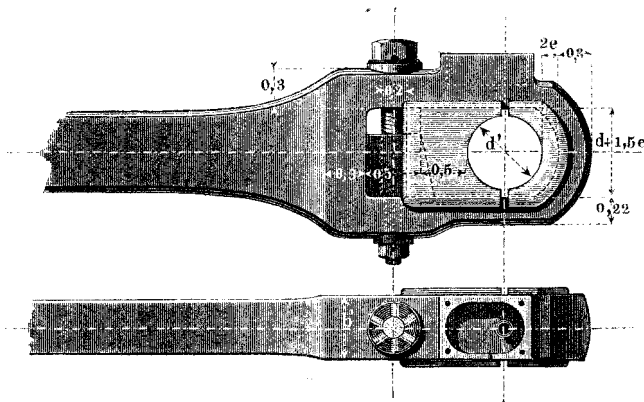


ein Blattgelenk nennen. Anwendung hat dasselbe bei vielen amerikanischen Lokomotiven, auch bei der älteren Langen'schen Gasmaschine gefunden; es scheint überhaupt wohl mehr Anwendung zu verdienen, als es bei uns gewöhnlich erfährt.

Fig. 509. Pleuelkopf für einen Gabelzapfen, ebenfalls für das schwingende Ende einer Pleuelstange, zu dem Kopfe Fig. 502 gehörig. Die Schalen sind wieder cylindrisch eingepasst, die eine in einem schmiedeisernen Druckblock. Der Druck des Stellkeiles (welcher ziemlich viel Raum beansprucht) wird durch ein bronzenes Zwischenstück auf den Druckblock übertragen. Keilsicherung nach Fig. 203. Die ganze Form ist sehr gefällig.

Fig. 510. Anderer Pleuelkopf für das schwingende Ende einer Pleuelstange, namentlich für Lokomotivmaschinen gebraucht, u. a. passend für eine Pleuelstange, deren rotirender Kopf nach Fig. 501 gebaut ist. Auch hier haben die Schalen an der Rück-

Fig. 510.



seite keine Seitenränder. Der Stellkeil wird durch Drehen der Schraube verschoben; letztere kann nach jeder Sechstdrehung durch den Querstift festgestellt werden, indem für diesen in die festgezapfte Unterlegscheibe Rinnen eingefleilt sind. Vergl. auch Fig. 240.

§. 181.

Pleuelköpfe für erweiterte oder Halszapfen.

Bei den Halszapfen ist, wie aus §. 92 bekannt, die Zapfendicke d' in keinem theoretischen Zusammenhang mit der Dicke d des gleichwerthigen Stirnzapfens; dagegen soll man mit dessen Länge womöglich nicht unter die Länge l jenes Stirnzapfens gehen,

welche Regel wir bei den Gegenkurbeln, Krummachsen und exzentrischen Scheiben benutzt haben. Für diese so häufig vorkommenden Konstruktionen aber müssen nun auch die Pleuelköpfe konstruiert werden. Hierzu benutzen wir aber wieder dieselben Verhältnisse wie für die Stirnzapfenköpfe, mit Zugrundelegung der Einheit, welche aus Formel (162) hervorgeht. Dabei wird wieder wie dort die Bezugeinheit e der Schalenabmessungen nach wie vor auf den wirklichen Zapfendurchmesser d' bezogen. Demnach können alle oben für Stirnzapfenköpfe angegebenen Verhältnisszahlen auch wieder für die Köpfe von erweiterten Zapfen benutzt werden.

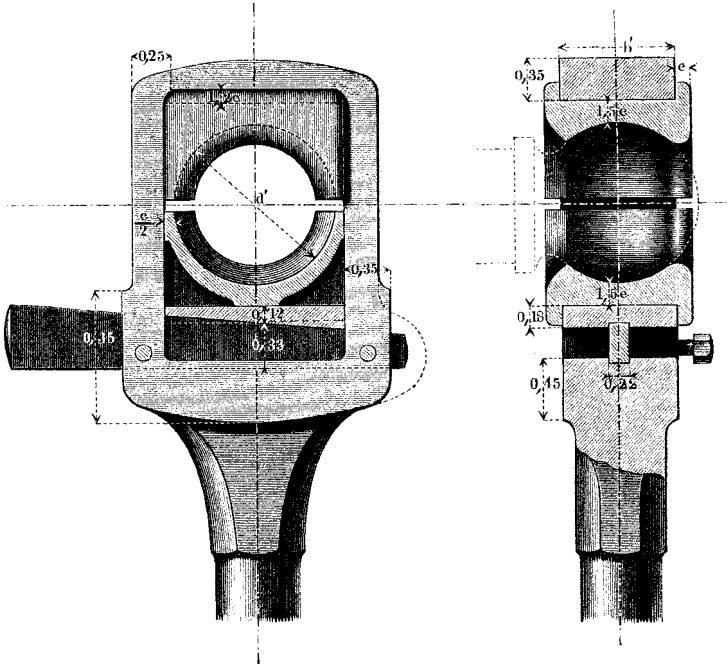
Beispiel. Soll statt des Gabelzapfens in dem Beispiel des vorigen Paragraphen ein Halszapfen von der Dicke $d' = 120$ mm und der Länge $l' = 80$ mm mit dem Pleuelkopf nach Fig. 497 versehen werden, so hat man, da wieder $\sqrt{VP} = 60$, $d_1 = 65$ mm, $b = 46$ mm, diese Werthe in (162) einzusetzen, um d_1' zu bestimmen. Die Bügelbreite b' können wir noch annehmen. Sie möge, was bei vielen Pleuelköpfen für Halszapfen gut angeht, = der Breite b des Bügels für den gleichwerthigen Stirnzapfen gemacht werden, und wir haben also $b' = b$ und somit $d_1' = d_1 \sqrt{120 : 60} = 65 \cdot 1,414 = 92$ mm zu nehmen. Für die Schale wird $e = 3 + \frac{7}{100} \cdot 120 = 11$ mm.

Mehrere Beispiele für Halszapfenköpfe geben die folgenden Konstruktionen, bei welchen absichtlich andere Formen ausgewählt sind, als bei den Stirnzapfenköpfen gegeben wurden, indem wir damit gleichzeitig wieder ebenso viele Muster von Pleuelköpfen für Stirnzapfen erhalten.

Fig. 511. Geschlossener Pleuelkopf auf einen Kugelzapfen angewandt. Der kugelförmige Stirnzapfen hat hier die 1,5fache Dicke des gleichwerthigen cylindrischen Stirnzapfens; ein solcher Kugelzapfen, z. B. einem Balancierkopf nach Fig. 490 angehörig, ist hier angewandt gedacht, und wir haben für denselben $d' : d = 1,5 d$; indem wir wieder wie in obigem Beispiel $b' = b$ setzen, wird $d_1' = d_1 \sqrt{1,5} = 1,225 d_1$. Wäre also $d = 60$ mm, so würde $d' = 90$ mm, $d_1 = 65$ mm, $d_1' = 1,225 \cdot 65 = 80$ mm. Die Schalen haben nur an der Vorderfläche Seitenränder, so dass sie nach Wegnahme des Keiles durch den Rahmen hindurch nach vorn gezogen werden können. Der Keil kann auch, wie in Fig. 503, über statt unter die Schale gelegt werden, in welchem Falle das Nachtreiben die Schubstange verkürzt, statt sie wie hier zu verlängern. Bei den Kuppelstangen der Lokomotiven ist diese Konstruktion des Kopfes, häufig mit der rechts punktirten Verstärkung, in Gebrauch.

Für die Halszapfen der Krummachsen, Gegenkurbeln und ähnlichen Konstruktionen bedarf man eines Pleuelkopfes, welcher sich öffnen lässt. Sehr gut eignen sich hierzu Formen, bei welchen

Fig. 511.



die Schliessung durch ein fest eingepasstes Füllstück geschieht, welches den geschlossenen Rahmen um die Pfanne herum wieder herstellt. Solche künstlich geschlossene Pleuelköpfe stellen die beiden folgenden Figuren dar. Fig. 512 (a. f. S.) entspricht der bei Fig. 502 besprochenen Bauart. Das Füllstück wird durch zwei Falze gehalten und durch zwei quer durchgehende gesicherte Schrauben festgeklemmt. Fig. 513 (a. f. S.) (Krauss) ist aus der Konstruktion in Fig. 504 entwickelt, und mit jener zusammen an Kuppelstangen von Lokomotiven benutzt. Das Füllstück besteht hier aus Bronze, indem es nämlich mit der Oberschale zusammengezogen ist. Es wird durch eine einzige scharf eingepasste Querschraube (welche in der Figur herausgenommen gedacht ist) gehalten; die eingefalzten Fortsätze der Rahmenschenkel verhindern seine Drehbarkeit. Ueber der Hauptfigur ist ein Schnitt durch die äussere Schale, deren Weissgussfutter sichtbar ist, dargestellt.

Die Schalenfuge ist durch eingelegte Kupferplättchen geschlossen.
Material an Kopf und Schraube ist Stahl.

Fig. 512.

Fig. 513.

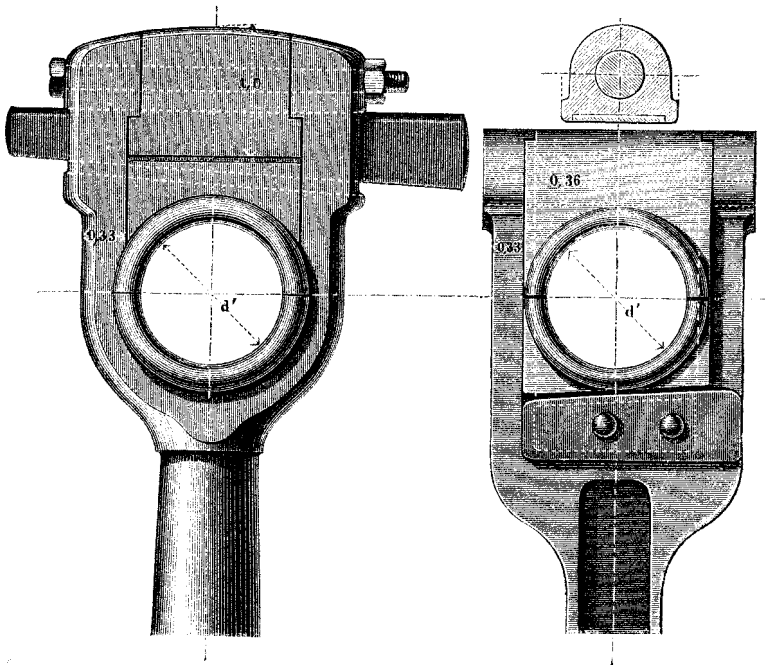


Fig. 514 und 515 sind Exzentrikbügel, hier aus Bronze konstruiert gedacht. Sie erhalten die Breite $b' = l =$ der Länge des gusseisernen Stirnzapfens, welcher dem Zapfendruck des Exzentriks entspricht, siehe §. 92. Ist $d = 40$, also $d_1 = 45$ mm, $l = b = 60$ mm, so wird bei $d' = 400$ mm, $b' = l = 60$ mm; $d_1' = 45 \cdot \sqrt{400:40} = 45 \cdot 3,16 = 142$ mm. Macht man $d' = d$, so liefern die hier gegebenen Verhältnisszahlen wieder zwei lagerartige Pleuelköpfe für Stirnzapfen. Eine einzige Abweichung von der Regelmässigkeit in der Uebertragung der Verhältnisszahlen nach Formel (162) machen die beiden Deckelschrauben bei den lagerartigen Köpfen. Man nehme ihre Dicke \varnothing nach folgender Formel:

$$\varnothing = 0,33 d_1 + 0,06 d_1' (162)$$

wobei d_1' die Bezugsgrösse für den Halszapfen, d_1 für den gleichwerthigen Stirnzapfen bezeichnet. Für das Beispiel mit $d' = 400$ mm hatten wir $d_1' = 142$ mm, $d_1 = 45$ mm. Wir nehmen also: $\varnothing = 0,33 \cdot 45 + 0,06 \cdot 142$

Fig. 514.

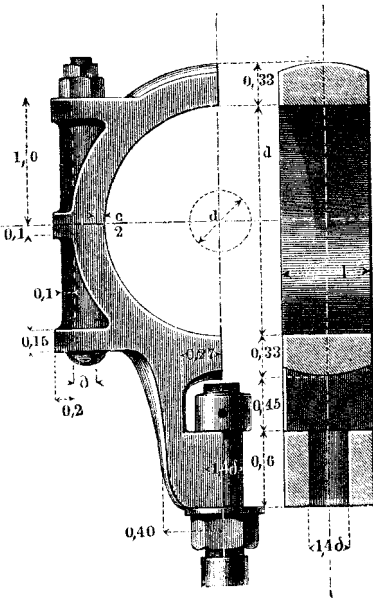


Fig. 515.

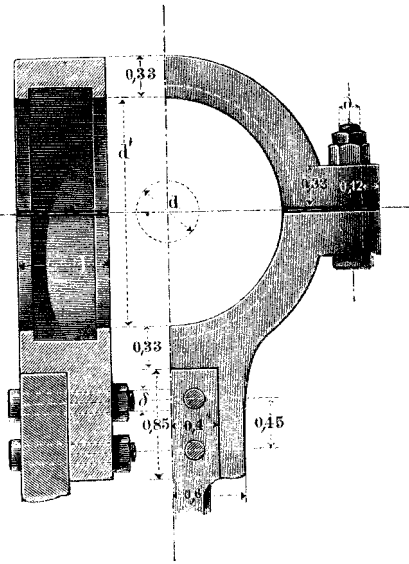


Fig. 516.

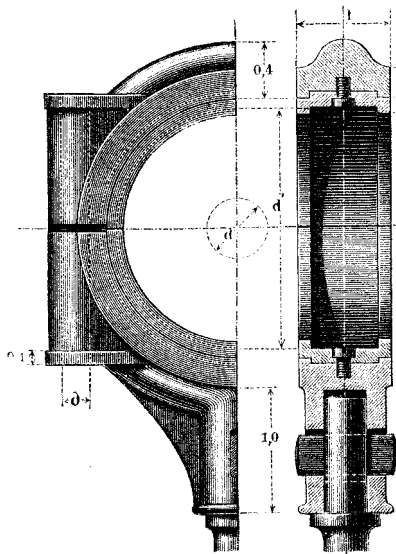
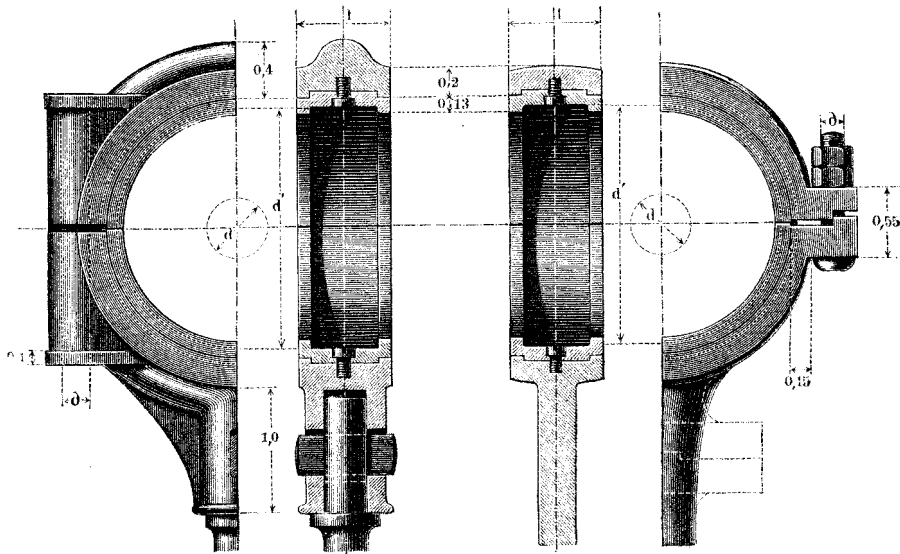


Fig. 517.



= 15 + 8,5 \sim 24 mm. Wird $d' = d$, also $d_1' = d_1$, so gibt (162) die bei den Stirnzapfenköpfen angegebene Abmessung.

Fig. 516 (a. v. S.). Gusseiserner Exzentrikbügel, mit Bronzefutter versehen, wovon letzteres manche auch ganz weglassen. Der Pleuelschaft ist mittelst eines Querkeiles festgezogen; werden zwei Exzenter dicht nebeneinander gestellt, so richtet man die Querkeile unter 45° gegen die jetzige Stellung, damit sie zugänglich bleiben.

Fig. 517 (a. v. S.). Schmiedeiserner Exzentrikbügel, ebenfalls mit Bronze gefuttert. Hier wie im vorigen Falle ist wieder die Fuge der Bronzeschale fest schliessend gemacht; die Ränder sind abzufeilen, sobald man nachstellen will. Statt die Pleuelstange aus einem Stück mit dem unteren Bügel zu machen, wird sie auch häufig mittelst eines T-förmigen Kopfes angesetzt, den die Punctirung andeutet.

Beispiel. Sechs Stück Excentriks von grossen Abmessungen (Ringe wie in Fig. 516, T-förmiger Kopfansatz wie eben besprochen) hat die Maschine des transatlantischen Dampfers Arizona von der Union-Linie, 6600 PS ind., erbaut von John Elder & Co., Glasgow. Durchmesser d' der Scheiben $4\frac{1}{2}$ " oder 1368 mm, Breite $l = 5$ " oder 127 mm, Wellendurchmesser $22\frac{1}{2}$ " oder 586 mm.

§. 182.

Der runde Pleuelschaft.

Der Schaft der Pleuelstange wird aus Schmiedeisen, Gusseisen, Stahl (Gussstahl) oder auch hier und da aus Holz (Eichenholz) gefertigt. Seine Beanspruchung ist manchmal bloss eine solche auf Zug. Bezeichnet in diesem Falle, unter Voraussetzung eines kreisförmigen Schaftquerschnittes, D den Schaftdurchmesser, P die Zugkraft, so gehe man mit D nicht unter die folgenden Werthe herab:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Schmiedeisen} \quad \frac{D}{\sqrt{P}} = 0,56, \quad \text{Gussstahl} \quad \frac{D}{\sqrt{P}} = 0,44 \\ \text{Gusseisen} \quad \frac{D}{\sqrt{P}} = 0,80, \quad \text{Eichenholz} \quad \frac{D}{\sqrt{P}} = 2,18 \end{array} \right\} \quad (163)$$

wobei im Schaft die Zugspannungen 4, 2, $6\frac{2}{3}$ und 0,27 kg entstehen. Diese Werthe sind $\frac{2}{3}$ der gewöhnlich von uns angewandten Spannungen 6, 3, 10 und 0,4, indem Rücksicht genommen ist auf

etwaiges stossweises Anheben, welches durch die Schalenabnutzung leicht herbeigeführt wird.

Dieselben Formeln können gelten, wenn die Stangen sehr kurz sind, und auf Druckfestigkeit beansprucht werden; ist dagegen die Stangenlänge L so gross, dass Beanspruchung auf rückwirkende oder Strebfestigkeit entsteht, so muss die Schaftdicke meistens grösser genommen werden. Bei Zugrundelegung des Falles II. §. 16 hat man (vergl. auch §. 127) P kleiner zu nehmen als $\pi^2 J E : L^2$, wobei J wieder das Trägheitsmoment des Schaftquerschnittes und E den Elastizitätsmodul des Materials bezeichnet. Um wieviel aber P kleiner bleiben soll, oder wie gross man den Sicherheitskoeffizienten m nehmen soll, wenn wir $P = 1/m \pi^2 J E : L^2$ setzen, darüber schwanken die Ansichten, wie die Ausführungen zeigen, ebensosehr wie bei den Säulen. Man erhält, wenn man vorläufig m noch unbestimmt lässt, wegen $J = \pi/64 D^4$, wegen $E = 20000$ bei Schmiedeisen und Gussstahl, 10 000 bei Gusseisen und 1100 bei Holz, folgende Formeln für die Schaftdicke:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Schmiedeisen und Gussstahl } D = 0,10 \sqrt[3]{m \sqrt{LVP}} \\ \text{Gusseisen } D = 0,12 \sqrt[3]{m \sqrt{LVP}} \\ \text{Eichenholz } D = 0,21 \sqrt[3]{m \sqrt{LVP}} \end{array} \right\} \quad (164)$$

und hat bei

$\sqrt[3]{m} =$	1,5	2	3	4	6	8	10	15	20	25	30	40	50	60
$\sqrt[3]{m} =$	1,11	1,19	1,32	1,41	1,56	1,68	1,78	1,97	2,11	2,24	2,34	2,51	2,66	2,78

Bezeichnet man den Koeffizienten vor \sqrt{LVP} mit C , so kann man die obigen Formeln auch so schreiben:

$$\frac{D}{\sqrt{P}} = C \sqrt{\frac{L}{V}}$$

und hat nun C je nach der gewünschten Sicherheit m verschieden zu wählen. Die Praxis zeigt, wie gesagt, grosse Schwankungen von m . Bei Landdampfmaschinen, namentlich kleineren Maassstabes, findet man m sehr hoch, oft 50 bis 60. Doch sind die gewöhnlichen kleinen Dampfmaschinen nicht maassgebend, weil bei diesen ein wenig ab oder zu unwesentlich sowohl für den Materialverbrauch, als für die Wirkung ist. Bei mittelgrossen und grossen Landdampfmaschinen findet sich m zwischen 5 und 25, häufig = 20. Zum Theil kann man dies der Anwendung eines Doppelzapfens an dem einen Pleuelstangenende zuschreiben, welcher die

Stange für die Biegungen in der Zapfenebene in dem Fall I. §. 16 versetzen könnte, wonach dann m nicht unter 4 betragen dürfte.

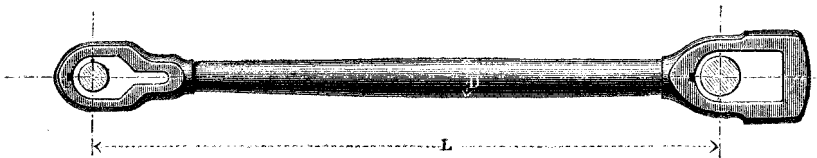
Bei $m=20$ kommt für Schmiedeisen und Gussstahl $C=0,21$.

1. *Beispiel.* Eine schmiedeiserne Pleuelstange von 3000 mm Länge, welche einen Druck von 14 400 kg erhält, einen Doppelzapfen an dem einen Ende vorausgesetzt, hiernach eine Schaftdicke $D = 0,21 \sqrt{3000 \cdot \sqrt{14\,400}} = 0,21 \sqrt{3000 \cdot 120} = 21 \sqrt{36} = 126$ mm.

Der Schaft kann nach den beiden Enden hin verjüngt werden, und zwar gemäss Fig. 4 etwa so, dass man an den Enden die Dicke $0,7 D$ anwendet und das Profil nach einer beliebigen, schwach gekrümmten Linie bildet. Dieselbe hüllt die durch Formel (23) dargestellte cykloidische Sinoide ein.

An den Enden ist der Schaft recht allmählich in die Köpfe überzuführen, damit keine zu plötzlichen Spannungswechsel in den Querschnitten entstehen. Diese zeigen sich um so nachtheiliger, je grösser die Geschwindigkeit der Stange ist. Wird letztere sehr gross, wie z. B. bei den Lokomotiven, so tritt auch noch eine merkbare Biegungsbeanspruchung im Schafte ein; es ist durch das sogenannte Peitschen der Stange bei jeder Kurbeldrehung zweimal erfolgende Hin- und Herbiegung in der Kurbelebene, welche mit den lebendigen Kräften und dem Gewicht der Stange zunimmt. Diese Biegung äussert sich bei einer gewöhnlichen Pleuelstange, welche Kolben und Kurbel einer Dampfmaschine verbindet, am stärksten an einer Stelle, welche zwischen der Schaftmitte und der Kurbelwarze liegt. Ihretwegen verlegen manche die grösste Schaftdicke ausserhalb der Stangenmitte etwas nach der Kurbel hin, wie es an der dargestellten, der Praxis entnommenen, gefällig geformten Stange geschehen ist (Fig. 518).

Fig. 518.

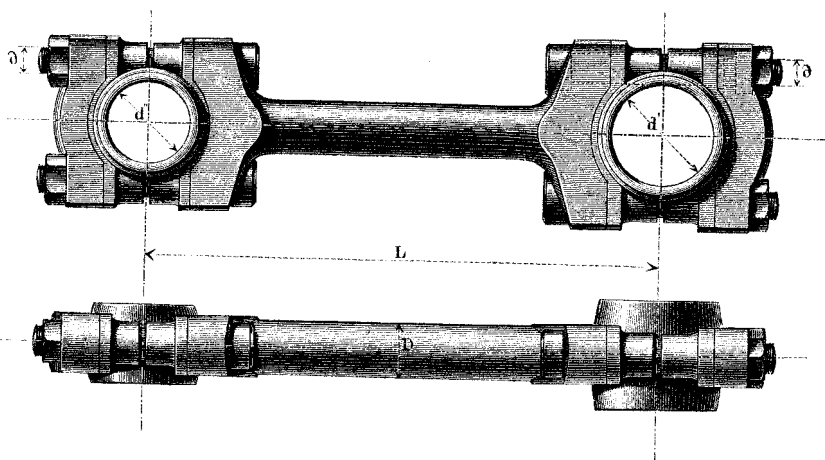


Es muss indessen bemerkt werden, dass bei den gebräuchlichen Kolbengeschwindigkeiten von 1,2 bis 1,5 Meter der Einfluss des Peitschens verschwindend ist, und durch den oben angewandten Sicherheitskoeffizienten meistens reichlich gedeckt wird. Somit ist diese Feinheit in der Formgebung mehr auf Rechnung eines

eleganten Ausdruckes der in den Theilen wirkenden Kräfte, als auf den einer Nothwendigkeit zu setzen; überdies aber erleichtert sie auch den Uebergang von dem dünneren zum dickeren Pleuelkopfe, und ist deshalb häufig durchaus empfehlenswerth.

Bei den Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, oder Schnell-Läufern, tritt die Frage wegen des Peitschens mehr in den Vordergrund. Man findet bei Allen's schnelllaufenden Dampfmaschinen mitunter die Pleuelstange sehr dick ausgeführt und die stärkste Stelle ganz nahe an die Kurbel gerückt. Doch kann dies nicht als maassgebend angesehen werden, da bei den Lokomotiven, wie im folgenden Paragraphen zu finden, der Sicherheitsgrad m trotz der hohen Geschwindigkeit klein genommen wird.

Fig. 519.



Bei den Schiffmaschinen findet sich m meistens ungemein hoch, nämlich zu 30, 40, 60 ja 80. Dabei schwankt das Verhältniss von D zu \sqrt{P} nur wenig, etwa zwischen 0,70 und 0,78. Beides mag davon herrühren, dass gewohnheitsgemäss die Pleuelschaftdicke dem Cylinderdurchmesser proportional gemacht wird (zwischen 0,085 und 0,095). Ausserdem hat man bei der Schiffmaschine darauf zu achten, dass der Unterbau sehr beweglich und nachgiebig ist, eine hohe Sicherheit sich also sehr empfiehlt. Fig. 519 stellt die Pleuelstange einer Schraubenschiffmaschine dar. Der Schaft ist ganz cylindrisch, die Köpfe sind ähulich dem in Fig. 501 gegebenen Beispiele gebildet.

2. Beispiel. Gegeben $P = 43\,000\text{ kg}$, $L = 1515\text{ mm}$ für eine Schraubenschiffmaschine. Es ist $\sqrt{P} = \sqrt{43\,000} = 207$. Bei $m = 20$ erhalten wir

also nach dem Obigen $D = 207 \cdot 0,21 \sqrt{1515 : 207} = 0,21 \cdot 207 \cdot 2,7 = 117 \text{ mm.}$
Maudslay hat aber in einem Beispiel von denselben Urangaben genommen $D = 152 \text{ mm,}$ was dem Sicherheitskoeffizienten $m = 54,7$ entspricht. Die Dicke δ der Schrauben hat man dabei genommen $= 76 \text{ mm;}$ wir würden nach Fig. 501 gemacht haben $\delta = 0,55 \sqrt{43000 : 2} = 0,53 \cdot 146,6 = 78,6 \sim 79 \text{ mm.}$ In anderen Fällen bei Schraubenschiffen findet man den Quotienten $\delta : \sqrt{0,5 P} = 0,67$ bis $0,75,$ was theilweise der Anwendung des tiefer einschneidenden flachen Gewindes zuzuschreiben ist, theilweise auch wohl dem Wunsche nach erhöhter Sicherheit Rechnung tragen mag.

§. 183.

Der vierkantige Pleuelschaft.

Soll der Schaftquerschnitt rechteckig gemacht werden, so kann man zuerst nach den Regeln des vorigen Paragraphen das Konoid, welches dem Kreisquerschnitt entsprechen würde, bestimmen und dessen Querschnitte in Rechtecke verwandeln. Bezeichnet

- h die grössere,
 - b die kleinere Seite irgend eines der zu suchenden Rechtecke,
 - ϱ den Durchmesser des Kreisquerschnittes für dieselbe Stelle,
- so nehme man, bei gegebener Höhe h :

$$\frac{b}{\varrho} = \sqrt[3]{\frac{3\pi}{16} \frac{\varrho}{h}} = 0,84 \sqrt[3]{\frac{\varrho}{h}} \dots \dots \dots (165)$$

bei gegebener Breite b :

$$\frac{h}{\varrho} = \frac{3\pi}{16} \left(\frac{\varrho}{b}\right)^3 = 0,59 \left(\frac{\varrho}{b}\right)^3 \dots \dots \dots (166)$$

und bei gegebenem Verhältniss $\frac{b}{h}$:

$$\frac{b}{\varrho} = \sqrt[4]{\frac{3\pi b}{16 h}} = 0,88 \sqrt[4]{\frac{b}{h}} \dots \dots \dots (167)$$

woraus folgende Werthe.

$\frac{h}{\delta}$	$\frac{b}{\delta}$	$\frac{b}{\delta}$	$\frac{h}{\delta}$	$\frac{h}{b}$	$\frac{b}{\delta}$
1,0	0,84	1,6	0,72	1,0	0,88
1,1	0,81	1,7	0,70	1,25	0,83
1,2	0,79	1,8	0,69	1,50	0,79
1,3	0,77	2,0	0,67	1,75	0,76
1,4	0,75	2,2	0,65	2,00	0,74
1,5	0,73	2,4	0,63	2,5	0,70

Will man den Rechteckquerschnitt des Schaftes unmittelbar berechnen, so hat man das kleinste der Trägheitsmomente des Schaftquerschnitts einzuführen, also $J = \frac{1}{12} h b^3$ zu setzen, und erhält für Schmiedeisen und Gussstahl:

bei gewähltem Werthe b :

$$h = 0,00006 m \frac{PL^2}{b^3} \dots \dots \dots (168)$$

bei gewähltem Werthe h :

$$b = 0,039 \sqrt[3]{m} \sqrt{\frac{PL^2}{h}} \dots \dots \dots (169)$$

und bei gegebenem Verhältniss von h zu b :

$$h = 0,088 \sqrt[3]{m} \sqrt[4]{\left(\frac{h}{b}\right)^3} \sqrt{LVP} \dots \dots \dots (170)$$

Für letztere Formel hat man, wenn

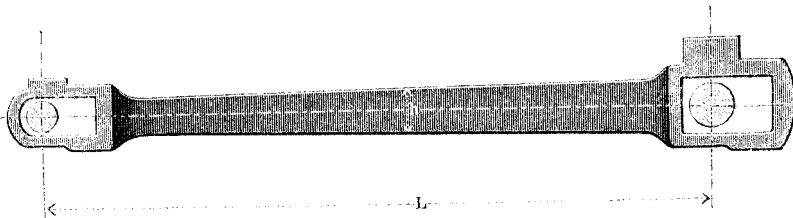
$$\frac{h}{b} = 1,5 \quad 1,6 \quad 1,7 \quad 1,8 \quad 1,9 \quad 2,0 \quad 2,1 \quad 2,2 \quad 2,3 \quad 2,4 \quad 2,5$$

$$\sqrt[4]{\left(\frac{h}{b}\right)^3} = 1,36 \quad 1,42 \quad 1,49 \quad 1,55 \quad 1,62 \quad 1,68 \quad 1,74 \quad 1,80 \quad 1,87 \quad 1,93 \quad 1,99$$

Die wichtigste Anwendung der flachgeschäfteten Pleuelstangen ist die bei den Lokomotiven. Hier wird die Sicherheit sehr klein genommen, d. h. die Stange so leicht als thunlich hergestellt, um die „störenden Bewegungen“ klein zu halten, gleichzeitig wird damit die Wirkung des Peitschens auf die Stange herabgezogen.

Was zunächst die Kolbenpleuelstange oder Treibstange betrifft, so findet sich bei derselben m zu 2 bis 1,5 herab angenommen. Dies gilt vom mittleren Querschnitt. Nach den Enden zu, namentlich dem Querhauptende, findet Verjüngung auf 0,8 bis 0,7 der Höhendimension statt, so dass dort eine Druck- und Zugspannung

Fig. 520.



von 5 kg bei Gussstahl nicht selten vorkommt. Eine Lokomotivtreibstange stellt Fig. 520 dar. Nach dem Kurbelende hin nimmt hier die Höhe h noch zu, was die Anfertigung und den Formenübergang erleichtert.

2. *Beispiel.* Gegeben bei einer Lokomotive der Druck auf die Treibstange $P = 13\,000$ kg, ferner die Länge $L = 1830$ mm, das Verhältniss $h : b = 2,5$. Dann ist bei $m = 1,5$ d. i. $\sqrt[3]{m} = 1,1$ (s. §. 182) zu machen $h = 0,088 \cdot 1,1 \cdot 1,99 \cdot \sqrt[3]{1830 \cdot 13\,000} = 0,088 \cdot 1,1 \cdot 1,99 \cdot 456,7 \approx 88$ mm, also $b = 0,4 \cdot 88 \approx 35$ mm. Eine Ausführung für dieselben Urangaben (Borsig) zeigt $h = 85$ mm, $b = 36$ mm. Andere zusammengehörige Werthe, welche guten Ausführungen entnommen wurden, sind:

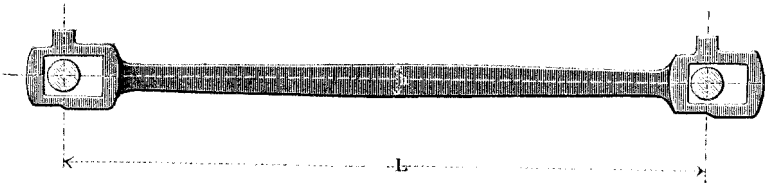
$$P = 11\,500 \text{ kg, } L = 1654 \text{ mm, } h = 85 \text{ mm, } b = 33 \text{ mm,}$$

$$P = 14\,600 \text{ kg, } L = 1700 \text{ mm, } h = 95 \text{ mm, } b = 36 \text{ mm.}$$

Beide entsprechen einem Sicherheitskoeffizienten $m = 1,5$ bis $1,6$.

Bei den Kuppelstangen der Lokomotiven ist die Wirkung des Peitschens noch weit stärker als bei den Treibstangen. Fig. 521

Fig. 521.



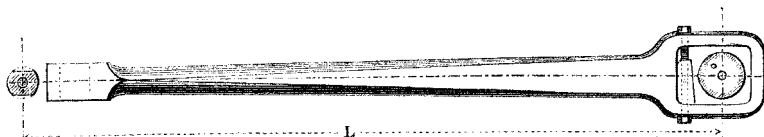
stellt eine solche Stange dar. Die Keilungen der Schalen liegen je auf derselben Seite des Zapfens, damit die Nachstellung nicht die Stangenlänge verändert; aus demselben Grunde, nämlich wegen Gleichheit der Abnützungen, sind die Längen der beiden Zapfen gleichgross zu machen (siehe §. 92). Bei Berechnung des Schaftquerschnittes wird vorausgesetzt, dass jedes der zu kuppelnden Räder gleichen Antheil an der Widerstandskraft am Umfang habe. Demnach kommt bei zwei gekuppelten Räderpaaren auf die Kuppelstange die Hälfte der Triebstangenkraft, bei drei gekuppelten Paaren auf die erste Kuppelstange $\frac{2}{3}$, auf die zweite $\frac{1}{3}$ jener Kraft. Hierbei muss aber Rücksicht auf den Umstand genommen werden, dass unter Umständen eines der Räder gleiten kann. Dies führt dahin, dass man für die Kuppelstange den Koeffizienten m nicht so klein wählen sollte, als für die Treibstange. Es empfiehlt sich, mit m nicht unter 2 zu gehen oder lieber noch etwas höher damit zu bleiben, wenigstens bei zwei gekuppelten Rädern. Dann kann nämlich das Gleiten eines Rades nie die Kuppelstange in unmittelbare Gefahr bringen.

3. *Beispiel.* Die oben als Beispiel benutzte Lokomotive habe zwei gekuppelte Räderpaare. Dann ist die auf die Kuppelstange kommende Kraft $P = 13\,000 : 2 = 6\,500$ kg. Die Stangenlänge L sei 2563 mm, $h : b$ wieder $= 2,5$. Setzen wir nun einmal $m = 2$, so kommt nach (170) $h = 0,088$.

$1,19 \cdot 1,99 \sqrt{2563 \sqrt{6500}} = 0,088 \cdot 1,19 \cdot 1,99 \cdot 454,42 \approx 99 \text{ mm}$, b also = $0,4 \cdot 99 \approx 39 \text{ mm}$. Man hat bei jener Ausführung (Borsig) für dieselben Urangaben genommen $h = 98 \text{ mm}$, $b = 39 \text{ mm}$. Andere Beispiele zeigen die Sicherheitskoeffizienten 1,9, 2,11, 2,8 u. s. w.

Einen Schaft mit gemischtem Querschnitt, aus dem Kreis ins Rechteck übergehend, zeigt die in Fig. 522 abgebildete, sehr elegant gebaute Pleuelstange einer Porter-Allen'schen Dampfmaschine.

Fig. 522.



Beim Kurbelzapfen ist der vordere Anlauf zum Abnehmen eingerichtet, weshalb die Schalen so wie bei dem Kopf, Fig. 502, gestaltet werden konnten. L ist bei dem Original = $5'$ engl. Vergl. auch Fig. 535.

§. 184.

Der geflügelte und der gerippte Pleuelschaft.

Der schon bei den Achsen angewandte kreuzförmige Querschnitt ist für den gusseisernen Schubstangenschaft besonders gut geeignet. Hier wird am besten zuerst der ideelle runde Schaft gemäss Fig. 5 verzeichnet, das Höhenprofil angenommen und darauf das Breitenprofil aufgesucht. Ist an irgend einer Stelle:

d der Durchmesser des runden ideellen Schaftes,

h und b die Rippenhöhe und Breite,

so wähle man b derart, dass

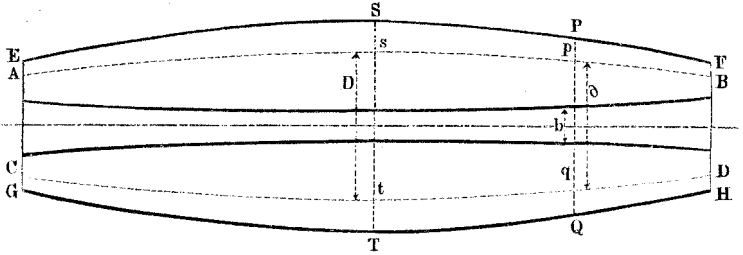
$$\frac{d}{h} = \frac{b}{h} \sqrt[3]{\frac{16}{3\pi}} \sqrt[4]{\left(\frac{b}{h}\right)^3 + \frac{h}{b}} - 1 \dots \dots (171)$$

woraus folgende Tabelle.

$\frac{d}{h}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{d}{h}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{d}{h}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{d}{h}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{d}{h}$	$\frac{b}{h}$
0,643	0,10	0,700	0,14	0,748	0,18	0,816	0,25	0,901	0,36
0,653	0,11	0,714	0,15	0,758	0,19	0,831	0,27	0,928	0,40
0,673	0,12	0,724	0,16	0,768	0,20	0,855	0,30	0,958	0,45
0,690	0,13	0,736	0,17	0,789	0,22	0,872	0,33	0,987	0,50

1. Beispiel. Zu Fig. 523 bedeutet $ABCD$ den ideellen runden Schaft für die zu konstruierende gusseiserne Pleuelstange; $EFGH$ ist das nach

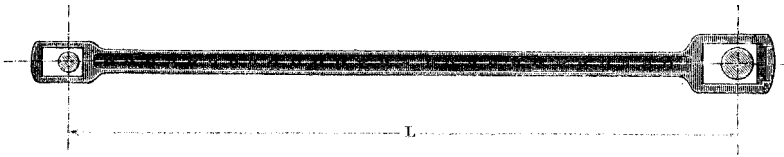
Fig. 523.



dem Geschmack gewählte Höhenprofil, und es verhalte sich nun z. B. $ST : st$ wie $1,5 : 1$, so ist hier $\delta : h = 0,667$, und daher nach Spalte 1 und 2, Zeile 3 die Rippendicke $b = 0,12 h = 0,12 ST$ zu machen. Ist $PQ = 1,4 pq$, also bei der Stelle P das Verhältniss $\delta : h = 1 : 1,4 = 0,7$, so hat man dort die Flügeldicke b nach Spalte 3 und 4, Zeile 1: $= 0,14 \cdot PQ$ zu nehmen.

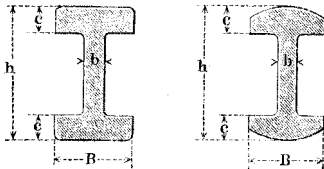
Das Bestreben leicht zu bauen, hat dahin geführt, den gerippten oder Doppel-T-Querschnitt bei den Lokomotiven zu verwenden. Eine Kuppelstange mit solchem Schaft zeigt Fig. 524.

Fig. 524.



Man wendet nur leichte äussere Schwellung an, die bei der Kleinheit unserer Figur nicht andeutbar ist.

Der Querschnitt ist sowohl mit geradlinigem als mit gerundetem Profil, Fig. 525, ausgeführt worden. Unter Vernachlässigung der Rundung hat man bei den eingeschriebenen Bezeichnungen das (kleinste) Trägheitsmoment des Querschnittes



$$J = \frac{1}{12} \left(2 c B^3 + (h - 2 c) b^3 \right)$$

Behufs Berechnung setzen wir dasselbe gleich dem eines für die Kräfte berechneten Rechteckquerschnittes von der Höhe h und der Breite b_0 (vergl. §. 163) und erhalten dann

Fig. 526.

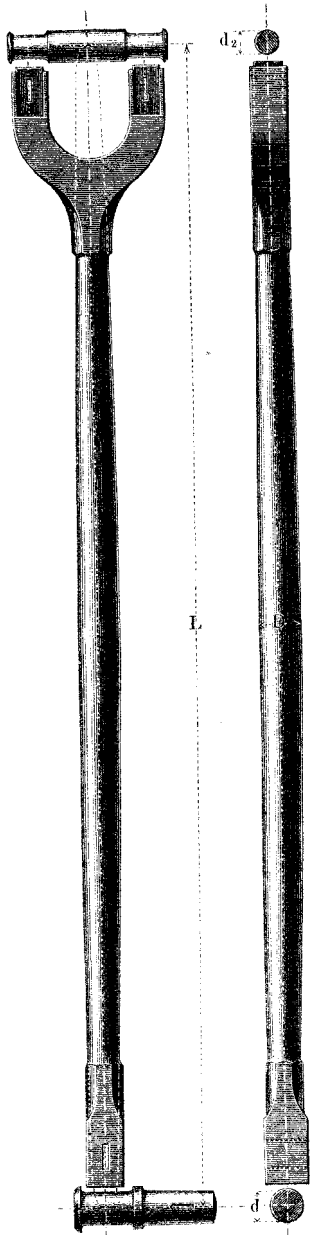
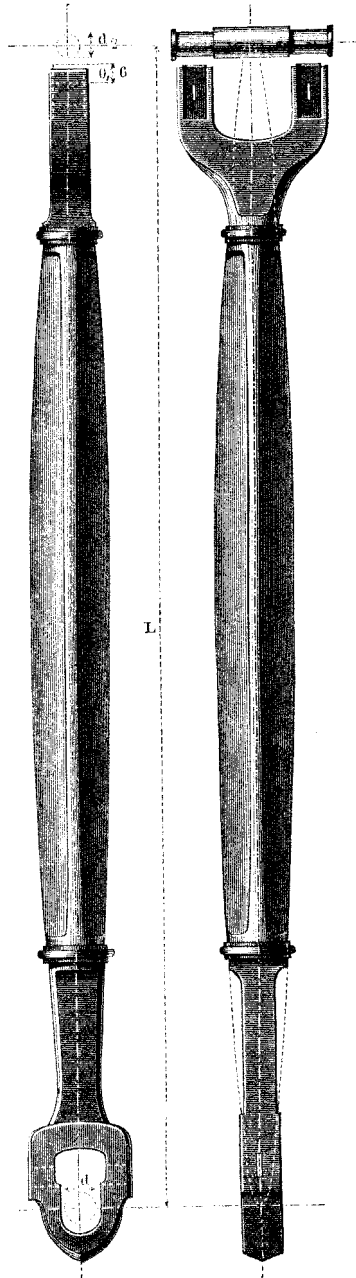


Fig. 527.



$$\frac{b_0}{b} = \sqrt[3]{1 + 2 \frac{c}{h} \left(\left[\frac{B}{b} \right]^3 - 1 \right)} \dots (172)$$

Hieraus kann man, nachdem die Verhältnisse $c:h$ und $B:b$ gewählt sind, die numerischen Werthe leicht ermitteln.

2. *Beispiel.* Eine bewährte gerippte Kuppelstange einer Lokomotive (Krauss u. Comp.) hat im Mittelschnitt die Abmessungen $h = 80$ mm, $b = 10$ mm, $B = 47$ mm, $c = 15$ mm; ferner ist $L = 2450$ mm und $P = 4950$ kg. Wir wollen hieraus den angewandten Sicherheitsgrad m ermitteln, und haben nach (172) zunächst $b_0 = b \sqrt[3]{1 + \frac{2c}{h} \left(\left[\frac{B}{b} \right]^3 - 1 \right)} = 10 \cdot 3,41 \approx 34$ mm. Es folgt nun $m = (100\,000 : 6) (h b_0^3 : P L^2) = 100\,000 \cdot 80 \cdot 34^3 : 6 \cdot 4950 \cdot 2450^2 = \text{nahe } 1\frac{3}{4}$. Die ganze Stange wiegt montirt nur 125 Pfund.

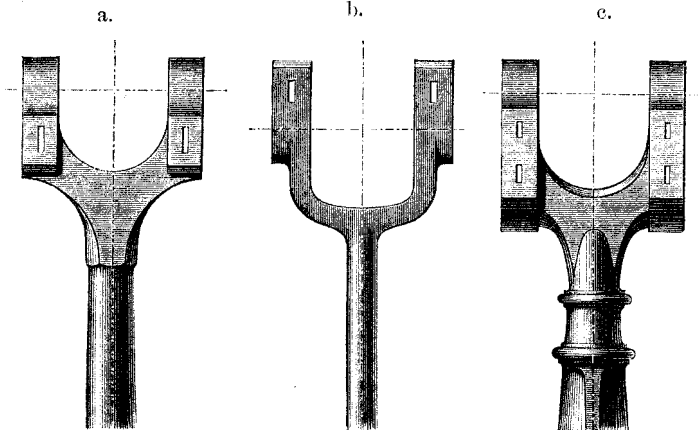
§. 185.

Schmiedeeiserne und gusseiserne Pleuelstange.

Die vorstehenden Figuren (a. v. S.) führen eine schmiedeeiserne Pleuelstange mit rundem Schaft und eine gusseiserne Flügelstange vor Augen. Bei der gusseisernen Stange liebt man es, den geflügelten Theil des Schaftes durch Bundringe von den Kopfenden zu trennen. Der untere, der Kurbel zugewandte Kopf erhält einen vierkantigen Hals, welcher mit seiner flachen Seite der Kurbel zugewendet und etwas länger ist, als der Kurbelarm vermehrt um die halbe Nabendicke. Er verstattet, die Pleuelstange recht nahe an die Kurbel zu bringen.

Einige besondere Formen für die gabelförmige Endung der Pleuelstangen zeigen die folgenden drei Figuren. Fig. 528a liefert

Fig. 528.



eine weit kürzere Gabel, als die in Fig. 528b ist; Fig. 528c passt für den rechteckigen, an den schmalen Seiten abgerundeten Schaftquerschnitt; Fig. 528 ist für sehr lange gusseiserne Pleuelstangen geeignet. Die Kappen der Lagerschalen sind hier an beiden Enden geschlossen, und es findet das Nachtreiben der Schalen wie beim Sharp'schen Pleuelkopf mit Hilfe einer Druckplatte statt. Manchmal ist eine Pleuelstange in Form eines Rahmens auszuführen, welcher rechteckig oder trapezförmig zu machen ist. Die Schenkel dieses Rahmens sind ähnlich wie einzelne Pleuelstangen, Kopf- und Fusstheil wie Querhäupter zu behandeln, über welche das nächste Kapitel Aufschluss gibt.

Fünfzehntes Kapitel.

Q U E R H Ä U P T E R.

§. 186.

Verschiedene Arten von Querhäuptern.

Querhäupter oder Kreuzköpfe sind die Zapfenverbindungen, welche den Gelenkzusammenhang zwischen den Pleuelstangen und den durch sie zu schiebenden Kolbenstangen, Schlitten, Pumpenkolben u. s. w. zu vermitteln haben. Sie werden mit Stirn-, Doppel- und Gabelzapfen, vorwiegend aber mit den beiden letzten Zapfenarten ausgeführt, und könnten als die losgetrennten Köpfe von Hebeln angesehen werden, welchen man in Ersetzung der führenden Hebelarme durch andere Führungstheile eine bestimmte Bahn vorschreibt. Die Führung geschieht in der Regel entweder mittelst Gelenkführungen (Parallelogramm u. s. w.), oder mittelst Gleis- oder Schienenführungen, oder auch endlich man überlässt die Führung des Querhauptes den Stangen (Kolbenstangen, Schieberstangen), an welche sie angreifen, und gibt ihm deshalb keine besonderen führenden Theile. Hiernach unterscheiden wir:

1. Freigehende Querhäupter,
2. Querhäupter mit Lenkzapfen,
3. Querhäupter mit Gleisführung,

bei welcher Eintheilung wir auf die Art des angewandten Zapfens keine besondere Rücksicht nehmen.

§. 187.

Freigehende Querhäupter.

Zwei kleine freigehende Querhäupter aus Schmiedeeisen zeigen Fig. 529 a und b. Sie haben (schmiedeeiserner) Doppelzapfen. Die Kolbenstange nehme man im Querhaupt nicht dünner als d_2 .

Fig. 529.

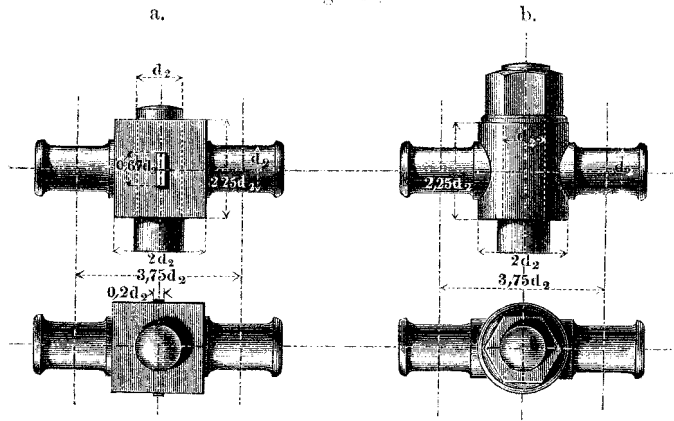
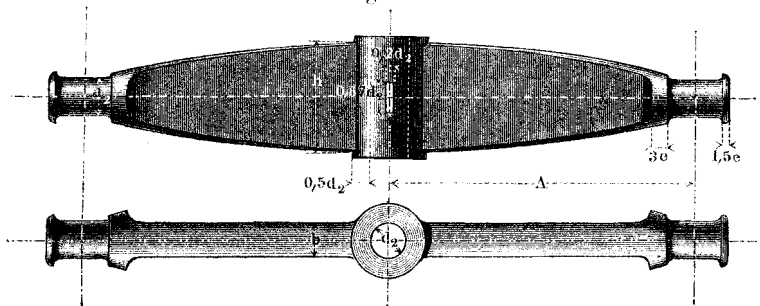


Fig. 530.



Eine Ausdehnung der vorigen Konstruktionen zeigt Fig. 530. Dieses Querhaupt erhält gute Verhältnisse, wenn man seine Höhe h in der Mitte nimmt:

$$h = 2,5 d_2 + \frac{A}{14} \dots \dots \dots (173)$$

wobei A noch die Armlänge bezeichnet; ferner nehme man sodann für die konstante Armbreite b , da der Zapfendruck den Arm gerade wie bei einem Stirnzapfenhebel beansprucht:

$$b = \frac{P A}{2 h^2} \dots \dots \dots (174)$$

Die Profilkurve verzeichne man nach einer der Verfahrungsweisen in §. 142.

1. *Beispiel.* Gegeben die Belastung $P = 4000 \text{ kg}$ und die Armlänge $A = 400 \text{ mm}$ eines Querhauptes nach Fig. 530. Nach (94) ist $d_2 = \sqrt{2000} \sim 45 \text{ mm}$; wir wählen nun nach (173) $h = 2,5 \cdot 45 + 400 : 14 = 112,5 + 28,6 \sim 140 \text{ mm}$, und haben nach (174): $b = 2000 \cdot 400 : 140^2 = 40 \text{ mm}$. Wanddicke der Nabe $= 0,5 \cdot d_2 = 0,5 \cdot 45 \sim 23 \text{ mm}$, Keilhöhe $= 0,67 \cdot 45 = 30 \text{ mm}$, Keildicke $= 0,2 \cdot 45 = 9 \text{ mm}$.

2. *Beispiel.* Der 3000pferdige Raddampfer „La Plata“ hat Dampfcylinder von 103" engl. oder 2616 mm Durchmesser bei einem auf höchstens 26 Pfund auf den Quadratzoll oder $1\frac{3}{4} \text{ Atm.}$ anzunehmenden Ueberdrucke, was einer Belastung P des Kolbens von rund 102000 kg entspricht. Die mächtigen Querhäupter der Dampfkolben haben die obige Konstruktion und zwar sind sie mit einer Armlänge $A = 68"$ oder 1727 mm ausgeführt. Der Erbauer, Napier, hat genommen: $h = 28"$ oder 711 mm, $b = 7"$ oder 178 mm, die Zapfendicke $d_2 = 10"$ oder 254 mm, die Zapfenlänge $= 15"$ oder 381 mm, was fast genau einem unserer gewöhnlichen Stirnzapfen nach §. 91 entspricht; ferner die Hülsenhöhe $= 30"$ oder 762 mm, die Hülsenwanddicke $= 5"$, die Bohrung 10". Wir würden nach den obigen Formeln erhalten: $d_2 \sim 225 \text{ mm}$, $h = 685 \text{ mm}$, $b = 185 \text{ mm}$, wobei der Arm etwas weniger, der Zapfen etwas mehr Sicherheit erhielte als bei Napier.

§. 188.

Querhäupter mit Gelenkführung.

Die Querhäupter, welche durch Gelenkführungen geleitet werden sollen, erhalten aus den Tragzapfen noch zwei Lenkzapfen, welche als Fortsätze der Tragzapfen ausgeführt werden. Ein schmiedeisernes Querhaupt mit Lenkzapfen zeigt Fig. 531 (a. f. S.) sehr geeignet für die Kolbenstange von Balancierdampfmaschinen, und schon von Watt angewandt. Bezugeinheit:

$$d_1 = \sqrt{P} + 5 \dots \dots \dots (175)$$

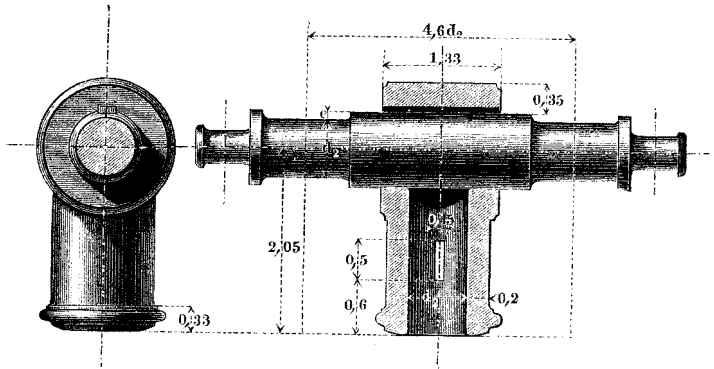
wobei P die ganze Belastung des Querhauptes ist. Dasselbe gilt von den reinen Verhältnisszahlen der übrigen nun noch folgenden

Querhäupter. Die Belastung P_3 der Lenkzapfen kann aus derjenigen P_2 der Querhauptzapfen durch folgenden Ausdruck bestimmt werden:

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{\sin \alpha}{\cos \beta} \dots \dots \dots (176)$$

wenn α den grössten Winkel bezeichnet, um welchen die an d_2 angreifende Pleuelstange von der Schubrichtung des Querhauptes ab-

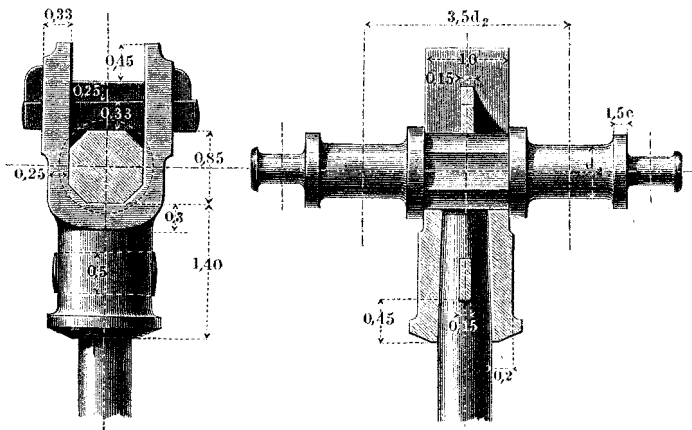
Fig. 531.



weicht, und β den Winkel, welchen der am Lenkzapfen angreifende Gegenlenker mit der Normalen zu jener Schubrichtung einschliesst, wenn α ein Maximum ist; letzteres ist auf der Zeichnung leicht zu finden.

Beispiel. Der Winkel α sei im Maximum 20° , und gleichzeitig $\beta = 15^\circ$, so hat man $\sin \alpha : \cos \beta = 0,3420 : 0,9659 = 0,35$; es ist also nach (176) $P_3 = 0,35 P_2$.

Fig. 532.



Der Winkel α steigt gewöhnlich nur dann bis auf 20° oder mehr, wenn die Pleuelstange auf eine Kurbel wirkt, wie es bei direkt wirkenden Dampfmaschinen der Fall ist; steht sie dagegen mit einem Balancier im Zusammenhang, so übersteigt α selten 10° .

Ein zweites schmiedeeisernes Lenkzapfen-Querhaupt zeigt Fig. 532. Dasselbe bietet die Bequemlichkeit, dass man die Kolbenstange leicht von der Querhauptachse ablösen kann und eignet sich sehr gut für direkt wirkende Dampfmaschinen.

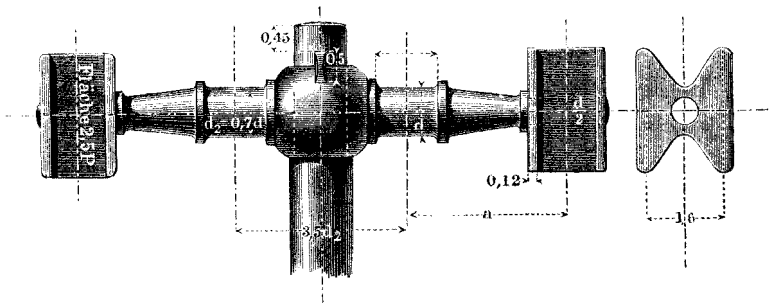
§. 189.

Querhäupter mit Gleisführung.

Die Querhäupter mit Gleisführung kommen vorzugsweise bei den Dampfmaschinen und Pumpen zur Anwendung und werden in zahlreichen Abänderungen ausgeführt. Diese unterscheiden sich wesentlich in der Zahl und Anbringungsweise der Führungsschienen oder Gleise.

Fig. 533 zeigt ein viel gebräuchliches Querhaupt für vier Gleise. Geht die Maschine stets in demselben Sinne herum und

Fig. 533.



presst der Kolbendruck den Kolben immer in der Richtung seiner Bewegung oder immer gerade entgegengesetzt, so werden bloss die auf einer Seite des Querhauptes liegenden Schienen gepresst, die beiden anderen dienen dann nur dazu, den zufällig auf Abheben der Gleitpfannen von den Gleisen wirkenden Kräften zu begegnen; findet dagegen zeitweise ein Pressen in der Bewegungsrichtung des Kolbens, zeitweise ein solches gegen die Bewegungsrichtung statt, so wird das Querhaupt abwechselnd nach beiden

Seiten gedrückt. Auch bei gewöhnlichen Dampfmaschinen tritt nicht nur beim Gegendampfgeben, sondern auch schon in Folge des Voreilens des Dampfschiebers dieser Richtungswechsel der Querhauptpressung, allerdings aber nur gerade am Ende des Schubes, ein. Die Pfannen sollen womöglich aus einem weicheren Material bestehen als die Schienen, damit letztere möglichst wenig abgenutzt werden. Aus demselben Grunde ist es gut, beim Kolbendruck P die Gleitflächen der einzelnen Pfannen nicht unter $2,5 P$ zu nehmen; manche gehen bis zum doppelten Werthe, also $5 P$. Der auf die Gleitpfanne kommende Flächendruck p beträgt hierbei unter Voraussetzung der gebräuchlichen Verhältnisse zwischen Kurbelarm und Pleuelstangenlänge etwa $\frac{1}{12} \text{ kg}$ im ersteren, $\frac{1}{24} \text{ kg}$ im letzteren Falle. Sind nämlich $p_1, p_2, v_1, v_2, f_1, f_2$ die Flächendrucke, Gleitungsgeschwindigkeiten und Reibungskoeffizienten für Gleitbahn und Kurbelzapfen, so sind daselbst die linearen Abnutzungen pro Sekunde: $U_1 = \mu_1 p_1 v_1 f_1$, $U_2 = \mu_2 p_2 v_2 f_2$, wobei noch μ_1 und μ_2 Materialkoeffizienten sind. Der Mehrzahl nach sind die genannten Grössen während des Kolbenlaufes veränderlich. Gelten sie aber für gleiche Zeitmomente, so ergibt der Vergleich für die betreffenden Stellen das Verhältniss der Abnutzungen:

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{\mu_1 p_1 f_1 v_1}{\mu_2 p_2 f_2 v_2}$$

Für die Gleitbahn tritt ein Maximum der Abnutzung ungefähr in der Mitte der Bahn ein, wo v_1 annähernd $= 2 \pi R n : 60 \cdot 1000$, und $v_2 = \pi d n : 60 \cdot 1000$. Bei gleichen Werthen für μ und U ergibt sich hierdurch aus der vorigen Gleichung

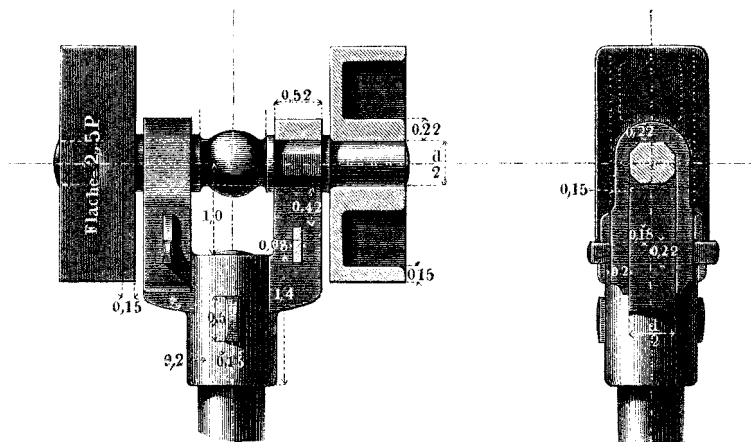
$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{d}{2R},$$

welches Verhältniss im Mittel nahe bei $\frac{1}{12}$ liegt, also, da $p_2 = 1 \text{ kg}$, für p_1 den Werth $\frac{1}{12} \text{ kg}$ gibt. Soll aber berücksichtigt werden, dass beim Kurbelzapfen wechselseitige, bei der Gleitbahn einseitige Belastung herrscht, so kann für p_2 nur etwa $\frac{1}{2} \text{ kg}$, also für p_1 nur $\frac{1}{24} \text{ kg}$, empfohlen werden. Bei ungewöhnlich kleinem Verhältniss von $L : R$ lege man dieses unmittelbar der Ermittlung des Druckes Q auf das Querhaupt zu Grunde, indem dieser in der Mitte der Bahn annähernd $= P \cdot R : L$ ist.

Bei dem Querhaupt in Fig. 534 ist der Kraftzapfen ein Gabelzapfen, welcher hier ausserdem kugelförmig gestaltet ist; das auf der Kolbenstange befestigte Gabelstück ist aus Schmiedeeisen ange-

nommen; soll es aus Gusseisen gemacht werden, so ist die Wanddicke seiner Hülse auf $0,28 d_1$, deren Länge auf $1,75 d_1$ zu erhöhen.

Fig. 534.



Die Schienen sind hier der Kolbenstange bedeutend näher gerückt, als im vorigen Falle.

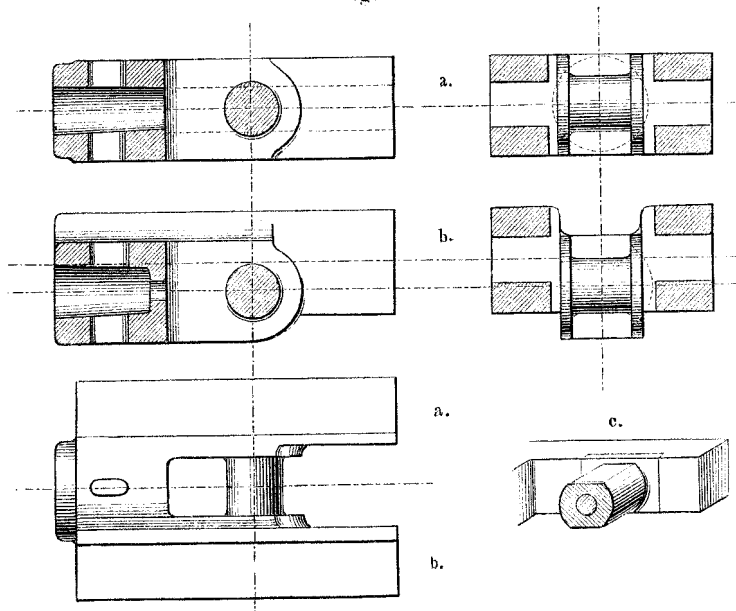
Die amerikanischen Lokomotiven zeigen in sehr grosser Zahl eine ungemein einfache Konstruktion für das viergleisige Querhaupt, siehe Fig. 535 a und b (a. f. S.). Sehr gebräuchlich ist es dabei, die Mittelebene der Gleitbahn, wie bei (b), oberhalb der Kolbenstangenachse anzubringen, wodurch konstruktive Vortheile für den Rahmenbau erzielt werden. Das Querhaupt ist aus Gusseisen hergestellt, der Gabelzapfen ihm ohne weiteres angegossen. Derselbe wird mittelst einer besonderen Vorrichtung abgedreht. Porter benutzt bei seiner vortrefflich ausgeführten Porter-Allen'schen Dampfmaschine eine ganz ähnliche Konstruktion wie die bei (a), setzt aber den stählernen Gabelzapfen besonders ein, wie bei (c) erkennbar (vergl. auch Fig. 522). Die hier angedeutete Abflachung des Gabelzapfens erleichtert sehr den Zutritt des Schmieröls; sie wird auch von einzelnen Anderen ausgeführt*). Die Gleitflächen der Querhäupter amerikanischer Maschinen zeigen eine ähnliche Grösse, wie sie vorhin empfohlen wurde.

Beispiel. Personenlokomotive Wood Burning; 16" Cylinderdurchmesser, 110 Pf. Dampfspannung, gibt $P = 10016 \text{ kg}$; die Gleitflächen messen $13\frac{3}{4}$ auf $2 \times 27\frac{7}{8}$ ", d. i. $e \sim 51000 \text{ qmm}$, was sehr nahe $= 5 P$.

*) Vergl. Engineering 1880 Januar, S. 70, Brown's (in Winterthur) horizontale Dampfmaschine.

Die vorliegenden Querhäupter sind meist an den Gleitflächen mit Weissmetall, auch Bronze gefüttert; auch Glasfutter sollen sich gut bewährt haben; Versuche mit Hartglas würden sich bei uns empfehlen.

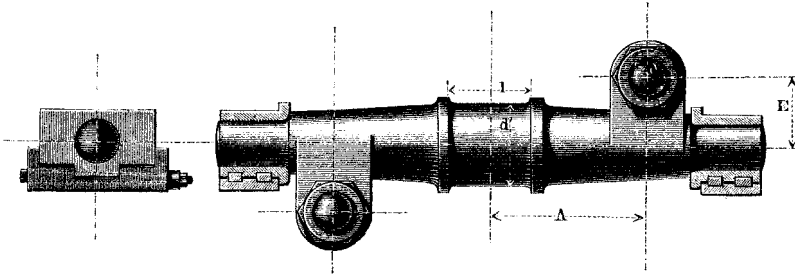
Fig. 535.



Auf den Schraubenschiffen hat sich nach und nach eine Bauart der Dampfmaschine eingeführt, welche ein eigenthümliches Querhaupt erfordert. Es ist die Bauart mit sogenannter rückkehrender Pleuelstange, wobei die Kurbelachse zwischen Cylinderdeckel und Querhaupt zu liegen kommt, und deshalb die Kolbenstange in zwei gegen die Kurbelachse geschränkt liegende Stangen aufgelöst wird. Es sind mehrere Querhauptformen für diesen Fall typisch geworden. Fig. 536 stellt eine derselben dar (Maudslay). Von dem achsenförmig gestalteten Querhaupt ragen zwei Dillen zur Aufnahme der Kolbenstange hervor. Der Abstand E wird durch die Dicke der Kurbelachse bedingt, A durch die Breite der Arme der Kurbel (Wellenkröpfung). Die Querhauptpfannen liegen hier ausserhalb der Kolbenstangen; Andere (z. B. Ravenhill) verlegen sie zwischen den Zapfen d' und die Kolbenstangen, wo, wie man sieht, der nöthige Raum auch zu finden ist. Die Unterstücke der Pfannen bestehen aus Bronze und sind mittelst der Keile

stellbar. Die Dimensionen des Querhauptes bestimmt man wie die einer Achse, wobei nicht zu vergessen, dass die an dem Arme *E* angreifenden Kräfte ausser der Biegung mit dem Arme *A* noch jede eine Verdrehung des Schaftes herbeiführen. Nach gefundenem

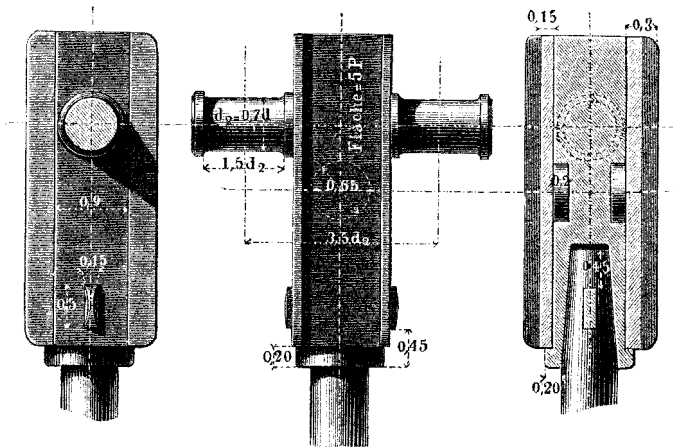
Fig. 536.



Werthe d' ist l' so zu wählen, dass der Flächendruck des Zapfens nicht zu gross ausfällt. Englische Dampfer zeigen an diesem Zapfen den Flächendruck 0,6, 0,8, 1 bis $\frac{4}{3}$ kg. Die Schraubendicke \varnothing ist wieder nach (161) zu nehmen.

Fig. 537. Stephenson'sches Querhaupt. Die Schienen sind so nahe zusammengedrückt, dass je zwei in einander übergegangen

Fig. 537.

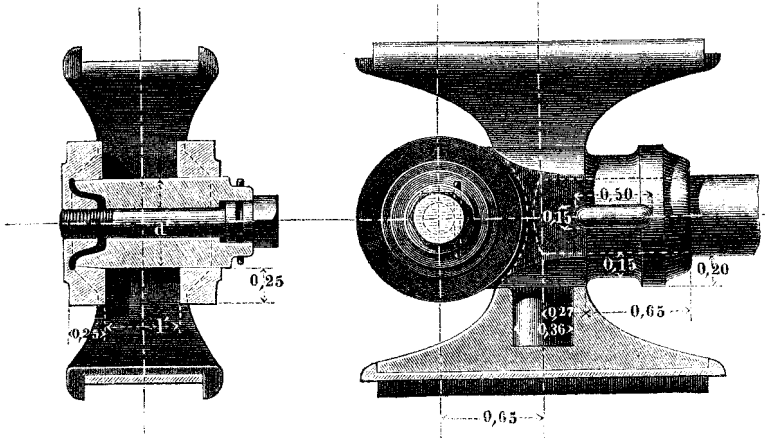


sind, so dass das Querhaupt, statt viergleisig wie die beiden vorigen, ein zweigleisiges wird. Die beiden Zapfen des schmiedeisernen Mittelstückes werden von dem Gabelkopfe einer langgeschlitzten Pleuelstange ergriffen. Als Material der Pfannen kann

sehr gut Bronze genommen werden, die Gleitfläche derselben ist, um bei den obigen Annahmen zu bleiben, = $5P$ zu machen; jedoch findet man in der Praxis der Lokomotiven, wohl wegen des beschränkten Raumes, kleinere Gleitflächen, z. B. solche, die bis $2,5P$ herabgehen.

Ein ebenfalls für zwei Schienen eingerichtetes Querhaupt Borsig'scher Konstruktion zeigt Fig. 538. Dasselbe ist für einen

Fig. 538.



Gabelzapfen eingerichtet, dessen Projektion $U. d'$ man ja nicht zu klein nehmen sollte. Die Raumbeschränkung ist freilich meistens sehr stark an diesem Punkte, so dass man den Flächendruck p dort oft über 2, ja 3 kg und darüber findet; die Erwärmung und Abnutzung des Zapfens und der Pleuelstangenpfanne sind dabei aber auch entsprechend bemerkbar. Beachtenswerth ist die Befestigungsart des Zapfens. — Die aus Gusseisen bestehenden Gleitpfannen sind mit einer sorgfältig eingepassten Bronzeplatte belegt, die durch zwischen sie und die Pfanne geschobene Kupfer- oder Zinkplatten nachgestellt werden kann.

Fig. 539 zeigt ein neueres bemerkenswerthes Querhaupt, wie es auf der französischen Westbahn im Gebrauch ist. Der Körper besteht aus Schmiedeeisen, die Gleitplatten und die Ausbüchse des Pleuelkopfes aus Stahl. Bemerkenswerth ist die eigenthümliche Befestigung der Pleuelstange mittelst eines auf deren Kopf gesetzten Querkeiles unter Zuhülfenahme einer viertheiligen konischen Stahlhülse. Da es sich um eine Normalkonstruktion handelt, sind einige Abmessungen beigeschrieben. Die Gleitflächen scheinen

nicht gross. An dem Bolzen würde die etwas komplizierte Form des Kopfes wohl durch die punktirt eingetragene runde mit abgeschnittem Segment sich mit Vortheil ersetzen lassen.

Fig. 539.

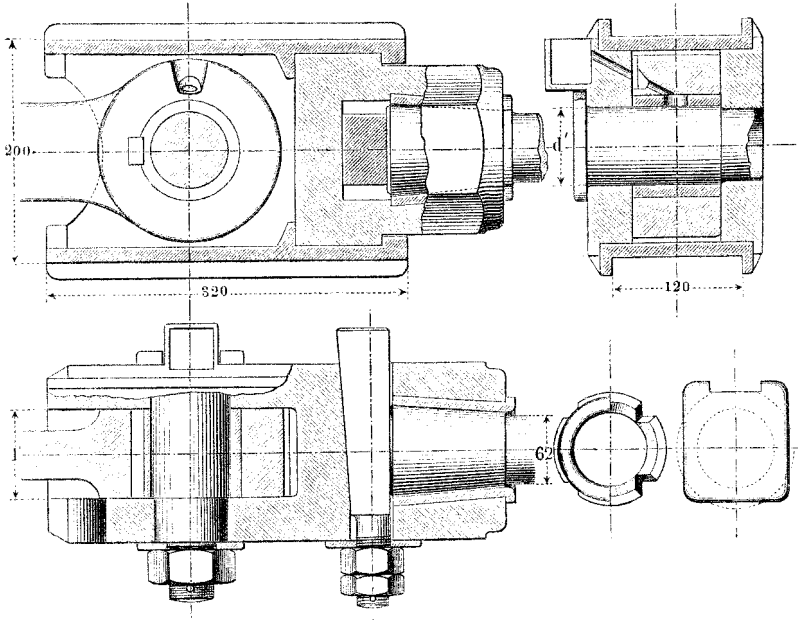
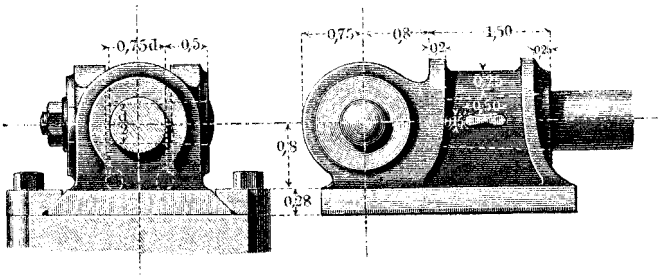


Fig. 540 zeigt ein Querhaupt, bei welchem eine einseitige Schienenleitung angewandt ist, weshalb es ein eingleisiges Quer-

Fig. 540.

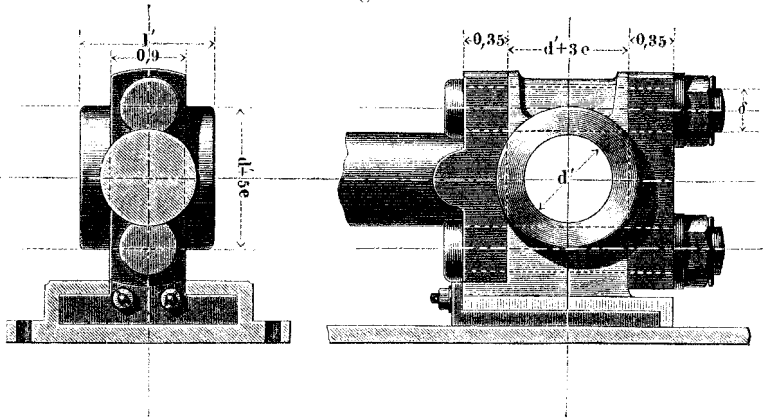


haupt genannt werden kann. Dasselbe dient für solche Fälle, wo die Umdrehungsrichtung immer in einem und demselben Sinne stattfindet, der Schiendruck also auch stets einseitig wirkt. Für

die zufälligen Hebekräfte und gegen die Wirkung des Voreilungsdruckes bei Dampfmaschinen (s. S. 480) sind die schrägen (besser rechteckig ausgeschnittenen) Schutzschienen angebracht. Die Gleitfläche des (gusseisernen) Querhauptkörpers ist nicht unter $5P$, womöglich grösser zu nehmen*).

Eine zweite Form eines eingleisigen Querhauptes zeigt Fig. 541. Dasselbe ist einer Schiffsmaschine von Humphry Tennant entnommen, und ist geeignet, Schiendruck nach beiden Richtungen aufzunehmen, zu welchem Ende die Deckschienen der vorigen Konstruktion sehr ausgedehnt sind. Statt des Zapfens ist hier das Lager in das Querhaupt aufgenommen, was der Pleuelkopfkonstruktion in Fig. 538 entspricht. Die Ausgleichung der Abnutzung findet in der Vertikalfuge durch Einwechseln von dünnen Kupferplatten statt, welche nach jedem Wechsel dünner

Fig. 541.



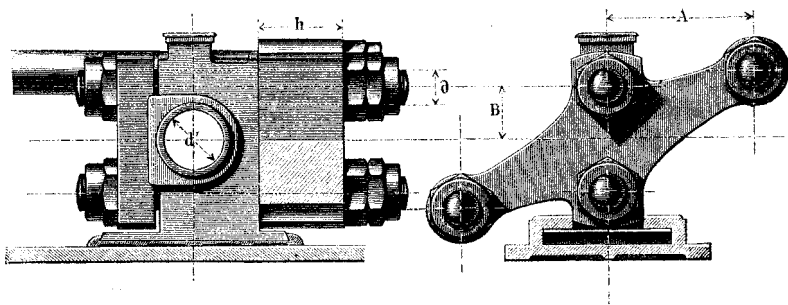
gewählt werden; in der Horizontalfuge (an den Gleitschienen) dagegen wird das herausnehmbare Unterstück durch in die Fuge geschobene, jedesmal dicker gewählte Kupferplatten zum Anschliessen gebracht. Die ganze Konstruktion erscheint für viele Fälle empfehlenswerth. Das hier von Bronze vorausgesetzte Mittelstück kann unter passenden Abänderungen aus Gusseisen hergestellt werden, wobei die Zapfenhöhlung mit einem Weissgussfutter auszukleiden sein würde. Als Bezugszahl für die Verhältnisszahlen ist hier die Einheit in Formel (161) zu benutzen, und

*) Ein eingleisiges Querhaupt für Lokomotiven, konstruirt von Stroudley, s. Engineering 1867, Febr., S. 65.

dabei für d die Dicke des normalen gleichwerthigen schmiedeisernen Stirnzapfens einzuführen. Die Schraubendicke \varnothing ist nach Formel (162) zu nehmen.

Ein ebenfalls sehr schönes eingleisiges Querhaupt (Napier) bestimmt für die oben besprochene Dampfmaschine mit rückkehrender Pleuelstange zeigt Fig. 542. Hier ist ebenfalls eine gabelförmige Endigung der Pleuelstange vorausgesetzt. Das Mittelstück ist aus Gusseisen hergestellt; der Abstand B der Schrauben von der Mittellinie nach Möglichkeit beschränkt, um das Quer-

Fig. 542.

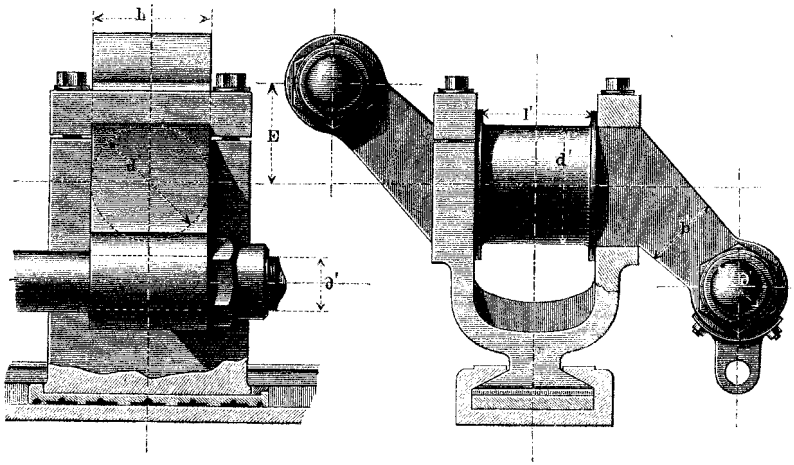


haupt niedrig zu halten. Die Höhe h berechnet sich nach Annahme der Armbreite in bekannter Weise (Fall I. oder II. §. 6). Die Schrauben, deren Dicke \varnothing nach (162) zu berechnen, sind durch Gegenmütern gesichert. Festes Aufeinanderliegen der Schalen an der Fuge ist Grundbedingung für die Haltbarkeit der Verbindung.

Fig. 543 (a. f. S.) zeigt ein anderes, nicht minder beachtenswerthes Querhaupt (Maudslay) mit einem Gleis für dieselbe Aufgabe. Die Pleuelstange hat hier wieder die gewöhnliche Endigung, z. B. wie bei Fig. 519. Das den S-förmigen Balken umfassende Stück ist die Gleitpfanne. Sie ist aus Schmiedeisen hergestellt. Die Breite b' des Hauptbalkens berechnet sich aus dem gegebenen Momente nach Annahme von h , welches hier $= d'$ gemacht wird. d' selbst wird so berechnet, wie es bei den Achsen gezeigt wurde. Die Schraubendicke \varnothing' ist wieder nach (162) zu bestimmen, darf wenigstens nicht kleiner sein, als \varnothing aus jener Formel. Zur Rechten bemerkt man noch eine besonders aufgeschraubte Dille zum Anhängen einer Pumpenstange oder dergl. Aehnliche Nebentheile finden sich häufig an den Querhäuptern der Schiffmaschinen angebracht, weshalb hier beispielsweise ein solcher angegeben ist.

Die Figur zur Linken zeigt die Gleitpfanne im Durchschnitt. Man erkennt die Futterstücke aus Weissmetall, welche in die übrigens bronzene Pfanne eingegossen sind. Letztere kann nach Wegnahme des rechts sichtbaren (festgeschraubten) Riegelstückes herausgezogen und wenn nöthig mit einer Kupferplatte bedeckt werden, welche die entstandene Abnutzung auszugleichen hat. — Die

Fig. 543.



beiden letztbeschriebenen Querhaupt-Bauarten, ungewöhnlich wie sie sind, haben eine schwierige konstruktive Aufgabe mit vollständigem Erfolge gelöst und sind bereits typisch geworden.

§. 190.

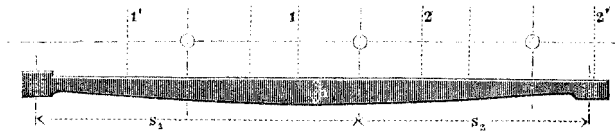
Die Führunggleise oder Schienen.

Man macht die Führungsschienen aus Schmiedeeisen, Stahl oder Gusseisen. Liegt der ganze Druck auf nur einer Schiene, wie bei den letzten Konstruktionen, und ist dieselbe nur an ihren, um die Länge $s_1 + s_2$ auseinanderstehenden Enden gestützt, so berechnet man sie auf Biegung. Ist der bei der ungünstigsten Kurbelstellung — Kurbel senkrecht zur Schiene — auf die Geradföhrung kommende Druck Q , und sind s_1 und s_2 die Abstände des Querhauptmittels von den Befestigungspunkten des Lineals, Fig. 544, so ist das Moment für die Biegung der Schiene $= Q (s_1 s_2 : s_1 + s_2)$, und demnach bei der Breite b und der gesuchten Höhe h des Lineals:

$$h = \sqrt{\frac{6}{\epsilon} \frac{Q}{b} \frac{s_1 s_2}{s_1 + s_2}} \dots \dots \dots (177)$$

Die Spannung ϵ setze man, gleichviel ob Gussstahl oder Schmiedeisen als Material benutzt ist, etwa = 5 kg, d. i. ziemlich klein, damit die Biegung der Schiene nicht gross ausfalle. Diese ist schädlicher, als man gewöhnlich annimmt, indem sie die Berührung zwischen Gleitpfanne und Schiene zum Theil aufhebt und

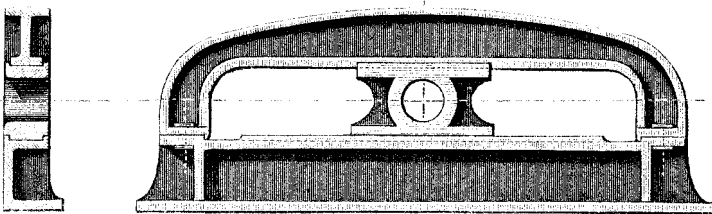
Fig. 544.



dadurch den Flächendruck an den in Berührung bleibenden Punkten bedeutend steigert. Bei manchen Geradfürungen finden Biegungen von 1 mm und darüber (bis 2,5 mm) statt, welche genügen, um ein merkbares Hohlliegen der Gleitpfanne zu bewirken. Ist grössere Genauigkeit der Berechnung gefordert, so kann man, unter Berücksichtigung des Wanderns der Last, graphostatisch verfahren.

Fig. 545 stellt einen gusseisernen Leitschienenrahmen dar, der vorwiegend für einseitigen (nach unten gerichteten) Druck bestimmt ist. Die untere Schiene ist hier durchweg unterstützt angenommen,

Fig. 545.

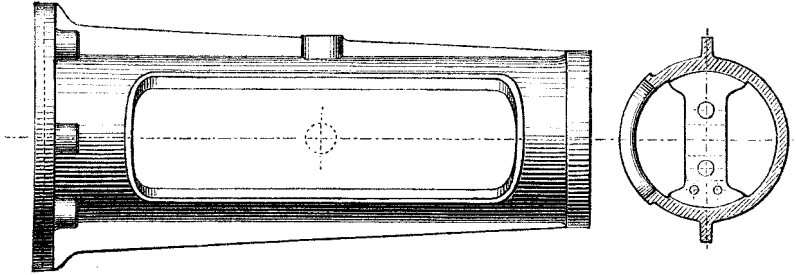


so dass ihre Biegungen verschwindend klein werden. Der Querschnitt zur Linken zeigt die sehr zweckmässige Einrichtung der vorliegenden Konstruktion, dass aufrechte Randleisten an der unteren Schiene und an der oberen Querhauptpfanne angebracht sind, welche das Oel zusammenhalten. Die Verbindung zwischen der oberen und unteren Schiene ist hier durch einige Schrauben bewirkt; diese müssen, wenn die Maschine wechselnde Drehrich-

tungen hat (Fördermaschine), recht stark genommen werden; häufig findet man auch in diesem Falle die Lineale zu einem geschlossenen Rahmen vereinigt.

Eine Gleisform, welche sich bei Landdampfmaschinen mehr und mehr Eingang verschafft hat, ist die in Fig. 546 dargestellte,

Fig. 546.



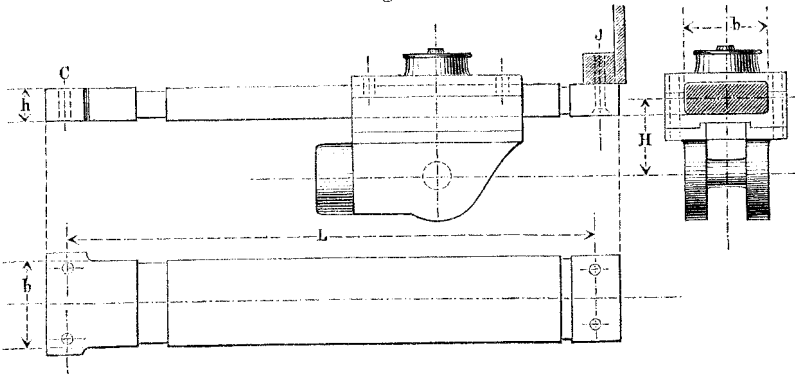
bei welcher die ebenflächigen Gleitbahnen durch Hohlzylinderabschnitte ersetzt sind. Man kann ein solches Gleis ein Cylindergleis, auch Rohrgleis nennen. Dasselbe gewährt den Vortheil, auf der Ausbohrmaschine konaxial mit dem Dampfzylinder ohne Schwierigkeit hergestellt werden zu können; die Verdrehbarkeit des Querhauptes um die Zylinderachse wird durch die Pleuelstange, welche ihrerseits durch die cylindrische Kurbelwarze gehalten wird, verhindert; doch fügen manche noch im Gleisgrund eine Längsfeder zu, welche in eine Nuth im Querhaupt eingreift und dadurch letzteres hindert, sich zu drehen. Das Gleisrohr in der vorliegenden Bauart wird sehr fest, auch bietet es für die untere Gleitpfanne ohne weiteres einen Oelbehälter.

Das Querhaupt, wie gezeichnet, ist ähnlich dem in Fig. 538 gebaut; die Unterpfanne ist durch Keile zu verstellen.

Das eingleisige Querhaupt hat auch seinen Weg auf die Lokomotive gefunden, siehe Fig. 547, welche eine in Amerika und danach auf den belgischen Lokomotiven der Pariser Ausstellung 1878 in Anwendung gekommene Einrichtung darstellt. Bei *C* ist das Gleis am Dampfzylinder, bei *J* am Geradführungsbügel *J*, kürzeres Gleisjoch oder einfach Joch zu nennen, befestigt. Der Uebergang vom viergleisigen Querhaupt zu diesem eingleisigen ist aus Fig. 535 b leicht, indem die dort vorhandenen Berührungslinien von Winkelhakenform, wenn diagonal verschoben, ein Rechteck einschliessen. Ingenieur J. J. Birckel hat gezeigt, dass ein starkes verdrehendes

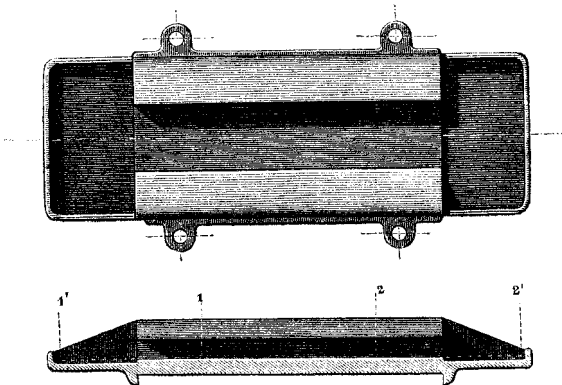
Moment auf das Gleis einwirkt, herrührend einestheils von den seitlichen Verschiebungen der Achsenlager, andernteils von den seitlichen Stößen, welche auf die (gekuppelten) Achsen, Pleuelstangen, Kuppelstangen etc. einwirken. Diesen Einwirkungen zu

Fig. 547.



begegnen, muss der Querschnitt der Schiene ziemlich beträchtlich gemacht werden. Indem er die Breite b des Querschnittes $= 2^{2/3} h$ wählt, gelangt er zu dem Ausdruck $h = Const \sqrt[3]{GHI^2 : QL^2}$, worin G das Gewicht der vorhin genannten stossenden Theile, Q die

Fig. 548.



Normalkomponente des Kolbendruckes, L die Gleislänge, H den Abstand des Zapfenmittels von der Gleisachse, wie eingeschrieben, bezeichnet. Für 460 mm Cylinderdurchmesser bei $6\frac{1}{2}$ Atm. Dampfspannung, $G = 4000$ kg, L und $H = 1330$ und 190 mm gelangt

man zu den Werthen $b = 204$ mm, $h = 76$ mm. Die Querrillen des dargestellten Lineals dienen zur Aufhaltung des Schmieröls.

Fig. 548 (a. v. S.) zeigt eine gusseiserne Leitschiene für ein eingleisiges Querhaupt, etwa das in Fig. 541, einer horizontalen Schiffmaschine entnommen. Hier ist die Rücksicht auf die Oelung vollständig durchgeführt. Die Randleisten bilden hier einen ordentlichen Trog für das reichlich vorhanden zu denkende Schmieröl, in welchem die Pfannengrundfläche bei den Positionen 1 — 1' und 2 — 2' zur ganzen Hälfte badet, und somit für jeden einzelnen Schub vollständig eingefettet wird.

Beispiel. Auf dem schon erwähnten Dampfer Arizona und Schiffen ähnlicher neuerer Bauart sind einseitige gusseiserne Gleise in senkrechter Aufstellung benutzt; die Oelung geschieht dabei automatisch. Druck auf eine Gleitpfanne 29 000 kg, Fläche der letzteren 47" auf 27" oder 819 000 qmm, gibt Flächenndruck $\sim \frac{1}{28}$ kg.

Sechzehntes Kapitel.

R E I B U N G S R Ä D E R.

§. 191.

Eintheilung der Räder.

Als Vermittler mannigfacher Bewegungen in den Maschinen dienen die Räder. Sie lassen sich in zwei Hauptklassen theilen:

1) Reibungsräder, 2) Zahnräder,

jenachdem die Bewegungsvermittlung durch glatte Radumflächen oder durch Zähne und Zahnlücken geschieht, die an den Radkörpern angebracht sind.

Jede der beiden Hauptklassen zerfällt wieder in zwei Unterabtheilungen:

a) direktwirkende, b) indirektwirkende Räder,

jenachdem nämlich die Kraftüberleitung von einem Rade entweder unmittelbar auf das andere, oder unter Vermittlung eines Zug-

kraftorganes (Seil, Band, Kette etc.) geschehen soll. Demnach kann man folgende vier Gattungen von Rädern unterscheiden:

- I. Direktwirkende Reibungsräder, auch Reibungsräder schlechthin genannt.
- II. Direktwirkende Zahnräder, kurzweg Zahnräder oder Kammräder genannt.
- III. Indirektwirkende Reibungsräder, Riemscheiben, Rollen, Seilräder.
- IV. Indirektwirkende Zahnräder, Kettenräder.

Am mannigfachsten sind die drei ersten Gattungen angewandt, weshalb diese auch hier mit Vorzug behandelt werden.

Von wesentlichem Einfluss auf die Radformen ist die gegenseitige Lage der Achsen eines Räderpaares. Dieselbe kann eine von den vier folgenden sein:

- 1) die Achsen fallen geometrisch zusammen,
- 2) sie sind parallel,
- 3) sie schneiden sich oder sind winklig zu einander,
- 4) sie gehen aneinander vorbei, sind geschränkt.

Hierdurch werden bei jeder Rädergattung wieder vier besondere Formenreihen unterscheidbar.

§. 192.

Zwei Anwendungsweisen der Reibungsräder.

Bei den direktwirkenden Reibungsrädern treten zwei wesentliche Eigenschaften der dargebotenen Bewegungsvermittlung gemeinsam auf, von welchen gewöhnlich die eine oder die andere besonders ausgenutzt wird und die Ausbildung des Rades vorwiegend beeinflusst.

Die eine Eigenschaft ist die, dass wenn die Radumflächen entsprechend gegeneinander gepresst werden, die sogenannte gleitende Reibung zwischen denselben genügend gross wird, um ein Gleiten der Umfänge gegeneinander zu verhindern, welchem Umstande zufolge Kraft und Bewegung von dem einen Rade auf das andere übertragen werden können.

Die andere Eigenschaft besteht darin, dass die sogenannte wälzende Reibung der Räder aufeinander sehr gering ist, so dass die Räder, wenn zwischen relativ bewegliche Körper eingeschaltet,

deren Relativbewegung von einem beträchtlichen Theil der sonst eintretenden Reibungserscheinungen zu befreien geeignet sind.

Die direktwirkenden Reibungsräder lassen sich hiernach in

- a) kraftübertragende,
- b) druckvermittelnde

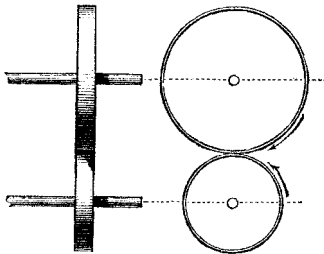
trennen. Die erstere Art umfasst diejenigen Räder, welche zum Betrieb von Maschinentheilen dienen und als Reibräder bezeichnet werden können; die andere die sogenannten Reibungsrollen, Laufrollen, Laufräder, Fahrräder, auch Räder schlechthin genannt*). Wir betrachten dieselben getrennt.

§. 193.

Reibräder für parallele Achsen.

Die zur gegenseitigen Berührung bestimmten Flächen der Reibräder führt man fast immer als Umdrehungsflächen aus; wird bei einem damit versehenen Paar von Reibrädern gleitungsfreies Aufeinanderrollen zweier den Umflächen angehöriger Kreise vorausgesetzt, so verhalten sich die gleichzeitigen Umlaufzahlen der Räder verkehrt wie die Halbmesser der genannten Kreise. Dieses Verhältniss heisst die Uebersetzung, Uebersetzungszahl oder das Umsetzungsverhältniss der Räder. Sind die gleichzeitigen Umlaufzahlen, die man gewöhnlich auf die Minute bezieht, n beim treibenden, n_1 beim getriebenen Rade und die Halbmesser der er-

Fig. 549.



wähnten Rollkreise R und R_1 , so hat man für das Uebersetzungsverhältniss:

$$\frac{n_1}{n} = \frac{R}{R_1} \quad . \quad . \quad (178)$$

Reibräder für parallele Achsen erhalten cylindrische Umflächen. Fig. 549. Damit kein Gleiten eintritt, müssen behufs Ueberwindung eines Umfangswiderstandes P die

Räder mit einem Druck Q zusammengepresst werden, welcher beim Reibungskoeffizienten f am Radumfang ist:

*) Da die Eigenschaften, die in (a) und (b) verwerthet werden, einander gegenüberstehen, nennt man die Räder unter (a) auch Friktionsräder, die unter (b) Antifriktionsräder.

$$Q = \frac{P}{f} \dots \dots \dots (179)$$

Der Koeffizient f hat dabei folgende Werthe:

für Eisen auf Eisen	0,10 bis 0,30
„ Holz „ Eisen	0,10 „ 0,60
„ Holz „ Holz	0,40 „ 0,60.

Offenbar bietet der Reibräderbetrieb sich als sehr einfach und demnach praktisch gut verwerthbar dar. Dennoch war er für Triebwerke fast ganz vernachlässigt worden, abgesehen von gewissen roh ausgeführten Aufzügen für Sägemühlen und ähnliche Anlagen. Die Nordamerikaner erst haben den Mechanismus wieder in die allgemeinen Triebwerke mit vorzüglichem Erfolg eingeführt*). Als am zweckmässigsten hat sich herausgestellt, Holz auf Eisen laufen zu lassen, und zwar den Holzbesatz am treibenden Rade anzuwenden, damit beim Gleiten während des Antreibens nicht Querrillen in den Holzbesatz eingerieben werden. Der Besatz wird aus Felgen zusammengesetzt, aber nicht auf Hirn, sondern mit der Faser dem Umfange nach gestellt. Am besten bewährt sich Ahornholz, brauchbar sind aber auch Linden-, Pappel- und Tannenholz. Die Räder sind aufs sorgfältigste abzdrehen und zwar indem man sie auf die Achsen aufgekeilt auf die Drehbank bringt und daselbst während des Abdrehens in Zapfenlagern laufen lässt. Unter diesen Voraussetzungen kann ein Stirnräderpaar auf den Millimeter Radbreite $\frac{1}{2}$ kg Umfangskraft im dauernden Betriebe übertragen, wenn als Besatzmaterial Ahornholz, und $\frac{3}{8}$ bis $\frac{1}{4}$ kg, wenn die anderen genannten Hölzer verwandt werden. Dies gibt für Besatz mit Ahornholz:

$$b = 2 P = \frac{150 N}{v} \dots \dots \dots (180)$$

und $1\frac{1}{2}$ bis 2mal so viel bei den anderen Holzarten, wenn N die Anzahl der zu übertragenden PS und v die Umfangsgeschwindigkeit der Räder in Metern bezeichnet. Für v kann man setzen: $2 \pi R n : 60.1000$; daraus folgt:

$$b = \frac{1\ 432\ 395}{R} \frac{N}{n} \dots \dots \dots (181)$$

Ausführungen liegen vor, bei denen R bis 6' und b bis 30" engl. gemacht ist und ein Räderpaar 60 PS und mehr über-

*) Vergl. Wicklin, Frictional Gearing, Scientific American, Vol. 26, S. 227 ff., auch Appleton's Cyclopaedia, Newyork 1880, Vol. 2, S. 36, sowie Cooper's Use of belting, Philadelphia 1878, S. 288.

trägt. Der Reibungskoeffizient f beträgt nach besonderen Versuchen von Wicklin 0,30 bis 0,32, wonach die Kraft Q zum Anpressen $\sim 3\frac{1}{3}P$ zu nehmen ist. Die Leichtigkeit des Ausrückens empfiehlt die Reibräder in zahlreichen wichtigen Fällen.

1. *Beispiel.* Zu übertragen mittelst cylindrischer Reibräder $N = 10$ PS von einer Welle mit 80 auf eine solche mit 100 minutlichen Umläufen, Ahornholz als Radbesatz angewandt. Wählen wir $v = 6$ m, so kommt $b = (150 \cdot 10) : 6 = 250$ mm, und aus (181) $R = 1432395 \cdot 10 : 250 \cdot 80 = 716$ mm, $R_1 = 0,8 \cdot 716 \sim 573$ mm.

2. *Beispiel.* 1 PS auf eine Vorlegewelle zu übertragen bei $n = 90$, $n_1 = 75$, $R = 300$, R_1 also $= (90 : 75) 300 = 360$ mm. Nach Formel (181) kommt $b = 1432395 : 300 \cdot 90 \sim 53$ mm. Gut kann man daher hier Tannenholz mit $\frac{1}{4}$ kg Breitendruck benutzen und erhält dann $b = 106$ mm.

Für den Bau der cylindrischen Reibräder gilt Folgendes. Grössere Räder, von $1\frac{1}{3}$ bis $3\frac{1}{2}$ m Durchmesser, erhalten hölzerne Felgen von 150 bis 180 mm radialer Tiefe, zusammengesetzt aus Planken von 35 bis 50 mm Dicke, je $\frac{1}{6}$, $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{10}$ des Umfangs umfassend und so geschnitten, dass die Faserrichtung sich möglichst derjenigen des Umfangs anschliesst. Sie sind genau zusammenzupassen, gut aufeinanderzuleimen und mit Nägeln oder Bolzen zu verbinden. Die Breite der so hergestellten Felge wird etwa 50 mm geringer gemacht als b , und die so weit fertige Felge dann auf einen starken Armstern gesetzt, dessen Arme in Patten auslaufen, siehe Fig. 550; 6 oder 8 Arme je nach der Grösse sind anzuwenden. Für die Patten werden Kerben in die Felgenläubung geschnitten, weit genug, um Keile über dem Scheitel und zu beiden Seiten der Patten eintreiben zu können. Mittelst dieser wird die Felge auf den Armstern zunächst fest aufgesetzt, sodann wird mittelst Kopfschrauben mit Holzschraubengewinde die Felge an den Patten befestigt. Sehr breite Räder erhalten zwei Armsterne.

Ist die Felge wie angegeben befestigt, so werden die Stirnenden derselben je mit einer weiteren Felgenlage belegt, welche innen etwas enger ist als das Mitteltheil, um die Keile vollständig zu decken; diese Felgenlagen bringen den Radkranz auf die Breite b und verdecken auch die Köpfe der Querbolzen. Nun wird das Rad aufgekeilt und fertig bearbeitet, wobei, wie schon angedeutet, das Abdrehen der Umfläche mit äusserster Sorgfalt zu bewirken ist.

Für kleinere Räder ist es am besten, statt des Armsterns eine riemscheibenähnliche Trommel mit starkem Kranz und geraden Armen anzuwenden. Auf den Kranz derselben wird die vorbereitete Felge „fleissig gehend“ aufgepasst und von innen mit

Schrauben befestigt; darauf werden die beiden seitlichen Felgenlagen, siehe Fig. 551 aufgelegt; sie greifen nach innen wieder so weit vor, um den Kranz zu verdecken. Dem Kranze gibt man gern etwa vier vorspringende, der Achse parallele Federn, welche in den Felgenkranz eingelassen werden. Letzterer wird etwa 100 mm in radialer Richtung stark gewölbt. Auf alle Fälle muss das Holz vollständig trocken sein.

Fig. 550.

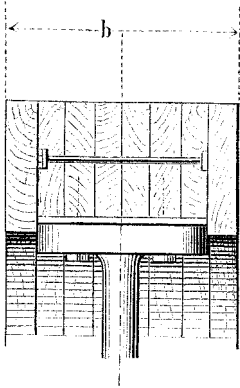
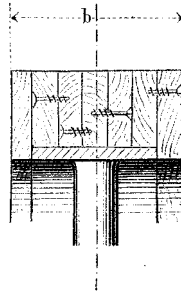
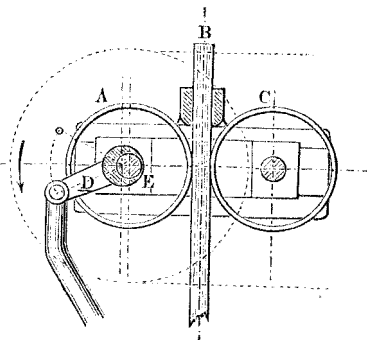


Fig. 551.



Die getriebenen eisernen Räder werden ähnlich Riemscheiben gebaut, aber mit starkem Kranz, mit mehr und steiferen Armen versehen. Ist die Scheibe über 400 mm breit, so sind doppelte Armsterne anzuwenden. Beide Räder, die mit Holzkranz wie die mit Eisenkranz, sind sorgfältig auszubalanciren, damit beim Gang kein Stampfen derselben eintreten kann.

Fig. 552.



Reuleaux, Konstrukteur.

Eine wichtige und häufig gewordene Anwendung finden die geraden Reibräder bei den Fallhämmern, wo sie zum Erheben des Hammerbärs dienen. Bei Merrill's Fallhammer fassen zwei cylindrische gusseiserne Reibräder *A* und *C* den aus Eichenholz hergestellten flachen Hammerschaft *B* zwischen sich, Fig. 552. Nur die eine der Rollen, *A*, wird mittelst Riementriebs angetrieben. Sie

wird angepresst mittelst des Hebels *D*, der das Exzentrik *E*, in welchem die Welle von *A* an jeder Seite der Scheibe gelagert ist, verstellt. In der gesenkten Stellung des Hebels *D* findet Anpressung und Hebung des Hammers statt. Wird der Hebel *D* gehoben, so rückt die Rolle *A* ab und der Hammer fällt. Bei anderen Bauarten wirken beide Rollen treibend, so bei derjenigen von Hotchkiss & Stiles*), auch bei dem „Präzisionshammer“ von M. Hasse & Cie., Berlin**).

§. 194.

Reibräder für winklige Achsen.

Schliessen die Achsen einen Winkel ein, so sind die Umlflächen der Räder, wenn sie einander auf eine grössere Breite berühren sollen, nach Kegeln zu gestalten, deren Spitzen im Schnittpunkt der Achsen zusammentreffen, Fig. 553.

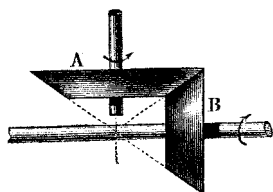
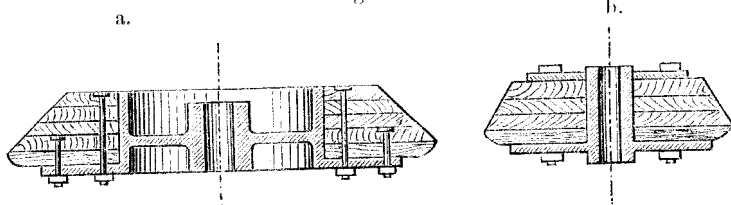


Fig. 553.

Alle einander berührenden Kreise der Kegelmäntel rollen dann aufeinander, wenn eines der Kreispaare es thut. Auch diese konischen Räder eignen sich, wenn nach den vorstehenden Grundsätzen gebaut und ausgeführt, erwiesenermaassen sehr gut zur Verwendung in Triebwerken. Die folgenden Figuren zeigen die Durchschnitte eines grösseren und eines kleineren konischen Reibrades mit Holz-

Fig. 554.



felge. Die äussersten Felgenlagen werden mit radial gestellter Faserrichtung angebracht, die folgenden aber wieder so, dass der Faserverlauf der Umfangsrichtung möglichst angepasst ist. Sorg-

*) S. Appleton's Cyclopaedia of appl. Mechanics, New York 1880. II, S. 85.

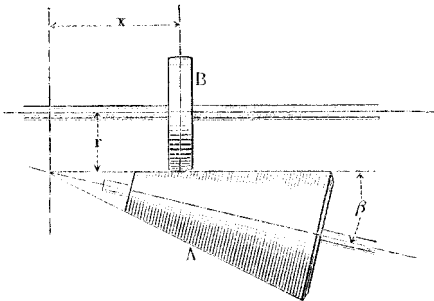
***) D. R. P. 2685. Bei diesem vorzüglichen Fallhammer ist die Hebeschiene nach unten verjüngt, auch auf besondere Weise sehr haltbar zusammengesetzt.

fältige Einpassung, Festleimung und Verbolzung der Schichten ist wiederum unerlässlich. Genau achte man auch darauf, dass die Kegelkanten direkt nach dem Treffpunkt der Kegelspitzen gerichtet sind. Das Andrücken geschieht vom Ende der einen der beiden Wellen her, am besten so, dass ein flacher Stützapfen angewandt wird, auf dessen Hülse der Stellhebel wirkt.

Die grossartigste Anwendung der Reibräder, theils von rein cylindrischer, theils von konischer Form, findet bei den Lokomotiven statt; der Schienenstrang vertritt dabei eines der Räder im Paare. Der erforderlichen hohen Pressungen wegen erhalten beide Räder eiserne oder stählerne Kränze. Die Kraft Q geht hier meist bis zu 6 Tonnen und häufig höher*).

In manchen Fällen, vor allem wenn die zu übertragenden Umfangskräfte nicht besonders gross sind, wendet man statt konischer Reibräder Räderpaare an, in welchen ein

Fig. 555.



Rad mit balliger Umfläche mit einem Kegelrade zusammen arbeitet, Fig. 555; beide Räder sind meist mit eisernen Kränzen versehen. Das Andrücken des Rades B , welches man wegen seiner Aehnlichkeit mit der Wurf Scheibe, dem Diskus, wohl ein Diskusrad nennen kann, bewirkt

sich leicht. Dieser Mechanismus gewährt den Vortheil, dass man durch Verschieben des Diskusrades auf seiner Achse das Ueber-

*) Die Radumflächen platten sich an der Druckstelle ab. Nach Krauss' Versuchen hatte ein mit 5500 kg belastetes Eisenbahnwagenrad mit Gussstahlreifen 264 qmm Auflagefläche auf der (eisernen) Schiene, ein mit 3750 kg belastetes 156 qmm. (Schweiz. polyt. Zeitschrift 1866, S. 65.) Bei der neuen Lokomotivkonstruktion des Amerikaners Fontaine wird die Treibradachse nicht direkt durch die Dampfmaschine wie üblich, sondern indirekt, mittelst Reibräderübertragung getrieben. Die Kurbelachse liegt senkrecht über der Treibachse und trägt zwei 6' hohe cylindrische Reibräder, welche auf 56zöllige, die an den Treibrädern konaxial mit denselben befestigt sind, wirken. Die Treibräder haben 6' Höhe oder sehr nahezu soviel. Belastung der Treibachse und zugleich des erwähnten Reibräderpaares 32000 Pfund engl., d. i. nahe 8 Tonnen auf jedes Rad. S. Engineering 1881, März, S. 274.

setzungsverhältniss verändern oder wechseln kann, das Räderwerk also als sogenanntes Wechselgetriebe benutzen kann. Freilich liegt andererseits der Nachtheil vor, dass die Fläche, in welcher sich die beiden Räder berühren, sehr klein ausfällt, demnach der übertragbaren Kraft enge Grenzen setzt. Indessen kann man den Nachtheil dadurch ausgleichen, dass man (ähnlich wie bei den Reibungskupplungen) die Radhalbmesser und die Umfangsgeschwindigkeiten recht gross wählt, um nämlich den numerischen Werth der zu übertragenden Umfangskraft herabzuziehen. Seit dies beobachtet worden ist, hat die Anwendung des vorliegenden Räderwerkes erheblich zugenommen. Die bequemste Form desselben wird erhalten, wenn man an dem Kegel den Spitzenwinkel $\beta = 180^\circ$ macht, wodurch dessen Umfläche in einen Plankegel übergeht, Fig. 556.

Für die Uebersetzungszahl hat man, wenn der Plankegel A treibend, B also getrieben ist, und um x von der Achse von A absteht:

$$\frac{n_1}{n} = \frac{x \sin \beta}{r}, \text{ woraus } \frac{n_1}{n} = \frac{x}{r} \dots \dots (182)$$

wenn $\beta = 180^\circ$. Die Gerade ON drückt das Gesetz des Wechsels der Uebersetzungszahl aus. Ist dagegen B treibend und A getrieben, so lautet der Ausdruck, wofern also nunmehr n dem Rade B zukommt:

$$\frac{n_1'}{n} = \frac{r}{x \sin \beta}, \text{ woraus } \frac{n_1'}{n} = \frac{r}{x} \dots \dots (183)$$

wenn $\beta = 180^\circ$. Die Gleichung wird durch eine gleichseitige Hyperbel ausgedrückt, siehe Fig. 556. Für die Werthe von $x =$ nahe Null wird der Betrieb von A durch B illusorisch*).

Ein Räderwerk und Wechselgetriebe, bei welchem zwei konaxiale Planräder auf ein Diskusrad wirken, stellt Fig. 557 dar. Die Planräder A_1 und A_2 , welche gleichschnell, aber in entgegengesetztem Sinne umlaufen, wirken treibend; das Diskusrad B ist das getriebene Rad. Das Uebersetzungsverhältniss kann von 0 bis $R:r$ proportional x gewechselt werden**). Das Anpressen erfolgt

*) Bei dem Wechselgetriebe von Lecoour, *D. R. P.* 17078 sind bei den Achsenpunkten der Planräder lose runde Stifte angebracht, welche, wenn B in die Nähe der Mitte rückt, das getriebene Rad zum vollen Stillstand kommen lassen.

***) Ueber die Anwendung von Diskusgetrieben in Appreturmaschinen siehe Berliner Verhandlungen 1866, S. 39. Die betreffenden Getriebe dienen hier dazu, vermöge der feinen Verstellbarkeit der Uebersetzung den zu

leicht von den Enden der Wellen aus. Dieses Getriebe kam früher häufig bei Zentrifugen oder Schleudertrommeln zur Anwendung; in jüngerer Zeit hat es u. a. eine glückliche Verwendung zum Betrieb der Töpferscheiben, welche durch Elementarkraft bewegt

Fig. 556.

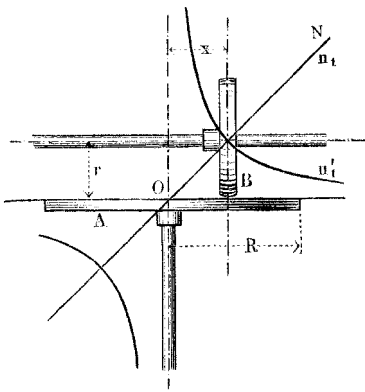
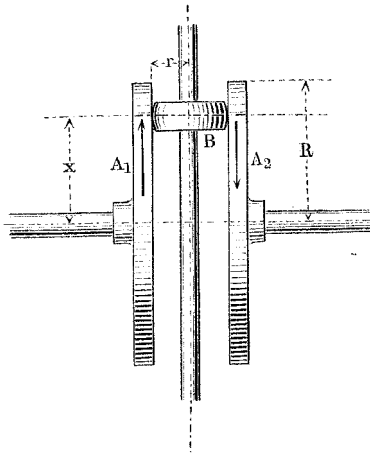


Fig. 557.



werden sollen, erhalten; der Arbeiter verstellt, um die Drehungen rasch oder langsam erfolgen zu lassen, das Diskusrad mittelst zweier Tretschmel.

Ebenfalls um ein Wechselgetriebe zu erhalten, wandte u. A. Rupp zwei gleiche Planräder und dazwischen liegendes Diskusrad in der in Fig. 558 (a. f. S.) gegebenen Anordnung an. *A* treibend, *B* getrieben, *C* Zwischenrad, auf der Achse verschieblich. Das Uebersetzungsverhältniss ist zwischen den Grenzen $(a - R) : R$ bis $R : (a - R)$ wechselbar nach dem Gesetz:

$$\frac{n_1}{n} = \frac{x}{a - x} \dots \dots \dots (184)$$

welches durch eine gleichseitige Hyperbel ausgedrückt wird, Fig. 558, die bei $x = 0$ die Ordinatenachse schneidet. Besonderen Nachdruck legte Herr Rupp darauf, dass das Diskusrad aus schmalen, einzelnen Scheiben, fünf oder mehr an der Zahl, zusammengesetzt werden sollte, alle drehbar auf die Zwischenachse gesetzt. Die

appretirenden Baumwollstoff so zu bewegen, dass er stets scharf genug ist und doch nicht übermässig angespannt wird. Disken von 2' und Plankegel von 5' Durchmesser kommen daselbst vor.

Annahme, dass hierbei die Uebertragung grösserer Kräfte gesichert werde, trifft nicht zu, da sich nach (184) für jeden der

Fig. 558.

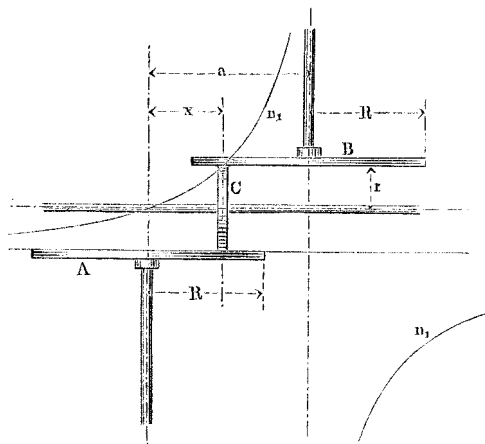
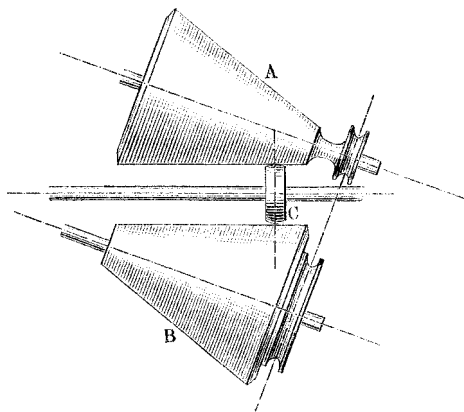


Fig. 559.



schmalen Disken ein anderer Werth für die Uebersetzung ergibt, somit alle Scheibchen ausser etwa dem mittleren oder irgend einem, gleiten müssen. Dies verursacht sowohl einen erheblichen Kraftverlust, als auch Unsicherheit und Schwankungen in dem thatsächlich stattfindenden Uebersetzungsverhältniss.

Ganz ähnlich wie das vorige wirkt das Getriebe von Barnhurst, Fig. 559, wo die Plankegel wieder in gewöhnliche Kegel zurückgeführt erscheinen *).

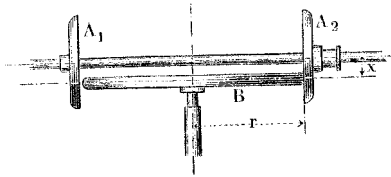
Durch feste Vereinigung der beiden obigen Plankegel auf einer längsverschieblichen Achse und bei Belassung eines Spielraumes neben dem Diskusrad entsteht ein Wendegetriebe, d. h. ein solches, bei wel-

chem das getriebene Rad vorwärts getrieben, rückwärts getrieben oder auch zum Stillstand gebracht werden kann, Fig. 560. Hier ist

*) Siehe Engineer 1880, Juni, S. 404; das Getriebe ist für Nähmaschinen bestimmt. Vergl. auch H. König's Antriebsvorrichtung für Nähmaschinen D. R. P. 9365.

$A_1 A_2$ treibend, B getrieben gedacht. Eine sehr schöne Anwendung ist bei der Cheret'schen Presse gemacht, wo die Achse von B als

Fig. 560.



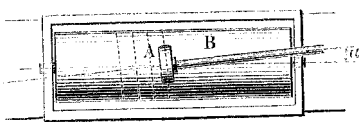
Schraubenspindel ausgebildet ist, und die Vorrichtung nicht nur Wende-, sondern auch Wechselgetriebe wird und dem entsprechend ausgeführt ist.

§. 195.

Reibräder mit geschränkten Achsen.

Bei Rädern mit geschränkten und festgelagerten Achsen ist gegenseitige Gleitung der Umflächen nicht zu vermeiden. Die Körper, welche bei beiderseits gleichförmiger Drehung ein Maximum von Rollung und gleichzeitiges Minimum von Gleitung gegeneinander haben würden, sind Umdrehungs-Hyperboloide, vergl. §. 218. Lagert man indessen die eine der Achsen so, dass sie sich ihrer Längsrichtung nach verschieben kann, sei es in, sei es mit ihren Lagern, so sind gleitungsfreie Reibräder möglich. Robertson

Fig. 561.



hat solch ein Räderpaar vorgeschlagen*). Er lässt ein Diskusrad, Fig. 561, auf ein cylindrisches Reibrad B wirken, dessen Achse gegen die von A ein wenig schiefwinklig geschränkt ist, sich

aber in ihren Lagern nicht bloss drehen, sondern mit denselben in ihrer Längsrichtung auch verschieben kann. Wird das genügend angepresste Diskusrad A nun gedreht, so rollt es unter Beschreibung einer Schraubenlinie auf dem Cylinder B , indem es denselben umtreibt und verschiebt. Der leicht verstellbare Schränkungswinkel α ist der Steigungswinkel der Schraube. Robertson hat die Vorrichtung als Wendegetriebe zum Verschieben des Tisches einer Holzhobelmaschine benutzt. Man kann das Getriebe auch**) um-

*) Siehe Engineer Bd. 24 (1867), S. 410, wo noch eine Reihe anderer interessanter Vorschläge von Robertson zu finden.

**) Kinematisch.

gekehrt verwenden, indem man *A* treibend und festgelagert sein lässt, *B* dagegen mit seinen Lagern verschieblich einrichtet.

Dasselbe Prinzip lässt sich auch auf den spitzen oder stumpfen Kegel, auch auf den Plankegel, jedesmal unter Verwendung eines Diskusrades, übertragen. Von grosser praktischer Bedeutung scheinen indessen die sich ergebenden Mechanismen nicht zu sein.

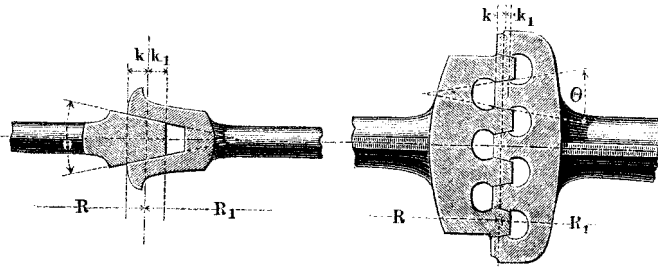
Endlich sei hier noch angefügt, dass Reibräder für zusammenfallende Achsen in die Reibungskupplungen übergehen.

§. 196.

Keilräder.

Die Keilräder sind Reibräder, deren Kranzprofile keilförmig ineinandergreifen. Sie wurden in Italien durch Minotto, in England durch Robertson besonders ausgebildet, woher sie häufig nach diesen Namen benannt werden; vorzugsweise werden sie als Stirnräder (für parallele Achsen) gebraucht. Die Kranzquerschnitte für Keilräderpaare zeigt Fig. 562. Der Radialdruck *Q* fällt hier

Fig. 562.



weit kleiner aus, als bei den cylindrischen Reibrädern, nämlich bei einem Keilwinkel θ :

$$Q = P \left(\frac{\sin \frac{\theta}{2} + f \cos \frac{\theta}{2}}{f} \right) \dots \dots (185)$$

Ein Nachtheil, und zwar Ursache starker Reibungen ist der Umstand, dass nur in einem einzigen cylindrischen Schnitte durch jeden Kranz die berührenden Kreise auf einander wälzen*); der

*) Genaueres gibt Hansen in Dingler's Journal, Bd. 137 (1855) S. 1. Er zeigt, dass die rollenden Kreise stets auf derjenigen Hälfte der greifenden

Fehler wird aber um so kleiner, je kleiner die Kopflängen k und k_1 der Keile im Verhältniss zu den Radien R und R_1 sind. Um unter gleichem Flächendrucke $k : R$ und $k_1 : R_1$ möglichst klein ausführen zu können, macht man die Keilräder mehrspurig, wie die Figur zeigt. Der Winkel θ wird vielfach 30° , bei Robertson noch kleiner gewählt. Starke Erwärmung und Abnutzung sind bei grossen Umfangsgeschwindigkeiten und lange dauerndem Lauf unvermeidlich. Minotto hat mit besonderer Vorliebe auch die konischen Keilräder praktisch zu machen getrachtet; er gibt ihnen nur eine Spur und richtet diese zum Nachstellen ein, so dass das eingreifende Keilprofil genau an derselben Stelle zum Eingriff gebraucht werden kann. Robertson macht die Rinnen wie bei den Stirnrädern fest, d. h. unverstellbar. Auch auf die Lokomotive hat man den Keilräderbetrieb anzuwenden versucht, und damit im Modell steile Rampen überwunden; die Abnutzung tritt aber hier zu störend in den Weg. In Amerika benutzt man die Keilräder mit Erfolg seit Jahren bei Aufzugmaschinen mancherlei Art; vorzugsweise sind dieselben wohl für Uebersetzungen ins Langsame zu empfehlen. Auch bei Schiffswinden hat man neuerdings mit dem besten Erfolge die Keilräder zur Anwendung gebracht; sie eignen sich hier besonders gut, wegen der Leichtigkeit, mit der sie in und ausser Eingriff gesetzt werden können, und wegen ihres fast geräuschlosen Ganges *). Neuerdings hat übrigens Gwynne, wie es scheint mit dauerndem Erfolg, und ebenso Webers in Berlin die Keilräder zu Uebersetzungen ins Schnelle benutzt, und zwar zum Betrieb von Kreiselpumpen von 700 minutlichen Umdrehungen des Kreisels; sie wenden einspurige Räder mit gewölbtem Keilprofil an, bei denen sie die schon von Minotto empfohlene Nachstellbarkeit

Keilflächen liegen, welche dem treibenden Rad zugekehrt ist. Dieselben verändern also Lage und Grösse, wenn etwa das treibende Rad zum getriebenen gemacht wird. S. auch Ad. Ernst in der Zeitschr. d. V. deutscher Ingenieure, XXVI, S. 243.

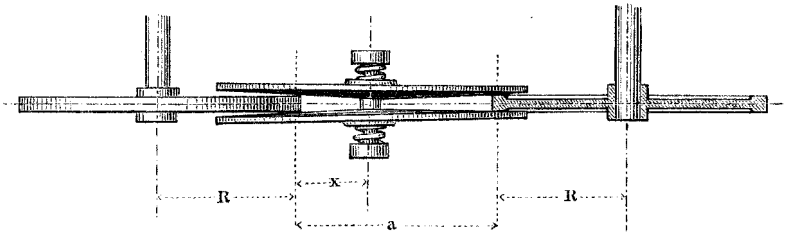
*) H. D. Andrew's Dampfwinde hat bei der starken Uebersetzung zwölf-spurige, bei der schwachen vierspürige Keilräder. Die Durchmesser der Keilräder sind bei den Maschinen von

	in der starken Uebersetzung	in der schwachen Uebersetzung	Trommel- durchmesser	Länge
5 ES	4 : 30''	8 : 26''	6''	27''
8 "	4 : 30''	8 : 26''	8''	27''
10 "	6 : 36''	12 : 30''	8''	30''
15 "	6 : 36''	12 : 30''	8''	30''

wieder einführt*)). In Amerika hat man auch für Mühlenbetrieb die Keilräder, und zwar einspurige, wie es heisst, mit Erfolg versucht.

Sellers hat die Keilräder in eigenthümlicher Weise zu einem Wechselgetriebe gestaltet. Er lässt auf zwei einfache Keilräder *A* und *B* mit parallelen Achsen, Fig. 563, ein drittes Keilrad *C* wirken, das aus zwei Tellern von stumpfkegelförmiger Aussenfläche besteht, die durch Federn gegeneinander gepresst werden. Die

Fig. 563.



Achse von *C* ist zwischen denen von *A* und *B* verstellbar. Die Bewegungsübertragung geschieht wie beim Rupp'schen Wechselgetriebe, vergl. Formel (184). Sellers benutzt den Mechanismus zum Betrieb der Leitspindel an Drehbänken für die sogenannte Speisung oder Vorschiebung des Drehmeissels.

§. 197.

Besondere Anwendungsarten der Reibräder.

Der vorhin erwähnte Umstand, dass die Keilräder nur in gewissen Umfangslinien aufeinanderwälzen, in allen übrigen in

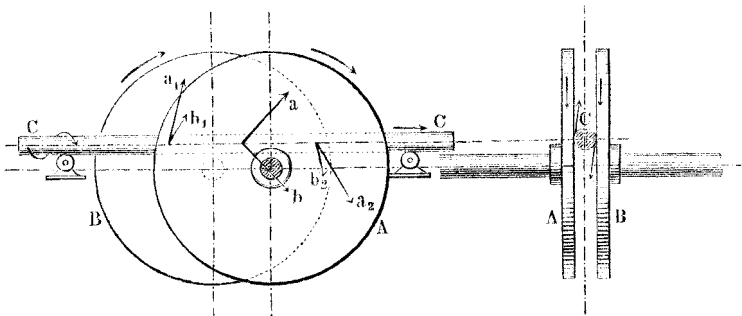
*) S. Engineering 1868 (V), S. 502 und S. 593, sowie ebenda 1869, Mai, S. 353. Ingenieur Brauer, Assistent für Maschinenbaukunde etc. an der Königl. techn. Hochschule, hat versucht, das bei der Lamellen-Kupplung zur Anwendung kommende Prinzip (vergl. §. 157) auf die Reibräder zu übertragen. Es entstehen Räder, deren Ringe aus Lamellen zusammengesetzt sind, die einestheils gegeneinandergepresst, andernteils durch Gummiringe auseinandergehalten werden. Eine geringe axiale Pressung genügt, um eine grosse Reibung der Lamellen zu erzeugen. Ich empfahl, die Räder Lamellenräder zu nennen. Eine Beschreibung siehe Berl. Verhandlungen 1877, S. 295. Die Anwendung der Lamellenräder ist jedenfalls beschränkt, da die Instandhaltung immerhin Aufmerksamkeit erfordert, auch der Herstellungspreis einer weiteren Verbreitung entgegentritt.

Berührung stehenden Flächentheilen aber aufeinandergleiten, und zwar theils vor-, theils rückwärts, wird in verallgemeinerter Weise im Maschinenwesen auch nützlich verwerthet und weist u. a. auf eine wichtige und äusserst mannigfaltig ausgebildete Arbeitsmaschine hin, das Walzwerk.

Hier kommen Fortbewegung, Pressung, Umgestaltung eines dritten Stückes zwischen zwei reibradartigen Körpern zur Wirkung. Die Walzen mit dazwischen gebrachtem Werkstück bilden in der That mit diesem ein sogenanntes zusammengesetztes Reibräderwerk. Im Plattenwalzwerk wie auch in dem gewöhnlichen Satiirwalzwerk u. s. w. kann das Werkstück als ein zweisepuriges Reibrad mit zwei unendlich grossen Halbmessern angesehen werden; ähnliches gilt von dem Stabwalzwerk der Eisenhütte. In dem Walzwerk für Radreifen sind die eben erwähnten Halbmesser endlich und verschieden gross, der eine einem Vollrade, der andere einem Hohlrade angehörig. Dasselbe gilt von dem dreiwalzigen Blechbiegwerk u. s. w.

Ein besonders interessantes Beispiel ist das bereits in §. 148 angeführte Kirkstaller Glättewalzwerk, in Fig. 564 skizzirt. Die

Fig. 564.

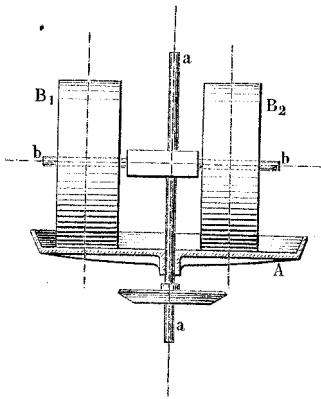


ebenen Scheiben *A* und *B* sind plankegelförmige Reibräder. Der zwischen sie gebrachte Rundstab *C* wird etwas ausserhalb der Achsenebene parallel zu dieser eingeführt, und wird, indem er theilweise gleitet, theilweise wälzt, sowohl um seine Achse gedreht als fortgeschoben. In dem innern Gebiet, d. i. zwischen den durch die Achsen der Räder *AB* gelegten Normalebene, wirken die Scheiben auf Drehung des Stabes in demselben Sinne, in den beiden äusseren Gebieten aber in entgegengesetztem Sinne; eine der beiden Drehbestrebungen überwiegt indessen stets, und zwar in demjenigen der Drehbestrebung des inneren Gebietes. Gleich-

zeitig haben die gleitenden Reibungen in den Berührungslinien in allen drei Gebieten eine Komponente für den Fortschub in demjenigen Sinne, in welchem die Scheitel der Scheiben laufen. Der Rundstab wird alledem zufolge schraubenförmig fortbewegt, dabei gerade gerichtet und geglättet. Aeltere Glättewalzwerke benutzen gewöhnliche Rundstabwalzen mit halbkreisförmigen, sehr sauber gedrehten Kalibern, zwischen welchen die Stäbe halbkalt nachgewalzt werden, wobei aber das Geraderichten und Runden nicht so vollkommen geschieht wie hier. Noch zahlreiche andere, der Untersuchung in dem hier besprochenen Sinne werthe Beispiele liessen sich aus der Walzwerktechnik anführen.

Auch zum Mahlen, d. i. Zermahlen von Körpern zu Pulver bis Staubform, werden die Reibräder benutzt, so in den Walzmühlen, auf welche nachher noch zurückzukommen ist, dann in den früher viel gebrauchten sogenannten Bogardsmühlen mit parallelen ebenen Mahlscheiben, ferner auch in dem sogenannten

Fig. 565.



Kollergang, Fig. 565. Das Bodenstück *A* ist ein planes Reibrad, auf welchem die beiden Kollerwalzen oder Kollersteine mit einem nahe ihrer Mittelebene belegenen Kreise rollen, mit allen übrigen Umflächenpunkten aber gleiten, und zwar im äusseren Gebiete rückwärts, im inneren vorwärts. Hierdurch wird ein Zerreiben der zwischen das Bodenrad und die Kollerwalzen gebrachten Massen in bekannter wirkungsvoller Weise erzielt. Der Kollergang kommt in zwei Anwendungs-

weisen vor, entweder mit feststehender Bodenscheibe *A* und sich um *aa* drehender Achse *bb*, oder mit rotirender Bodenscheibe *A* und einer Vorrichtung, welche die Achse *bb* verhindert, sich um *aa* zu drehen. Bei dem Kollergang von Hactin in Paris sind die Kollerscheiben *B1 B2* als vierspürige Keilräder ausgeführt, die radial um eine halbe Spurweite versetzt sind und demzufolge weiches Mahlgut unaufhörlich zerschneiden und deshalb vorzüglich mischen*).

*) S. Appleton Cyclopaedia of applied mechanics, New York 1880, II, S. 416.

Walzen mit geschränkten Achsen hat Delnest als Zerreiber angewandt*). Er formte die Walzen hyperboloidisch; Schränkungswinkel 34° , Kehldurchmesser 310 mm. Walzwerke ähnlicher Art sind auch zum Geraderichten von Rundstäben benutzt worden.

§. 198.

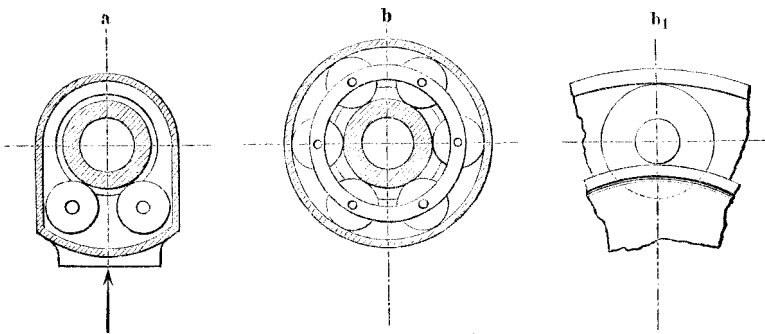
Reibungsrollen, Laufrollen, Laufräder.

Die Reibungsrollen, Laufrollen oder -Räder, auch Antifriktionsrollen genannt, kommen in zwei unterscheidbaren Verwendungsweisen zur Benutzung, nämlich:

- a) in der Weise, dass die Reibungsrollen selbst mittelst gewöhnlicher Drehzapfen (Kapitel V) oder vollständig in Achsen gelagert sind und den zu vermittelnden Druck auf diese übertragen;
- b) in der Weise, dass die Rollen zwischen den sich gegenseitig verschiebenden Flächen angebracht sind und auf beiden eine wälzende Relativbewegung vollziehen.

Die Laufrollen können zwischen zwei Flächen mancherlei Art eingeschaltet werden. Man findet sie sowohl zwischen ebenen Flächen oder prismatischen Körpern angewandt, als zwischen

Fig. 566.

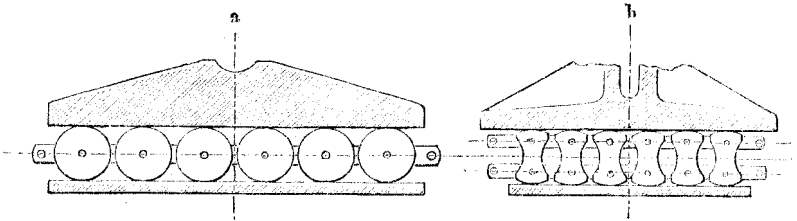


Drehkörperflächen, Schraubenflächen u. s. w. Laufrollen auf prismatischer Bahn sind die des Drucktisches an Schnellpressen, aber auch die Wagenräder der Eisenbahnen, wo in der Bahnkurve auch

*) Armengaud, Progrès de l'Industrie. Bd. 1, Tafel 53 bis 54.

Drehkörper vertreten sind. Dasselbe gilt von den Drehscheiben, Drehbrücken u. s. w. Drehkörperflächen dienen auch bei den sogenannten Rollenlagern als Unterlage und zwar in den Anordnungen *a* und *b*, beziehungsweise *b*₁, Fig. 566 (a. v. S.). Die Anordnungen (*a*) und (*b*) sind u. a. bei Kranpfosten im Gebrauch; (*b*₁) ist die allgemeinere Form von (*b*). Auch die Zapfen der Wagenachsen versieht man gelegentlich mit Rollenlagern, dergleichen finden dieselben in den hölzernen Kloben der Flaschenzüge für Takelwerk eine verbreitete Anwendung; auch die Flaschenzugrollen selbst sind Laufrollen. Stark belastete Rollenlager sind diejenigen der Brückenträger*).

*) Bei denselben werden sowohl ganz runde Walzen wie unter *a*, als auch seitlich abgeplattete, wie unter *b*, angewandt. Die letzteren führen den sehr ungeeigneten Namen Pendel. Die Frage nach der statthafter Einheitspressung auf den Rollenumfang ist von Interesse. Sie erweist sich als ungemein verwickelt, kann aber für die einfachen Fälle, wo die Rollen massiv sind, wie folgt annähernd beantwortet werden. Werden viele gleiche, parallele Walzen vom Halbmesser *r* an der Länge *l* mit dem Druck *P* zusammengepresst, so platten sie sich gegenseitig ab auf eine



Fläche von der Breite *b*, entsprechend einem Zenitwinkel $\beta = 2\varphi$ und es entsteht die Kräftebeziehung $P = 2flrd\varphi \cos \varphi \mathcal{E}$, worin \mathcal{E} beim Elastizitätsmodell *E* zu setzen ist $= 2(E:2r)r(1 - \cos \varphi)$. Damit kommt $P = 2Elr(\sin \varphi - \frac{1}{2}\varphi - \frac{1}{4}\sin 2\varphi)$, worin φ immer sehr klein, so dass Näherungswerte eingeführt werden können. Mit diesen erhält man $P = 2Elr \frac{1}{6}\varphi^3$ und die Maximalspannung $\mathcal{E} = \frac{1}{8}E\beta^2$. Wird nunmehr die statthafte Annahme gemacht, dass bei Ersetzung eines der Cylinder durch eine gerade Platte aus demselben Material die Spannung im Flächenelement $lrd\varphi$ halb so gross werde wie vorhin, so erhält man statt der soeben gefundenen Werthe:

$$P = Elr \frac{\beta^3}{48} \quad \text{und} \quad \mathcal{E} = \frac{E}{16} \beta^2,$$

daraus:

$$\mathcal{E} = 0,83 \sqrt[3]{E} \sqrt[3]{\left(\frac{P}{lr}\right)^2} \quad \text{oder} \quad \frac{P}{lr} = \frac{4}{3} \sqrt[3]{\frac{\mathcal{E}^3}{E}}$$

Statt der cylindrischen hat man schon häufig kugelförmige Rollen in Rollenlagern angewandt. Stehen dieselben den cylindrischen auch in dem Punkte nach, dass letztere wegen ihrer grösseren Auflagefläche den Flächendruck weit mehr herabzuziehen gestatten, so bietet die Einfachheit der Herstellung der Kugeln eine grosse Erleichterung für deren praktische Benutzung. Für landwirthschaftliche Maschinen sind die Kugellager durch Cambon*) empfohlen und mit Erfolg eingeführt worden. Eine Cambon'sche Lagerausrüstung zeigt Fig. 567 (a. f. S.). Auf die Achse ist ein ausgekehltter stählerner Ring befestigt, in welchem die aus Stahl gefertigten Kugeln laufen, 9 bis 13 an der Zahl; sie sind von einer ebenfalls ausgekehlten**) stählernen Schale, die zweitheilig her-

Man sieht, dass bei gegebenem Material das Verhältniss $P:lr$ maassgebend und so einzuschränken ist, dass es innerhalb zulässiger Grenzen bleibt. Wenn man wählt

	Gss : Gss	Schm : Schm	Gsst : Gsst (gehärtet)
bei			
wo $E =$	10000	20000	30000
$\frac{P}{lr} =$	0,30 bis 0,36	0,24 bis 0,29	0,77 bis 0,99
so kommt $\mathcal{E} \sim$	8 bis 9	8 bis 9,5	18 bis 23

1. *Beispiel.* Elbbrücke bei Hohnstorf, 100,5 m Lichtweite der Träger. Gusseisernes Lager und desgleichen Flachwalzen wie unter (b). Druck 360 000 kg auf 6 Walzen, bei denen $l = 1350$, $r = 105$ mm. Man erhält $P:rl = 60\,000 : 105 \cdot 1350 = 0,42$, woraus $\beta = \sqrt[3]{48 : 10\,000 \sqrt[3]{0,42}} \sim 0,125$. Dies gibt die Breite b der Abplattung durch die Last $= 105 \cdot 0,125 = 13,1$ mm und $\mathcal{E} = (10\,000 : 16) \cdot 0,125^2 \sim 10$ kg.

2. *Beispiel.* Rheinbrücke bei Wesel, 38,33 m Lichtweite der Träger, Gehärtete Gussstahlwalzen und Lager. Last 350 000 kg auf 6 runde rolle Walzen wie unter (a), $l = 705$, $r = 98$ mm. Man erhält $P:rl = 0,84$, $\beta = 0,108$, womit $b = 10,6$ mm, $\mathcal{E} = 22$ kg.

3. *Beispiel.* Cliftonbrücke (Drahtsteg) am Niagara-fall, 386,84 m zwischen den Pfeilern. Last 78 000 kg auf 11 stählernen Walzen mit desgleichen Lager. $l = 160$, $r = 15$. Es kommt $P:lr$ recht hoch, nämlich 2,95; $\beta = 0,19$, woraus $b = 3$ mm, $\mathcal{E} = 35$ kg. Diese Spannung ist ungewöhnlich hoch, kann indessen hartem Gussstahl immerhin noch zugemuthet werden.

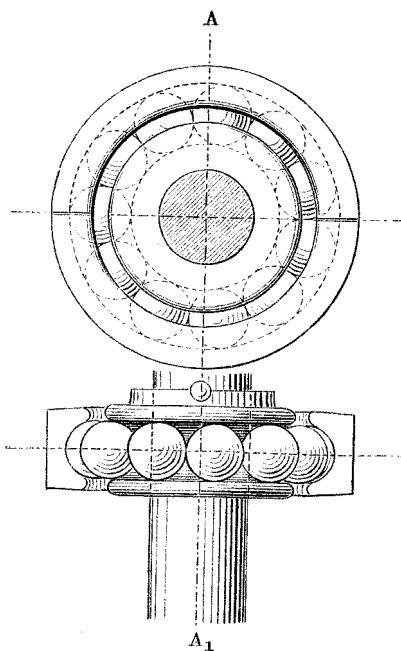
Beim Herrichten der Rollflächen an den Lagern ist besonderes Augenmerk auf die gleichmässige Vertheilung der Pressungen zu richten.

*) Cambon & fils in Rosières-sur-Mouzon (par Vrécourt, Vogses); die Firma führt 11 Nummern von Kugelrollenlagern.

**) Der auf der Achse befestigte Ring ist ein Abschnitt der Hohlform eines Globoidringes (siehe §. 224) desgleichen der die Lagerschale bildende Ring, der im Gegensatz zum ersteren Ringe von der Aussenseite des Globoidringes genommen ist. Zwischen den beiden Hohlgloboiden liegen, bezw. rollen die Kugeln.

gestellt ist, umschlossen. Die Ränder der Ringe vertreten die Anläufe der Zapfen. Cambon liefert stählerne Kugeln in vorzüglicher Ausführung von 15 bis 25 mm Dicke; dieselben werden auf einer Kugelmühle, die dem hier dargestellten Lager in der Konstruktion ganz ähnlich ist, unter einem Druck von 1000 kg gerundet.

Fig. 567.



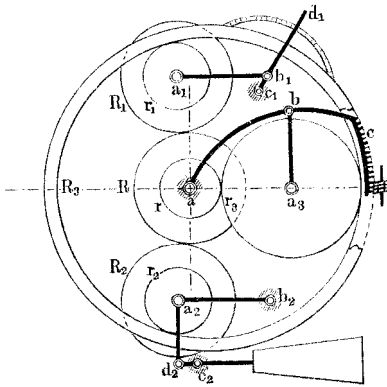
Bei der Verwendung der Laufrollenlager für Wagenachsen findet, da die Wagenräder an sich schon Laufrollen sind, eine Laufrollenführung höherer Ordnung statt; dasselbe gilt von den Klobenzügen, wenn deren Scheiben mit Laufrollenlagern ausgerüstet sind.

Solche ist auch vorhanden bei dem sogenannten Ringwalzenstuhl (Walzenmahlgang), auch Planetenmahlstuhl oder kurz Planetenstuhl von Mechwart. Bei

dieser vortrefflich durchgeführten, geistreichen Konstruktion, die unter des Erfinders Hand noch fortwährend kleine Verbesserungen erfährt, sind die Laufrollen so benutzt, dass ihre interessanten Eigenschaften in höchstem Maasse zur Geltung kommen. Fig. 568 skizzirt schematisch eine der Mechwart'schen Ausführungen. R, R_1, R_2 Walzen zum Mahlen des Getreides. Die Achse a der Walze R ist fest gelagert; die Achsen b und c dagegen hängen an Lenkern $b_1 a_1$ und $b_2 a_2$, sodass sie gegen a hin bewegbar sind, also dahin gepresst werden können. Die Lenker sind durch Stellschrauben verlängerbar und verkürzbar. Das Anpressen geschieht durch die Ringrolle R_3 unter Vermittlung der sogenannten Planetenrolle r_3 und der auf die Walzenachsen lose gesetzten Laufrollen r_1 und r_2 . Die Planetenrolle stützt sich auf die mit der Walze R verbundene Rolle r . Soll die Zusammenpressung der Walzen gesteigert werden, so wird R_1 mittelst des Hebelwerkes $a_1 b_1 c_1 d_1$ in

den engeren Theil des zwischen R und R_3 bleibenden Raumes gedrängt; $d_1 c_1$ wird an dem angedeuteten Sperrzahnbogen festgestellt. Bei zunehmender Abnutzung der Walzen hat erneute Nachstellung stattzufinden. Die Ringrolle R_3 beseitigt fast gänzlich die Abnutzung der Lager der Walzen, indem sie — wie in Fall (b)

Fig. 568.



und (b₁) Fig. 566 — Zapfenreibung in Rollenreibung verwandelt. Um die Wirkung des Gewichts der Oberwalze auszugleichen, ist ein Gegengewicht angebracht, welches mittelst des Hebelwerkes $c_2 d_2 a_2$ die Walze R_2 mit einem Drucke in die Höhe presst, der den Gewichten von R_1 und R_2 gleich ist.

Der beschriebene Rollenapparat ist an beiden Enden der Walzen ange-

bracht. Um zu verhüten, dass durch etwaige feine Ungleichheiten in den Durchmessern an den verschiedenen Enden der Walzen die Pressung verschieden ausfalle, ist noch eine besondere Druckeinstellung vorgesehen. Sie geschieht dadurch, dass die an dem Lenker ba_3 hängende Planetenrolle mittelst des Hebelwerkes abc in den engeren Theil des Raumes zwischen r und R_3 , hier nach unten, gedrängt wird. Die Einstellung geschieht durch eine bei e eingreifende Schraube ohne Ende. Der Ring R_3 besteht aus Stahl, aus dem Ganzen geschmiedet, alle übrigen Rollen aus Hartguss. Erwähnt sei noch, dass die Walzen R , R_1 und R_2 durch Zahnräder einander von R aus umtreiben und dass diese Zahnräder die pfeilförmige Zahnform, siehe §. 222, haben.

Die Anwendung von Reibungsrollen in Zahnräderwerken ist keineswegs selten. Für Stirnräder bietet sie sich ungezwungen dar, wie u. a. bei Fig. 589 weiter unten besprochen. Whitworth setzte Laufrollen an die Stelle der Schraubenmutter in seinen Hobel- und Stossmaschinen. Auf die Schraube ohne Ende wandte u. a. Bourdon die Laufrollen an; beim Jensen'schen Göpel sind solche als Druckvermittler zwischen einem Zahnrad und einer höheren Schraube, der Globoidschraube (s. unten §. 224), benutzt; ebenfalls bei der Globoidschraube sind die Laufrollen durch Hawkins ange-

wandt worden (§. 224). So finden denn dieselben Anwendung auf allen Gebieten des Maschinenwesens, auch wenn man den Begriff desselben ausdehnen will auf die subtilen Erzeugnisse des Präzisionsmechanikers (wie z. B. die Atwood'sche Fallmaschine und Amsler's Planimeter zeigen), ja auch über die Grenzen des Maschinenwesens hinaus bei den feinsten wie gewöhnlichsten Fuhrwerken, bis herab zu den Möbeln, wo leichte gelegentliche Beweglichkeit auf der Unterlage der einzig übriggebliebene Zweck ist.

Siebzehntes Kapitel.

Z A H N R Ä D E R.

§. 199.

Anordnung der Zahnräder.

Die gegenseitige Lage der geometrischen Achsen der Zahnräder wirkt auf deren allgemeine Form mehr oder weniger bestimmend ein, nicht so entscheidend indessen als bei den Reibungsrädern. Denn die geometrischen Gebilde, welche bei den Reibungsrädern als aufeinander rollend erkannt wurden, kommen hier nur theoretisch, nicht in wirklicher körperlicher Ausführung in Betracht; sie heissen die Grundkörper der Zahnräder.

Die Zahnräder für parallele Achsen heissen gerade Räder, Stirnräder; ihre Grundkörper sind Cylinder. Die Räder für winklige Achsen heissen Winkelräder; ihre Grundkörper sind Kegel, wonach die Räder auch Kegelräder heissen. Für geschränkte Achsen werden die Grundkörper der Räder Hyperboloide, wonach auch die Räder selbst häufig benannt werden. Die Zahnkanten werden in vielen Fällen schraubenförmig statt gerade gestaltet; hiernach werden die betreffenden Räder dann Schraubenräder genannt. Andere Zahngestaltungen sind nicht ausgeschlossen, aber nicht gebräuchlich.

Soll die Uebertragung der Bewegung ohne Aenderung des Bewegungsgesetzes oder „gleichförmig“ stattfinden, so werden die erwähnten Grundkörper (Cylinder, Kegel, Hyperboloide) Dreh-

körper; die Räder heissen dann runde Räder, während sie im Gegensatz dazu unrunde genannt werden, wenn die Grundkörper wegen der geforderten ungleichförmigen Bewegungsübertragung eine andere als Drehkörpergestalt erhalten müssen. In dem Nachstehenden werden nur die runden Räder behandelt.

A. Die Verzahnung der Stirnräder.

§. 200.

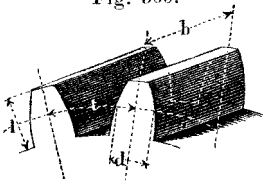
Allgemeines über die Zähne der Stirnräder.

Die Zahnformen der Stirnräder können so gewählt werden, dass alle Räder von gleicher Theilung richtig miteinander arbeiten. Räder von diesen Zahnform-Eigenschaften heissen Satzräder, diejenigen Räder hingegen, welchen diese Eigenschaften fehlen, Einzelräder.

In jedem Paar von runden Rädern heissen zwei den verschiedenen Rädern angehörige, aus den Radmittelpunkten in Normalebenen beschriebene Kreise, welche in jedem Augenblick gleiche Umfangsgeschwindigkeit haben, Verhältnisskreise. Die berührenden Verhältnisskreise eines cylindrischen Stirnräderpaares heissen dessen Theilkreise. Auf ihnen wird die Zahntheilung, d. i. die Entfernung der Mittelebenen zweier benachbarten Zähne abgetragen. Hier soll vorerst nur von den geradzahnigen Stirnrädern die Rede sein.

Die Zähne derselben werden prismatisch geformt; dabei heissen die Grundflächen der Zahnprismen die Endflächen der Zähne, der über den Theilkreiseylinder hervorragende Theil des Zahnes der Zahnkopf, der andere Theil der Zahnfuß, die obere Fläche des Zahnkopfes ist der Zahnscheitel, die untere des Zahnfußes die Sohle oder Wurzel des Zahnes; der Raum zwischen zwei benachbarten Zähnen heisst die Zahnücke, die Sohlfläche der Lücke der Radboden. Die Flächen, welche die Zahnsohle mit dem Zahnscheitel verbinden, heissen die Zahnflanken; in ihrer Formgebung insbesondere besteht das, was man die Verzahnung der Räder nennt.

Beim Stirnrad nennt man ferner Zahnlänge, l Fig. 569, den Abstand von Zahnsohle und Scheitel, Zahnbreite, b , den Abstand der Endflächen des Zahnes, Zahndicke, d , die Länge des zwischen die Zahnflanken fallenden Theilkreisbogens, und Lückenweite endlich die Länge des in die Lücke fallenden Bogens des Theilkreises. In-



dem man die Lückenweite grösser macht als die Zahndicke, und die Kopflänge der Zähne kleiner als die Fusslänge, entstehen die Flanken- und Scheitelspielräume zwischen den Zähnen.

Man gibt beinahe ausnahmslos allen Zähnen an einem und demselben Rade dieselbe Zahndicke und dieselbe Lückenweite, also auch Theilung, sodass man irgend einen Zahn des einen Rades in jede Lücke des anderen eingreifen lassen kann. Daraus folgt aber, dass wenn die Zähne nur so geformt sind, dass sie in den Lücken genügenden Raum finden, das umgekehrte Verhältniss der Zahlen n und n_1 der gleichzeitigen ganzen Umläufe gleich dem direkten Verhältniss der Zähnezahlen \mathfrak{Z} und \mathfrak{Z}_1 ist, d. h.:

$$\frac{n_1}{n} = \frac{\mathfrak{Z}}{\mathfrak{Z}_1} \dots \dots \dots (186)$$

Dieser Satz gilt für runde wie für unrunde Räder. Er gilt selbst auch dann, wenn man die Zähne an verschiedenen Umfangstellen der Räder verschieden dick machen wollte, wofern nur dafür gesorgt wird, dass in jede Zahnücke des kleineren Rades, während dasselbe eine ganze Umdrehung vollzieht, ein Zahn des anderen Rades tritt. Wird die unter dieser Voraussetzung ermittelte Zahl der Vorsprünge und Lücken am Umfange eines Zahnrades dessen Zähnezahl genannt, so drückt der vorstehende Satz das Grundgesetz der Bewegungsübertragung durch Zahnräder aus. Es liegt diesem Gesetz nicht sowohl eine feinere geometrische Betrachtung, als der unausweichliche Bewegungszwang der Konstruktionstheile zu Grunde. Das Gesetz gilt daher selbst von den ursprünglichsten Zahnradübertragungen, die u. a. im Orient seit Jahrtausenden im Gebrauch sind, und bei denen von einer anderen Gestaltung der Zähne keine Rede ist; als dass sie genügend grosse und haltbare Holzpflocke sind.

Die Zahnflankenformen dürfen dem Grundgesetz nicht widersprechen. Bei runden Rädern, d. h. denjenigen für gleichförmige Bewegungsübertragung, heisst dies, dass das Verhältniss der Winkel-

geschwindigkeiten, d. i. dasjenige der Differenzialien der gleichzeitig durchlaufenen Drehwinkel ω_1 und ω , dem Verhältniss $\mathfrak{Z} : \mathfrak{Z}_1$ gleichzusetzen ist und keiner anderen Konstanten gleichgesetzt werden darf. Die Zahnflanken, als diejenigen Flächen, von welchen das Verhältniss $d\omega_1 : d\omega$ abhängt, sind hiernach einzurichten.

Bei der Anfertigung der Zahnräder muss den Zahnformen besondere Sorgfalt gewidmet werden. Am allerwichtigsten ist hierbei, auf die Genauigkeit der Theilung sein Augenmerk zu richten; Fehler in den Zahnflanken sind lange nicht so störend, als Fehler in der Theilung. Die Benutzung der Theilmaschinen resp. Räderschneidemaschinen zur Zahnräderfertigung erhöht daher die Zuverlässigkeit der gelieferten Räder auf jeden Fall. Die Anwendung solcher Maschinen verbreitet sich bei uns jetzt erfreulicher Weise mehr und mehr. Unterstützt wird die Räderfabrikation jetzt auch sehr durch die Räderformmaschine*), welche sehr schöne Resultate liefert. Die Wechslräder der Drehbänke sollte man eigentlich nicht anders als mit Maschinentheilung anwenden, da die Fehler der bloss gegossenen Räder bei jeder zu schneidenden Schraube sich nachtheilig merkbar machen. Noch schlimmer wirken diese Fehler, wenn man Schraubenräder (siehe unten §. 221) auf solchen Bänken schneiden will. Der sanfte stossfreie Gang, der bei diesen Rädern sonst leicht zu erzielen ist, wird durch die Fehler wieder sehr beeinträchtigt. Bei der Wahl der Zahnform, welche in einer Maschinenbauanstalt durchweg oder für jede bestimmte Klasse von Rädern einzeln gebraucht werden soll, empfiehlt es sich, alle Umstände sehr genau zu erwägen, ehe man sich für eine bestimmte Annahme entschliesst, da von derselben so vieles abhängt. Im Folgenden sind deshalb Anhalt- und Beurtheilungspunkte mancherlei Art gegeben.

§. 201.

Theilkreishalbmesser. Peripheriemaasstab.

Bei einer Theilung t und einer Zähnezahl \mathfrak{Z} eines runden Rades hat man für den Theilkreishalbmesser R :

$$\frac{R}{t} = \frac{\mathfrak{Z}}{2\pi} = 0,15916 \mathfrak{Z} (187)$$

*) In starkem Gebrauch in der Berlin-Anhaltischen Maschinenfabrik in Berlin und der Maschinenbauanstalt von Briegleb Hansen u. Co. in Gotha.

weshalb gemäss Formel (186) auch:

$$\frac{R}{R_1} = \frac{n_1}{n} \dots \dots \dots (188)$$

Der Halbmesser, welchen man mittelst Formel (187) erhält, ist wegen der Zahl π stets irrational, so dass R bei abgerundeter Grösse der Theilung immer einen Bruch bei sich führen wird. Zur Erleichterung der bezüglichen Rechnung dient indessen die nachstehende Tabelle. Will man die Irrationalität von R vermeiden, so wähle man die Stufen der Theilungen nicht nach Millimetern, Linien etc., sondern nach einfachen Bruchtheilen oder Vielfachen des π fachen der Maasseinheit, ein Verfahren, welches in manchen Maschinenbauanstalten gebräuchlich ist. Geht t durch π Maasseinheiten einfach auf, so liefert die obige Gleichung den rationalen Ausdruck:

$$R = \frac{3}{2} \left(\frac{t}{\pi} \right) \dots \dots \dots (189)$$

Der Quotient $t:\pi$ heisst auch wohl die Stichzahl des Rades.

Hat z. B. ein 24zähniges Rad eine Theilung von $6 \times 3,14 \dots$ Millimeter, so wird nach (187) sein Theilkreishalbmesser $R = (24:2) \cdot 6 = 72$ mm; hat ein (nach englischem Maass konstruirtes) Rad eine Theilung von $3 \times 3,14 \dots$ Sechzehntelzoll oder die Stichzahl 3 bei 30 Zähnen, so wird sein Theilkreishalbmesser R nach (189) $= (30:2) \cdot 3 = 45$ Sechzehntelzoll.

Für das Auftragen der Theilungen und ihrer Bruchtheile bedient man sich sehr bequem des Peripherie-Maasstabes*). Derselbe wird für Metermaass erhalten, indem man die eine Seite eines (prismatischen, hölzernen oder metallenen) Maasstabes in 314 Millimeter und deren Hälften eintheilt, und auf der gegenüberstehenden Seite diese Länge in 100 Theile und deren Hälften getheilt aufträgt. Gleichnumerirte Längen auf beiden Seiten verhalten sich dann wie $1:\pi$. Der Maasstab dient auch bequem zur Streckung von Kreisen und deren Bögen.

Im Folgenden werden nun beide Methoden berücksichtigt, nämlich die, welche die Theilung nach dem gewöhnlichen Maasssystem und rational, also die Halbmesser irrational ausführt, und die, welche die Theilung rational in Einheiten des Peripherie-maasstabes (Peripheriemillimeter, -Zoll u. s. w.), und damit die

*) Derartige Maasstäbe, welche ich vor Jahren in den Uebungen im Maschinen-Konstruiren im Zürcher Polytechnikum einführte, haben auf meine Veranlassung sehr schön gefertigt und halten vorrätzig die Herren Optiker Ernst (Schifflande) und Ulrich (Münsterplatz) in Zürich,

Halbmesser ebenfalls rational, aber im gewöhnlichen Maasssystem, macht. Die hier folgende Tabelle ist nicht zu verwechseln mit der Donkin'schen *), nach dem Ausdruck $r : t = 1 : 2 \sin(180^\circ : 3)$, welche den Halbmesser eines Kreises liefert, der ein regelmässiges Vieleck von 3 Seiten von der Länge t umschreibt. Dieser letztere Halbmesser ist namentlich bei kleinem 3 verschieden vom Radius R im obigen und gewöhnlichen Sinne. Die Verwechslung beider hat schon manchmal fehlerhafte Ausführungen hervorgerufen.

§. 202.

Tabelle über die Theilkreishalbmesser.

3	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,00	0,159	0,318	0,477	0,637	0,796	0,955	1,114	1,273	1,432
10	1,59	1,75	1,91	2,07	2,23	2,39	2,55	2,71	2,86	3,02
20	3,18	3,34	3,50	3,66	3,82	3,98	4,14	4,30	4,46	4,62
30	4,77	4,93	5,09	5,25	5,41	5,57	5,73	5,89	6,05	6,21
40	6,37	6,53	6,68	6,84	7,00	7,16	7,32	7,48	7,64	7,80
50	7,96	8,12	8,28	8,44	8,59	8,75	8,91	9,07	9,23	9,39
60	9,55	9,71	9,87	10,03	10,19	10,35	10,50	10,66	10,82	10,98
70	11,14	11,30	11,46	11,62	11,78	11,94	12,10	12,25	12,41	12,57
80	12,73	12,89	13,05	13,21	13,37	13,53	13,69	13,85	14,01	14,16
90	14,32	14,48	14,64	14,80	14,96	15,12	15,28	15,44	15,60	15,76
100	15,92	16,07	16,23	16,39	16,55	16,71	16,87	17,03	17,19	17,35
110	17,51	17,67	17,83	17,98	18,14	18,30	18,46	18,62	18,78	18,94
120	19,10	19,26	19,42	19,58	19,73	19,89	20,05	20,21	20,37	20,53
130	20,69	20,85	21,01	21,17	21,33	21,49	21,65	21,80	21,96	22,12
140	22,28	22,44	22,60	22,76	22,92	23,08	23,24	23,40	23,55	23,71
150	23,87	24,03	24,19	24,35	24,51	24,67	24,83	24,99	25,15	25,31
160	25,46	25,62	25,78	25,94	26,10	26,26	26,42	26,58	26,74	26,90
170	27,06	27,21	27,37	27,53	27,69	27,85	28,01	28,17	28,33	28,49
180	28,65	28,81	28,97	29,13	29,28	29,44	29,60	29,76	29,92	30,08
190	30,24	30,40	30,56	30,72	30,88	31,04	31,19	31,35	31,51	31,67
200	31,83	31,99	32,15	32,31	32,47	32,63	32,79	32,95	33,10	33,26
210	33,42	33,58	33,74	33,90	34,06	34,22	34,38	34,54	34,70	34,85
220	35,01	35,17	35,33	35,49	35,65	35,81	35,97	36,13	36,29	36,45
230	36,61	36,76	36,92	37,08	37,24	37,40	37,56	37,72	37,88	38,04
240	38,20	38,36	38,51	38,67	38,83	38,99	39,15	39,31	39,47	39,63
250	39,79	39,95	40,11	40,27	40,42	40,58	40,74	40,90	41,06	41,22
260	41,38	41,54	41,70	41,86	42,02	42,18	42,34	42,49	42,65	42,81
270	42,97	43,13	43,29	43,45	43,61	43,77	43,93	44,09	44,25	44,40
280	44,56	44,72	44,88	45,04	45,20	45,36	45,52	45,68	45,84	46,00
290	46,15	46,31	46,47	46,63	47,79	46,95	47,11	47,27	47,43	47,59

*) Siehe u. a. Salzenberg's Vorträge S. 93.

Erste Benutzungsart der vorstehenden Tabelle.

Beispiel. Ein Rad soll 63 Zähne und 30mm Theilung erhalten, welchen Halbmesser erhält sein Theilkreis? — Nach Zeile 7 Spalte 5 ist hier $R : t = 10,03$, also $R = 10,03 \cdot t = 10,03 \cdot 30 = 300,9$ mm, abzurunden auf 301mm. Wäre die Theilung 30 Sechzehntelzoll gewesen, so würde $R = 301$ Sechzehntel geworden sein.

Zweite Benutzungsart. Die Tabelle erleichtert auch das Auffinden der Zähnezahl, welche man einem Rad von bekannter (berechneter) Theilung und gegebenem (noch abrundbarem) Theilkreishalbmesser zu geben hat.

Beispiel. Welche Zähnezahl erhält ein Rad von 1000 mm Theilkreishalbmesser bei 40 mm Theilung? — Es ist hier $R : t = 1000 : 40 = 25$. Fast genau entspricht diesem Werth die Zahl 24,99 in Spalte 9 Zeile 16, und erhält demnach das Rad $150 + 7 = 157$ Zähne. Der Halbmesser wäre streng genommen zu verkleinern auf $24,99 \cdot 40 = 999,6$ mm, was aber einen vernachlässigbaren Unterschied liefert.

Dritte Benutzungsart. Bei gegebenem Halbmesser und gegebener Zähnezahl die Theilung eines Rades zu suchen.

Beispiel. Gegeben $R = 400$, $z = 54$. Dem Werthe $z = 54$ entspricht nach Spalte 6 Zeile 6 der Quotient $R : t = 8,59$. Man hat demnach hier zu nehmen: $t = R : 8,59 = 400 : 8,59 = 46,56$ mm.

Wird die Zahnkopffänge $= 0,3t$ gemacht, vergl. §. 207 ff., so ist der Kopfkreishalbmesser $R' = R \pm 0,3t$. Mit Hilfe der Tabelle erhält man hiernach das Verhältniss $R' : t$, wenn man für ein aussenverzahntes Rad zum Tabellenwerth 0,3 zuzählt, für ein Hohrad 0,3 von demselben abzieht.

§. 203.

Allgemeine Verzahnung.

In einem Stirnräderpaare liegen zusammenarbeitende Zahn-
umrisse in einem Lothschnitt zu den Radachsen, und geschieht
deshalb die Verzeichnung und Auftragung der Zahnformen in
einem solchen Schmitte. Die sogenannte allgemeine Verzahnung
lehrt, wie bei gegebenem Zahnprofil des einen Rades dasjenige
für das eingreifende Rad bei der Forderung gleichförmiger Be-
wegungsübertragung zu bestimmen ist.

I. Erstes Verfahren des Verfassers. Fig. 570. Zahnprofil
 $aSbc$ gegeben und Theilkreis T des Rades O gewählt, damit der
Theilkreis T_1 des Rades O_1 gegeben; gesucht wird die Zahnkurve
 $a_1S \dots$ des Rades O_1 . Lege die gegebene Kurve so, dass ihr Theil-
kreispunkt S in die Centrale OO_1 fällt, so ist S gleichzeitig ein
Punkt des gesuchten Zahnprofils. Um einen zweiten Punkt a_1 zu
finden, der mit a zusammentreffen soll, ziche a_1 normal zur gege-

$c3$ u. s. w., beschreibe aus O durch a, b, c u. s. w. Kreise, mache dann $SI = a1, SII = b2, SIII = c3$ u. s. w., und ziehe die Kurve I, II, III, S, IV, V u. s. w., so gibt diese, welche den Namen Eingrifflinie führt, zunächst den geometrischen Ort der Zahnberührungen, und zwar greift der Punkt a ein, wenn er in I liegt, b in II, c in III u. s. w. Darauf beschreibe man aus O_1 Kreise durch die Punkte I, II, III u. s. w., mache auf T_1 Bogen $S1' = S1$, Bogen $S2' = S2$, Bogen $S3' = S3$ u. s. f., und ferner $1'a_1 = 1a, 2'b_1 = 2b, 3'c_1 = 3c$ u. s. f., so ist die Kurve $a_1b_1c_1 \dots$, welche die gefundenen Punkte $a_1, b_1, c_1 \dots$ stetig verbindet, das gesuchte Zahnprofil. Dieses Verfahren ist ebenso genau und dabei leichter als Nr. I, und liefert ausserdem die Eingrifflinie (s. d. folg. Paragr.).

Fig. 572.

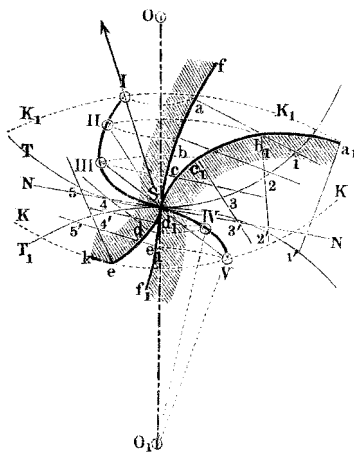
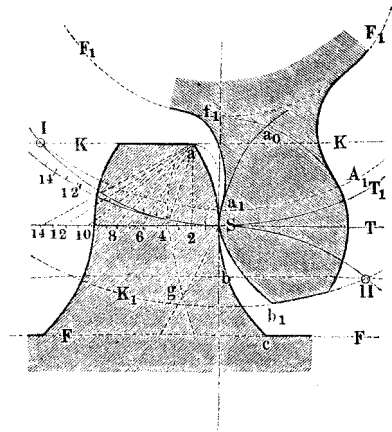


Fig. 573.



IV. Theoretisches Profil des Zahnfußansatzes. Fig. 573.

Manchmal muss man, um den Zahnfuß genügend stark zu erhalten, dessen Ansatz an den Radboden soweit als thunlich in die Lücke hineinbiegen: dieses sein Ansatzprofil darf aber nicht in die Bahn der Spitze des Gegenzahnes hineinschneiden. Letztere Bahn, welche der Kürze halber die Kopfbahn des betreffenden Rades heisse, wird auf folgende Weise gefunden. aSb Zahnkurve des Rades T , a_1Sb_1 die des Rades T_1 , a_1a_0 Verlängerung des Fussprofils des letzteren Zahnes, ISI Eingrifflinie, durch die Kopfkreise K und K_1 begrenzt. Trage nun von S aus die beziehlich gleichen Theilkreisstücke $S1, 12, 23 \dots, S1', 1'2', 2'3' \dots$ auf T und T_1 in der Richtung der zu profilirenden Zahnücke auf, fasse nacheinander $Sa, 1a, 2a, 3a \dots$ in den Zirkel und be-

schreibe mit den erhaltenen Zirkelöffnungen aus $1', 2', 3' \dots$ Kreise, so hüllen diese die Kopfbahn $aa_1g \dots$, das sogenannte theoretische Profil des Zahnfusses, ein, an welches tangierend das wirkliche Profil a_1f_1 des Zahnfusses so angelegt wird, dass es in den Fusskreis F_1 übergeht. Das genannte theoretische Profil ist eine verlängerte oder verkürzte cyklische Kurve (s. §. 205), hier, wo T eine gerade Linie ist (Zahnstange), eine verkürzte Evolvente (s. übrigens §. 209).

§. 204

Ueber den Zahneingriff.

Das dritte der obigen Verfahren hat neben dem gesuchten Zahnprofil die Eingriffslinie*) zusammenarbeitender Räder bestimmen gelehrt; an dieselbe knüpfen sich folgende für die Verzahnungstheorie wichtige Sätze.

Die Eingriffslinie hat den Theilkreispunkt des Zahnprofils mit diesem gemein, und schneidet dasselbe rechtwinklig, so dass also die Tangente NN der Eingriffslinie in S normal zum Zahnprofil steht. Jedem Eingriffspunkt entspricht eine Zahnberührung, und demnach ein Berührungspunkt auf jedem der Theilkreise, so dem Eingriffspunkte II der Punkt 2 auf T , $2'$ auf T_1 ; es heisse der Theilkreisbogen zwischen dem Theilkreispunkte der Eingriffslinie und dem einen Eingriffspunkte entsprechenden Berührungspunkte der Theilkreise der Wälzungsbogen zu dem betreffenden Eingriffspunkte. So ist $S2$ der Wälzungsbogen auf T zum Punkte II , Bogen $S2'$ der auf T_1 zu demselben Eingriffspunkte.

Die Summe der Wälzungsbogen zu den äussersten Eingriffspunkten (Bogen $1S + S5$ oder Bogen $1'S + S'5'$) heisst der Eingriffsbogen, seine Länge in Theilungen ausgedrückt die Eingriffdauer des betrachteten Zahneingriffes, welche hiernach leicht graphisch zu bestimmen ist. Dieselbe hängt von der Länge der Eingriffstrecke, d. i. des benutzten Stückes der Eingriffslinie ab. Da nun aber der Zahnfuss wegen des Ansatzes an den Radboden sowohl, als wegen des Durchlassens des Gegenzahnkopfes über den Kopfkreis des Gegenrades hinaus verlängert werden muss, so sind es bei unseren gewöhnlichen Rädern die Kopfkreise K und K_1 , welche die Eingriffstrecke ($V-I$) begrenzen.

*) In Moll und Reuleaux's Konstruktionslehre für den Maschinenbau zum erstenmal behandelt.

Für ein Rad gibt es zu einem gegebenen Zahnprofile bei bekanntem Theilkreis nur eine Eingrifflinie, und zu einer gegebenen Eingrifflinie nur ein richtiges Zahnprofil. Dieses letztere ist nur in dem Falle aus der Eingrifflinie bestimmbar, wenn im voraus die Wälzungsbogen zu den einzelnen Punkten der Eingrifflinie bekannt sind. Ist aber dieser Zusammenhang gegeben, so kann das entsprechende Zahnprofil konstruirt werden. Diese Aufgabe ist es, welche das obige Verfahren, von einem gegebenen Zahnprofil ausgehend, löst.

Bei den cykloidischen Verzahnungen ist der Wälzungsbogen gleich der Eingriffstrecke, und deshalb sind diese Verzahnungen besonders einfach hinsichtlich ihrer geometrischen Eigenschaften.

Bei richtig zusammenarbeitenden Zahnrädern sind die Eingrifflinien kongruent und die Wälzungsbogen zu homologen Eingriffpunkten gleich lang. Unter Einhaltung dieser Bedingung können beliebig viele Räder zu einem gegebenen hinzukonstruirt werden. Solche Räder sind unter der weiteren Bedingung Satzräder (s. §. 200), dass die allen gemeinschaftliche Eingrifflinie so geformt ist, dass sie durch den Theilkreis sowohl, als durch den Radius zu ihrem Theilkreispunkt in zwei kongruente Stücke zerlegt wird.

Bei allen Satzräderverzahnungen sind deshalb bei der Zahnstange die Zahnprofilstücke über und unter dem Theilkreise kongruent.

Der Strahl, welcher von dem Theilkreispunkte der Eingrifflinie aus nach irgend einem Eingriffpunkte gezogen wird (z. B. *SI* in Fig. 572), gibt die Richtung und den Angriffspunkt des Zahndruckes für den betreffenden Eingriffpunkt an.

§. 205.

Die cyklischen Kurven.*

Zur Erzielung der Satzräderverzahnungen, oder überhaupt solcher Verzahnungen, deren geometrische Eigenschaften man allgemein vorausbestimmen will, eignen sich am besten die Kreisrollungs- oder cyklischen Kurven. Wenn ein Kreis auf einem anderen, mit dem er in derselben Ebene liegt, ohne Gleitung rollt, so beschreibt jeder Punkt in einem seiner Radien eine solche Kurve, welche eine gemeine, verlängerte oder verkürzte Cykloide

heisst, je nachdem der beschreibende Punkt auf dem Umfang des rollenden Kreises liegt, oder durch eine Verlängerung oder durch eine Verkürzung des Halbmessers des rollenden Kreises zu erreichen ist.

Der ruhende Kreis ist der Grundkreis der Kurve, sein Halbmesser werde hier mit R bezeichnet; der rollende Kreis heisst der Wälzungskreis oder Radkreis und habe den Halbmesser r ; der dem beschreibenden Punkt diametral gegenüberliegende Punkt des Radkreises werde der Gegenpunkt des Kurvenpunktes genannt. Bezeichnet man nun den Halbmesser desjenigen der beiden Kreise, welcher den anderen mit seiner Innenseite berührt, als negativ, den anderen als positiv, so lassen sich zunächst die fünf Arten der cyklischen Kurven, welche sich durch Veränderung von R und r ergeben, wie folgt zusammenstellen.

Grundkreis	Radkreis	Entstehende Kurve
$+ R$	$+ r$	Aufradlinie oder Epicykloide
$+ \infty$	$+ r$	Radlinie schlechthin oder Orthocykloide*)
$- R$	$+ r$	Inradlinie oder Hypocykloide
$+ R$	$\pm \infty$	Fadenlinie oder Kreisevolvente
$+ R$	$- r$	Umradlinie oder Pericykloide

Bei allen fünf Arten gelten sodann die beiden folgenden Sätze:

1. Die Normale zu einem Kurvenelement geht durch den zugehörigen Berührungspunkt der Erzeugungskreise.

2. Der Krümmungsmittelpunkt zu einem Element der Kurve ist der Durchschnitt der Normalen mit der Geraden, welche den Gegenpunkt mit dem Mittelpunkt des Grundkreises verbindet. Bei den verlängerten und verkürzten Kurven liegt der Gegenpunkt auf dem verlängerten Radius zum Kurvenelement und der durch den Berührungspunkt gezogenen Senkrechten zur Normale.

Auf dem ersten Satze beruht die vorzügliche Anwendbarkeit der cyklischen Kurven zur Verzahnung; auf den zweiten lassen

*) So schlug der Verfasser statt „Cykloide“ vor, weil dieser letztere Name zur Bezeichnung des ganzen Kurvengeschlechtes dient.

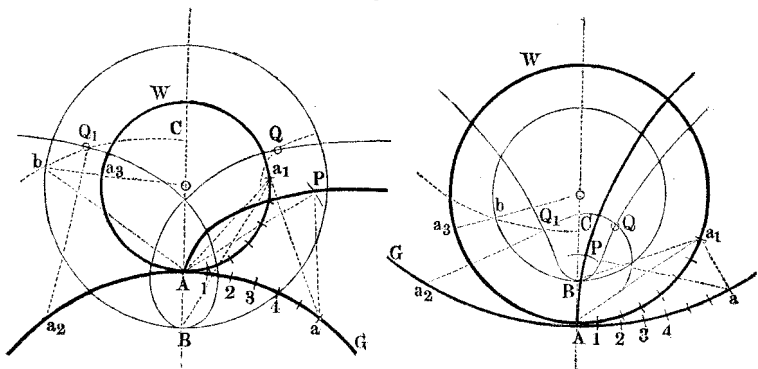
sich vortrefflich die Ersetzungen der cykloidischen Zahnkurven durch Kreisbögen stützen.

§. 206.

Verzeichnung der cyklischen Kurven.

I. Genaues Verfahren. Fig. 574. G Grundkreis, W Radkreis, A Anfangspunkt der Kurve. Trage von A aus auf G und W nach derselben Seite kleine gleichlange Bogenstücke auf, und es seien nun a und a_1 zwei zusammengehörige Theilpunkte. Be-

Fig. 574.



schreibe aus A mit dem Abstand aa_1 einen Bogen, und aus a mit der Sehne Aa_1 ebenfalls einen Bogen, so schneidet letzterer den ersteren in einem Punkte P der gesuchten Kurve. Dieses Verfahren, welches in Fig. 574 nur für Auf- und Inradlinie angewandt ist, gilt für alle fünf Arten der cyklischen Kurven.

II. Abgekürztes Verfahren. Beschreibe aus den Theilpunkten $1, 2, 3, a, \dots$ mit den zugehörigen, von A aus gemessenen Sehnen des Radkreises Kreisbögen, so berühren diese sämtlich die gesuchte Kurve und können, bei recht kleiner Theilung $A - 1, 1 - 2 \dots$ zur Verzeichnung derselben dienen.

Für die in B anfangende verlängerte oder verkürzte Kurve bestimme zuerst P (wobei es nicht nöthig ist, die gemeine Kurve selbst zu verzeichnen), beschreibe dann aus a mit a_1B einen Bogen, und aus P einen solchen mit AB , so schneiden die beiden Bogen einander in einem Punkte Q der gesuchten Kurve.

Oder: Ziehe durch a_3 einen Radius a_3b im Radkreise, und durch b einen Kreisbogen bC konzentrisch mit dem Grundkreise, und mache $a_2 Q_1 = Ab$, so ist Q_1 der Kurvenpunkt für die Wälzung auf dem Bogen $Aa_2 = Aa_3$.

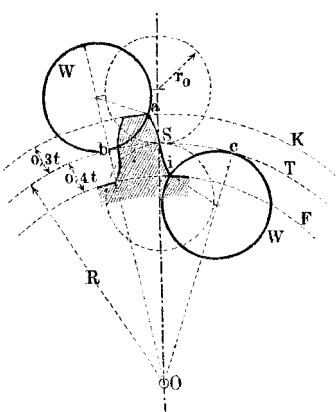
§. 207.

Radlinienverzahnung für Satzräder.

Das Zahnprofil wird bei dieser, streng genommen als doppelte zu bezeichnenden Verzahnung zusammengesetzt aus einem Auf- und einem Inradlinienbogen, beide erzeugt durch einen für jede Theilung konstanten Radkreis.

I. Verzahnung eines aussenverzahnten Rades, Fig. 575. Gegeben die Zähnezah \mathfrak{Z} und die Theilung t oder die Stichzahl $t:\pi$ des Rades. Dann

Fig. 575.



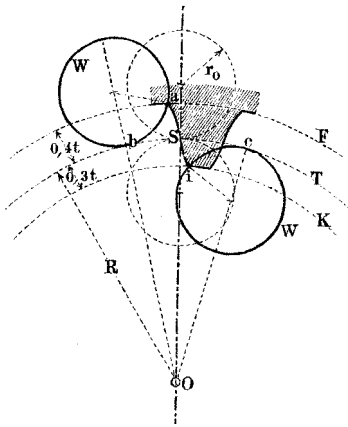
mache man $OS = R = 3t : 2\pi = \frac{1}{2}\mathfrak{Z}(t:\pi)$, und den Halbmesser r_0 der Radkreise $W = 0,875t$ oder $= 2,75(t:\pi)$; verzeichne den Kopfkreis K um $0,3t$ von T abstehend, sowie den Fusskreis F um $0,4t$ von T entfernt, und mache die Zahndicke $= \frac{19}{40}t$. Bogen $Sb = ab$; Bogen $Sc = ic$. Sa ein Aufradlinienbogen, erzeugt durch Rollen von W auf T ; Si Inradlinienbogen, erzeugt durch Rollen von W in T .

Bei dem eilfzähligen Rad wird Si gerade und radial. Die Verzahnung kann gut bis zu sieben Zähnen herab benutzt werden; die Inradlinienbogen werden zwar bei $\mathfrak{Z} < 11$ unterkrümmt, d. i. nach der Zahnmittelebene hin gebogen. Diese Unterkrümmung ist aber dadurch unschädlich zu machen, dass man die Zahnfußflanken unter Beachtung des theoretischen Fußprofils ausrundet (s. §. 203, wo in Fig. 573 als Beispiel das siebenzählige Rad der vorliegenden Verzahnung im Eingriff mit der Zahnstange gewählt wurde), und ausserdem dem Rade eine Seitenscheibe

oder Saumleiste (s. §. 228) gibt. Der Scheitelspielraum wird $\frac{1}{10}t$, der Flankenspielraum $\frac{1}{20}t$.

II. Verzahnung eines Hohlrades, Fig. 576. Das Hohlrad ist in den Zahnformen, abgesehen von der Rücksicht auf die

Fig. 576.



Spielräume, die genaue Hohlform des gleichgrossen aussenverzahnten Rades. — R Theilkreishalbmesser, K Kopfkreis, um $0,3t$ von T nach innen abstehend, F Fusskreis, um $0,4t$ von T nach aussen abstehend. $r_0 = 0,875t = 2,75(t : \pi)$, Zahndicke = $\frac{19}{40}t$. Sa Aufradlinienbogen, erzeugt durch Rollen von W auf T , Si Inradlinienbogen, erzeugt durch Rollen von W in T .

Bei der Zahnstange ist $R = \infty$. Sa und Si werden dann kongruente Bögen der gemeinen Orthocykloide (Fig. 573).

Die Eingriffslinie fällt bei der vorliegenden Verzahnung mit den Radkreisen zusammen; der Eingriffbogen ist zudem hier gleich der Eingriffstrecke, nämlich = Bogen ba + dem entsprechenden Bogen $b_1 a_1$ am eingreifenden Rade, wenn beide aussenverzahnt, und + der Bogenstrecke ci am Hohlrade, wenn ein solches in das Vollrad eingreift. Die Eingriffdauer ε schwankt zwischen 1,22 und 1,60.

§. 208.

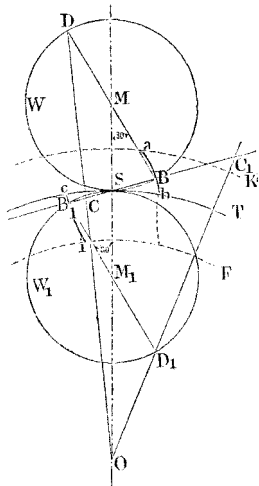
Radlinien - Kreisverzahnung.

Als Ersatzbögen werden zwei Stücke von Krümmungskreisen passend gelegener Elemente der Radlinienbögen benutzt (vergl. §. 205).

Fig. 577. Verzeichne den Theilkreis T und die Kopf- und Fusskreise K und F in der bekannten Weise, sowie aus den Mittelpunkten M und M_1 die Radkreise W und W_1 , die einander und den Theilkreis in S berühren. Ziehe nun die Durchmesser BMD und $B_1 M_1 D_1$ so, dass $\angle BMS = \angle B_1 M_1 S = 30^\circ$;

verbinde B mit B_1 durch die verlängerte Gerade $C_1 B S B_1$, und ziehe durch die Gegenpunkte D und D_1 die Geraden OD und $OD_1 C_1$, so liefern deren Schnitte C und C_1 mit der Geraden $B_1 C S C_1$ die gesuchten Krümmungsmittelpunkte zu den Ersatzbögen $a B b$ und $c B_1 i$. Durch C und C_1 lege nun aus O beschriebene Mittelpunktkreise, und rücke die Bögen $a B b$ und $c B_1 i$ zum Zahnprofil zusammen.

Fig. 577.



Durch Rechnung findet man die Krümmungshalbmesser ϱ aus den folgenden Formeln:

$$\frac{\varrho}{t} = 0,45 \frac{2\mathfrak{z} \pm 11}{3 \pm 11} \text{ und } \frac{\varrho}{\left(\frac{t}{\pi}\right)}$$

$$= 1,42 \frac{2\mathfrak{z} \pm 11}{3 \pm 11} \quad \dots (190)$$

Die Pluszeichen liefern die Krümmungshalbmesser CB für die Aufradlinienbögen (ϱ_a), die Minuszeichen die Krümmungshalbmesser $C_1 B_1$ für die Inradlinienbögen (ϱ_i). Am Radboden wird der Zahnfuss in bekannter Weise mit einer Abrundung angesetzt.

1. *Beispiel.* Gegeben $\mathfrak{z} = 63$, $t = 30$, so ist der Krümmungshalbmesser ϱ_a für die Ersatzbögen der Aufradlinien: $\varrho_a = 30 \cdot 0,45 \cdot (126 + 11) : (63 + 11) = 30 \cdot 0,45 \cdot (137 : 74) = 0,833 \cdot 30 =$ sehr nahe 25 mm, und der Krümmungshalbmesser ϱ_i für die inneren Bögen: $\varrho_i = 30 \cdot 0,45 \cdot (126 - 11) : (63 - 11) = 30 \cdot 0,45 \cdot 115 : 52 = 30 \cdot 0,995 =$ sehr nahe 30 mm.

2. *Beispiel.* Gegeben $\mathfrak{z} = 11$, $t : \pi = 10$. Hier wird: $\varrho_a = 10 \cdot 1,42 \cdot 33 : 32 = 42,6 : 2 = 21,3$ mm (nicht etwa Theile des Peripherie- maasstabes). Sodann hat man $\varrho_i = 10 \cdot 1,42 \cdot (11 : 0) = \infty$, d. h. die Fussflanke wird geradlinig und radial.

3. *Beispiel.* Gegeben $\mathfrak{z} = 7$, $t = 50$. Hier wird $\varrho_a = 50 \cdot 0,45 \cdot (14 + 11) : (7 + 11) = 50 \cdot 0,45 \cdot (25 : 18) = 31,2$ oder abgerundet 31 mm. Für den inneren Bogen erhält man: $\varrho_a = 50 \cdot 0,45 \cdot (14 - 11) : (7 - 11) = 50 \cdot 0,45 \cdot \frac{3}{4} = -50 \cdot 0,45 \cdot 0,3375 =$ nahe -17 mm. Die Fussflanke wird also unterkrümmt. Sie wird in der in §. 203, Fig. 573 angegebenen Weise in den Radboden übergeführt.

Bemerkung. Bei den Zähnezahlen unter 15 thut man wohl, statt der Kreisverzahnung die genaue Methode (§. 207) anzuwenden, indem sonst die Vernachlässigungen einen merkbaren Einfluss auf den Gang der ausgeführten Zahnräder üben.

§. 209.

Evolventenverzahnung für Satzräder.

Das Zahnprofil wird durch einen Kreisevolventenbogen gebildet, welcher durch Abwicklung eines zum Theilkreise konzentrischen Grundkreises erzeugt wird, der zum Theilkreise in einem festen Verhältniss steht.

Aeussere und innere Verzahnung, Fig. 578 und Fig. 579. Gegeben die Zähnezah \mathfrak{Z} und die Theilung t , oder die Stichzahl

Fig. 578.

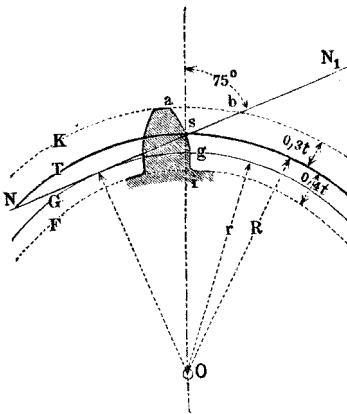
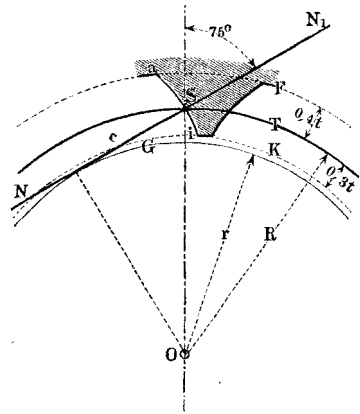


Fig. 579.



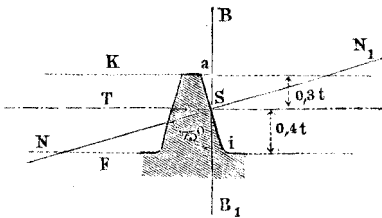
$t : \pi$ des zu verzahnenden Rades. Mache $OS = R = \mathfrak{Z}t : 2\pi = \frac{1}{2} \mathfrak{Z} (t : \pi)$ und verzeichne die Kopf- und Fusskreise K und F in den Abständen $f = 0,4t$, $k = 0,3t$ vom Theilkreise, sowie die Zahndicke mit $\frac{19}{40}t$. Ziehe hierauf die Gerade NSN_1 unter 75° gegen OS geneigt, so wird dieselbe den Grundkreis G vom Halbmesser $r = 0,966 R = 0,154 \mathfrak{Z}t = 0,483 \mathfrak{Z} (t : \pi)$ berühren. Wickle nun die NS von S nach a vom Kreise G ab, und von S nach g auf den Kreis G auf, so ist die Bahn aSg des Punktes S der gesuchte Zahnurmass, welcher bei äusserer Verzahnung für die Zähnezahlen unter 55 durch ein radiales Stück gi zu verlängern und mit dem Radboden zu verbinden ist.

Eingrifflinie ist die Gerade NN_1 ; die Eingriffstrecke setzt sich aus deren den Zahnköpfen zukommenden Abschnitten Sb und Sb_1 , beim Hohlrade Sc , zusammen. Zur Ermittlung der Ein-

griffdauer ε hat man nur die Theilung t durch Radienziehung auf den Grundkreis r zurückzuführen und mit der so erhaltenen Grundkreistheilung oder Grundtheilung die Eingriffstrecke auszumessen. Bei zwei gleichgrossen Rädern von 14 Zähnen ist ε nur wenig > 1 ; es schwankt überhaupt zwischen 1 und 2,5.

Zahnstange, Fig. 580. aSi gerade, unter 75° gegen den Theilkreis T geneigte Linie als Zahnprofil. Der Winkel von 75° ist durch Zusammenlegen der gebräuchlichen Winkelbrettehen von 45° und 30° leicht zu erhalten.

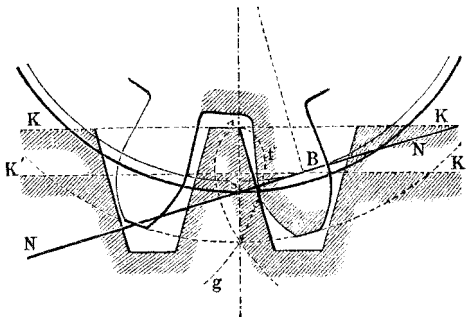
Fig. 580.



Bei den wenigzähligen Rädern liegt der Grundkreis im Zahnprofil nahe dem Theilkreis. Dies führt leicht einen störenden Fehler im Eingriff herbei. Ist nämlich

das Stück SB der Geraden NN_1 , welches zwischen Theil- und Grundkreis liegt, kleiner als das vom Zahnkopf des eingreifenden Rades, siehe Fig. 581, so schneidet die Profilspitze a auf ihrer durch die Curve afg angedeuteten Kopfbahn (vergl. Fig. 573) in

Fig. 581.



den Zahnfuß des anderen Rades ein. Soll dieser Fehler nicht eintreten, so darf die Zahnkopfbegrenzung, zu welcher der Punkt a gehört, nicht über die durch B gehende $K'K'$ hinausgehen*).

*) Der Widerspruch, dass trotz der geometrischen Richtigkeit der Verzahnung doch der Eingriff falsch werden kann, ist nur scheinbar. Denn unter den gemachten Voraussetzungen hinsichtlich der Zahnkopflängen müsste die Zahnfußflanke an dem kleinen Rade statt von einfach bogen-

Bei der vorliegenden Satzräderverzahnung findet dies für Räder, welche in eine Zahnstange eingreifen, nur statt, wenn $3 \geq 28$. Ein anderes Mittel, den falschen Eingriff zu vermeiden, besteht in einer entsprechend starken Abrundung der Zahnkante bei a ; dieselbe ist in der Praxis mehrfach im Gebrauch. Wegen einer wichtigen Anwendung der Evolventenverzahnung siehe §. 222.

§. 210.

Punktverzahnungen.

Die Radlinienverzahnung ist auch vielfach so benutzt worden, dass man die inneren Radkreise bei beiden Rädern halb so gross machte, wie die zugehörigen Theilkreise. Dann werden an beiden Rädern die Fussflanken gerade, die Kopfflanken gekrümmt. Solche Räder sind aber keine Satzräder, und daher für die gewöhnlichen Ausführungen des Maschinenbaues als unpraktisch zu verwerfen. Nur bei den Uhrmachern wird sich diese Verzahnungsmethode wahrscheinlich dauernd halten, weil sie ein bequemes Ausfeilen der Zahnlücken gestattet.

Steigert man den Durchmesser des Radkreises um einen Bruchtheil über den Halbmesser des umgebenden Theilkreises hinaus, so ergeben sich auch ausführbare Verzahnungen, welche aber nur in ganz vereinzelt Fällen praktisch sind.

Wird der Radkreis einer einfachen Verzahnung so gross gemacht, wie der Theilkreis des einen der beiden Räder, so ergeben sich für den Theilkreis, auf welchem er rollt, als Zahnprofile cyklische Kurven, für den anderen, mit ihm gleich grossen Theilkreis aber schrumpft das Zahnprofil in einen Punkt zusammen, weshalb man solche Verzahnungen Punktverzahnungen nennen kann. Unter diese fallen die sogenannten Triebstockverzahnungen. Bei denselben wird nicht sowohl das in einem Punkt zusammengegangene Zahnprofil, als vielmehr eine Aequidistante desselben ausgeführt, nämlich ein um den Punkt beschriebener Kreis.

förmiger Gestalt von einer \vee förmigen sein, nämlich aus zwei auf dem Grundkreis eine Spitze bildenden Evolventenbogen bestehen, von denen der eine in die Lücke fallen, also unausführbar sein würde. Es handelt sich also hier um einen der Fälle, welche in §. 203 bei I. angedeutet wurden. Auch die Ausführung der in obiger Figur gefundenen Fusskurve geht nicht an, da dieselbe ein Stück der richtigen Kurve wegschneidet.

Weiter unten sehen wir indessen den erwähnten Punkt selbst, einer Kante des Zahnes angehörig, in Benutzung gezogen.

Triebstockverzahnung für äusseren Eingriff. Fig. 582. Um den Punkt, in welchen das Zahnprofil am Rade R übergegangen ist, wird ein Kreis mit $\frac{19}{30}t$ beschrieben, welcher das Profil des den Punkt umgebenden und vertretenden Triebstockes ist; das Zahnprofil am Rade R_1 ist eine Parallele (oder Aequidistante) zu einer Aufradlinie Sa , erzeugt durch Wälzen des Kreises T auf T_1 , Bogen $Sb = ab$; Kreise vom Triebstockhalbmesser aus den Punkten von Sa beschrieben, hüllen das Zahnprofil cd ein; di viertelkreisförmiges Fussprofil. Die Eingriffslinie kann so bestimmt werden, als sie der Punkt S im Eingriff mit dem Epicykloidenbogen Sa . Sie fällt unter dieser Voraussetzung mit T zusammen; die Eingriffstrecke SI wird durch den Kopfkreis K_1' in I begrenzt, und ist gleich dem Eingriffsbogen, muss also $> t$, nicht kleiner als etwa $1,1t$ sein. Hiernach richtet sich die Kopflänge k_1' und die daraus folgende k_1 . Will man die wirkliche Eingriffslinie bestimmen, welche diejenige der Kurve dc mit dem Triebstockprofil ist, so verfähre man nach der bei III, §. 203 angegebenen Methode.

Fig. 582.

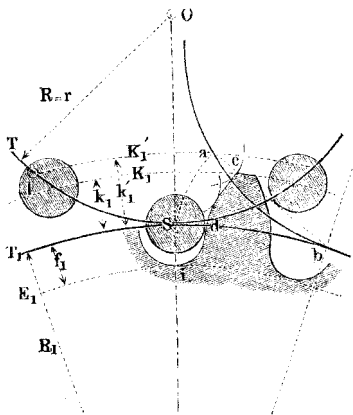


Fig. 583.

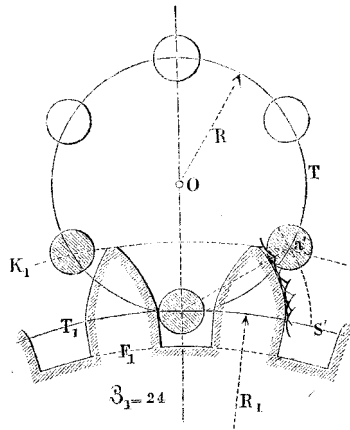


Fig. 583 zeigt ein Triebstockrädchen von sechs Zähnen im Eingriff mit einem 24 zähligen Rade. Die Stöcke im Getriebe oder „Trieb“ haben eine Dicke $= t/3$. Die Fussflanken am 24er Rade sind geradlinig gemacht, um das Fräsen der Zähne und das Nachfeilen derselben zu erleichtern.

Triebstockverzahnung für inneren Eingriff. Fig. 584. Ganz ähnliches Verfahren wie vorhin. Das Zahnprofil cd ist eine Parallele zu der Inradlinie Si , erzeugt durch Wälzen von T in T_1 , Bogen $Sb = ib$; SI Eingriffstrecke, gleich dem Eingriffbogen, also $\geq 1,1t$ zu machen. Das Fussprofil da ist hier wiederum radial gemacht. In Fig. 585 sind die Triebstöcke an dem Hohlrade angebracht, Profil cd ist parallel zu der Umradlinie Sa , erzeugt durch Wälzen von T um T_1 ; Bogen $Sb = ab$; SI Eingriffstrecke, gleich dem Eingriffbogen, wie oben, und $\geq 1,1t$ zu machen; di radiales Fussprofil.

Fig. 584.

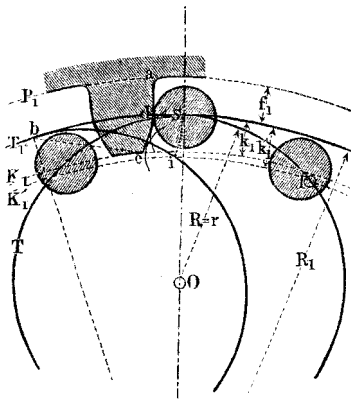
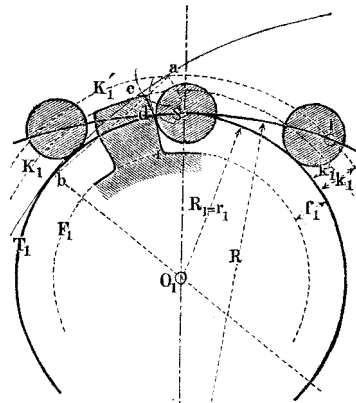


Fig. 585.

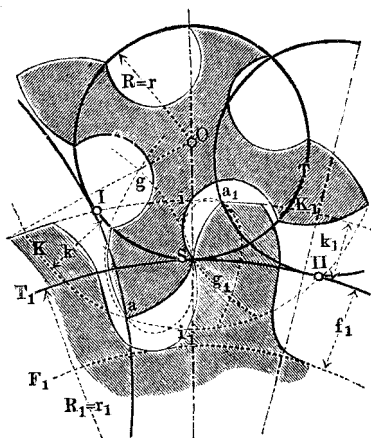


Lässt man in Fig. 584 den Radius R_1 unendlich gross werden, so entsteht der Zahnstangenmechanismus, bei welchem die Zahnprofile an der Zahnstange Parallelen zu gemeinen Radlinien werden. Wenn dagegen bei Fig. 585 R unendlich gross gemacht wird, erhält die entstehende Zahnstange eine sehr bequeme Form (Stockleiter), sodass die Konstruktion der ersteren vorzuziehen ist; an dem Rade werden die Zahnprofile Parallelen zu Kreisevolventen.

Die Triebstockverzahnungen haben für präzise Ausführungen, welche sich nicht oft wiederholen, den Vortheil, dass man die Triebstöcke so leicht genau herstellen kann (auf der Drehbank); die erwähnten leiterförmigen Zahnstangen, aus Schmiedeisen hergestellt, sind zudem sehr praktisch namentlich für Windwerke, welche dem Frost ausgesetzt sind, wie die an Schleusen, Drehbrücken, Drehthürme, an Sternwarten u. s. w. Die Stäbe können dabei aus unabgedrehtem, nur recht sauber gewalztem Rundeisen gemacht werden.

Doppelte Punktverzahnung. Fig. 586. Verbindet man zwei Punktverzahnungen miteinander, so erhält man eine Verzahnung, welche ein sehr tiefes Herabgehen der Zähnezahl des einen Rades, also eine starke Uebersetzung bei kleinen Abmessungen der Räder gestattet.

Fig. 586.



einen Rades, also eine starke Uebersetzung bei kleinen Abmessungen der Räder gestattet. Hier sind beide Theilkreise zugleich Radkreise. Sa Aufradlinienbogen, erzeugt durch Wälzen von T_1 auf T , eingreifend auf der Strecke SI mit dem Punkte S des Rades T ; Sa_1 Aufradlinienbogen, erzeugt durch Wälzen von T auf T_1 , eingreifend auf der Strecke SII mit dem Theilkreispunkte S des Rades T_1 . Si Fussprofil, angelehnt an das theoretische Lückenprofil Sa_1g_1 (siehe IV.

§. 203), Si_1 Fussprofil des anderen Rades, ebenso an das theoretische Lückenprofil Sag gelehnt. — Unter Voraussetzung der Seitenscheiben ist das kleine Rad gut zu brauchen; Ausführungen ähnlicher Art zeigen die Wagenwinden oder sogenannten Domkräften und verwandte Hebezeuge.

§. 211.

Schildräder mit Punktverzahnung.

Man ist nicht gebunden, die Zahnprofile in unmittelbarer Nähe der Theilkreise anzubringen, sondern kann sie auch mehr oder weniger ausser- oder innerhalb verlegen. Thut man dies, so entstehen Verzahnungen, bei welchen die Zähne des einen Rades die des andern ganz oder fast ganz umlaufen, sodass ein Radboden nicht anzubringen ist. Solche Räder lassen sich konstruktiv so ausführen, dass man die Zähne seitlich von einer, etwa als Ebene gestalteten Wandfläche des Radkörpers vorspringen lässt, vergleichsweise wie die Buckel eines Schildes. Räder von dieser Bauart, welche auch bei den obigen Beispielen an-

grössere Rad kann wegen seiner Form ein Kreuzschleifenrad genannt werden.

Lässt man bei innerem Eingriff den Achsenabstand OO_1 bestehen, die Halbmesser aber unbeschränkt wachsen, so gehen sie in unendliche Länge über und die Theilkreise entziehen sich der Verzeichnung. Die Räder erhalten gleiche Winkelgeschwindigkeit bei gleichem Drehungssinn. Sie lassen sich als Schildräder zur Ausführung bringen, wie Fig. 590 zeigt. Beide Räder erhalten Triebstockzähne, von denen die zusammenarbeitenden zur Summe ihrer

Fig. 590.

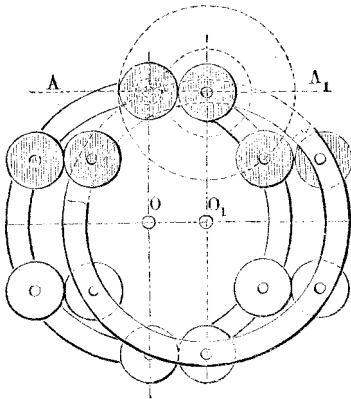
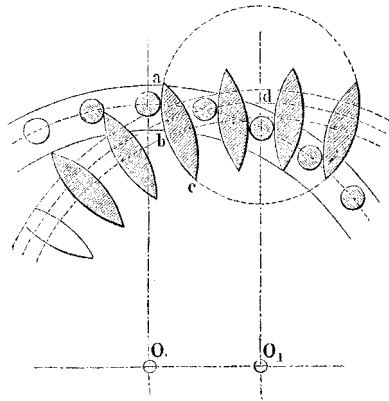
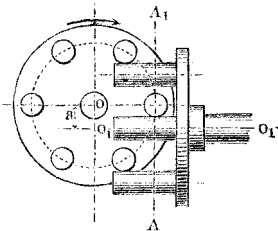


Fig. 591.



Halbmesser den Abstand OO_1 haben. Hier sind die Halbmesser gleich gemacht, jedoch auch zwei Paare ungleicher Triebstöcke durch Punktirung angedeutet. Leicht ist es, die Räder als Rollen und spielfrei auszuführen. Dieselben kann man, da sich parallele Radien beider Räder stets parallel bleiben, Parallelräder nennen*).

Fig. 592.



Eine zweite Form der Parallelräder zeigt Fig. 591. abc Kreisbogen, einem der vier Segmente des mit dem Halbmesser da beschriebenen Triebstockprofils am Rade O_1 angehörig.

Wenn man die beiden Parallelräder aus Fig. 590 gegenseitig um die Achse AA_1 verstellt, welche

*) Die Räder und der Name für dieselben vom Verfasser vorgeschlagen, Berl. Verhandl. 1875, S. 294.

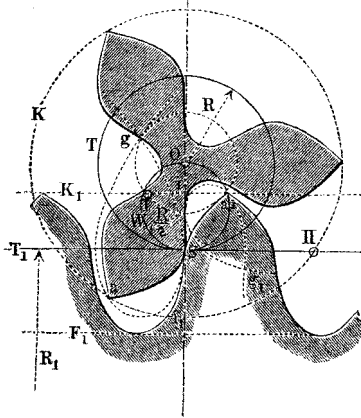
normal durch zwei benachbarte Triebstockachsen und parallel $O O_1$ geführt wird, so bleibt der Eingriff richtig. In Fig. 592 (a. v. S.) sind zwei so bis zum rechten Winkel verstellte Parallelräder dargestellt. Ihre Achsen sind geschränkt, weshalb sie streng genommen weiter unten erst anzuführen sein würden. Dieses geschränkte Räderwerk ist bekannt*), indess wenig angewandt; es eignet sich vielleicht recht gut für die Uebertragung der Uhrzeigerbewegung an Grossuhren, wenn die Zähnezah 20 bis 24 gewählt wird.

§. 212.

Gemischte Verzahnungen. Daumenverzahnung.

Durch die Vereinigung oder Mischung der verschiedenen Verzahnungsmethoden kann man unter Umständen wichtigen praktischen Forderungen an die Zahnformen gerecht werden.

Fig. 593.



Hier zwei Beispiele.

Gemischte Verzahnung, Fig. 593. Für die Anfertigung der vorhin genannten kleinen Triebflinge für Hebezeuge ist es sehr zweckmässig, wenn das Fussprofil nicht gar zu sehr unterschnitten erscheint. Für diesen Zweck eignet sich die Anwendung der Geradflanken beim Zahnfusse des kleinen Rades. Zur Erzielung einer genügenden Eingriffdauer (welche hier bei dem Dreierad mit Zahnstange immer noch 1,15 beträgt) müssen dann freilich auch am eingreifenden Rade die Zahnkurven am Zahnkopf bis zu ihrem Durchschnitt geführt werden. *Sa* Fadenlinienbogen,

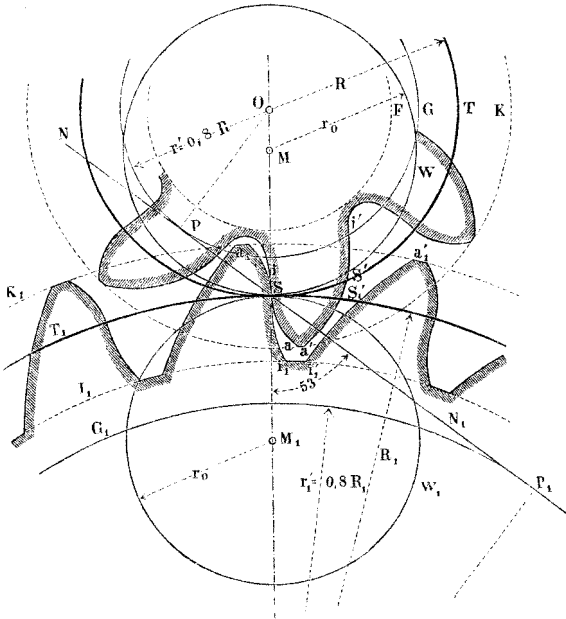
Erzielung einer genügenden Eingriffdauer (welche hier bei dem Dreierad mit Zahnstange immer noch 1,15 beträgt) müssen dann freilich auch am eingreifenden Rade die Zahnkurven am Zahnkopf bis zu ihrem Durchschnitt geführt werden. *Sa* Fadenlinienbogen,

*) Vergl. Tom Richard's Aide-mémoire (1848) I, S. 656, Willis, Principles of mechanisms (1851) S. 145, Laboulaye Cinématique (1854) S. 275.

erzeugt durch Wälzen des (hier geradlinigen) Theilrisses T_1 der Zahnstange auf T , S_i geradlinige radiale Fussflanke, erzeugt durch Wälzen des Kreises W vom Halbmesser $\frac{1}{2}R$ in T , $S a_1 g_1$ theoretisches Profil der Lücke des Rades T . $S a$ greift mit dem Punkte S der Zahnstange auf der Strecke SII . $S a_1$ Radlinienbogen, erzeugt durch Wälzen von W auf T_1 greifend auf der Strecke SI mit der Fussflanke S_i des Rades T .

Daumenverzahnung. Durch Mischung der Radlinien- mit der Evolventenverzahnung, jede auf je einer der beiden Zahnflan-

Fig. 594.



ken angewandt, lässt sich dem Zahne ein für seine Festigkeit sehr günstiges Profil geben. Dasselbe ist für den Betrieb ebenfalls ganz günstig, wenn die Bewegungs-, beziehungsweise Kraftübertragung hauptsächlich in einem und demselben Drehungsinne stattfindet*). Wegen der Form, welche die Zähne erhalten, kann

*) Die vorliegende gemischte Verzahnung in dem hier vorgetragenen Sinne wurde schon 1851 von Willis vorgeschlagen; 1876 hat Gee sie wieder aufgenommen und in die Praxis einzuführen versucht; er wählte α weit grösser, d. i. ungünstiger, als hier geschehen ist (68°).

§. 213.

Zahnreibung bei den Stirnrädern.

Die Reibung der Stirnradzähne hängt sehr wesentlich von der Verzahnungslinie ab und lässt sich aus Form, Ausdehnung und Lage der Eingriffkurve beurtheilen. Im Allgemeinen wächst die Reibung mit der Eingriffdauer ε . Wegen der Lage der Eingriffslinie führt ε einen Koeffizienten bei sich, welcher $= 1/2$ ist, wenn, wie durchschnittlich bei unserer Radlinienverzahnung, die Eingriffsbogen gleichmässig zu beiden Seiten der Centrale vertheilt sind; er ist $= 1$, wenn wie bei manchen Verzahnungen, z. B. den Triebstockverzahnungen, die Eingriffslinie ganz auf einer Seite der Centrale liegt; er kann $= 3/4$ gesetzt werden, wenn, wie bei der Evolventenverzahnung, die Vertheilung der Eingriffslinie die Mitte zwischen den beiden genannten Anordnungen hält. Von den Zähnezahlen hängt die Zahnreibung in starkem Maasse ab, indem sie proportional deren harmonischem Mittel ist, mithin mit wachsenden Zähnezahlen rasch abnimmt.

Beim Reibungskoeffizienten f und den Zähnezahlen z und z_1 hat man für den Arbeitsverlust p_r durch die Zahnreibung:

$$\left. \begin{array}{l} \text{a) bei der Radlinienverzahnung:} \\ p_r = \pi f \left(\frac{1}{z} \pm \frac{1}{z_1} \right) \frac{\varepsilon}{2} \cdot \cdot \cdot \cdot \\ \text{b) bei der Evolventenverzahnung:} \\ p_r = \pi f \left(\frac{1}{z} \pm \frac{1}{z_1} \right)^{3/4} \varepsilon \cdot \cdot \cdot \cdot \\ \text{c) bei der Triebstockverzahnung*):} \\ p_r = \pi f \left(\frac{1}{z} \pm \frac{1}{z_1} \right) \varepsilon \cdot \cdot \cdot \cdot \end{array} \right\} \cdot \cdot \cdot \cdot (191)$$

Der Koeffizient f selbst ist auch bei gut eingefetteten Rädern nicht klein, da der Flächendruck in der Regel hoch ist; meistens passend ist $f = 0,15$, bei neuen und trocken gehenden Rädern indessen steigt f auf 0,20 bis 0,25 und höher. Das Minuszeichen in der Formel wird gebraucht, wenn ein Hohlrad (z_1) im Paare vorkommt.

*) Annähernd.

1. *Beispiel.* Bei einem Paare siebenzähliger Räder mit Radlinienverzahnung ist $\varepsilon = 1,225$. Bei $f = 0,15$ hat man nach (191 a) für den Verlust durch Zahnreibung: $pr = 3,14 \cdot 0,15 \cdot 2 \cdot 1,225 : 2 \cdot 7 = 0,08243 \sim 8\frac{1}{4}$ Proz.

2. *Beispiel.* Radlinienverzahnung. $\mathfrak{Z} = \mathfrak{Z}_1 = 40$. Hier ist $\varepsilon = 1,44$, und kommt: $pr = 3,14 \cdot 0,15 \cdot 2 \cdot 1,44 : 2 \cdot 40 = 0,016995 \sim 1,7$ Proz.

3. *Beispiel.* Radlinienverzahnung. $\mathfrak{Z} = 7$, $\mathfrak{Z}_1 = -60$ (Hohhrad). Hier ist $\varepsilon = 1,40$ und demnach $pr = 3,14 \cdot 0,15 \cdot 0,7 (\frac{1}{7} - \frac{1}{60}) \sim 4,2$ Proz.

4. *Beispiel.* Radlinienverzahnung. $\mathfrak{Z} = 7$, $\mathfrak{Z}_1 = \infty$ (Zahnstange). Hier ist $\varepsilon = 1,37$, und somit $pr = 3,14 \cdot 0,15 \cdot 1,37 : 2 (\frac{1}{7} + 0) \sim 4,6$ Proz.

5. *Beispiel.* Triebstockverzahnung $\mathfrak{Z} = 6$, $\mathfrak{Z}_1 = 40$. Hier sei, wie in Fig. 583 durch die Konstruktion bewirkt, $\varepsilon = 1\frac{1}{6}$. Es folgt nach (189 c): $pr = 3,14 \cdot 0,15 \cdot 1\frac{1}{6} : (\frac{5}{24}) \sim 2,6$ Proz.

6. *Beispiel.* Evolventenverzahnung. $\mathfrak{Z} = \mathfrak{Z}_1 = 40$. Hier ist $\varepsilon = 1,92$. Dies gibt nach (180 c): $pr = 3,14 \cdot 0,15 \cdot 2 \cdot 0,75 \cdot 1,92 : 40 = 0,0339 \sim 3,4$ Proz., d. i. zweimal soviel als im 2. Beispiel.

Man sieht also, dass von den behandelten die Radlinienverzahnung die kleinste Reibung hat, die Evolventenverzahnung in der Mitte, die Triebstockverzahnung am ungünstigsten steht.

Die Abnützung der Zähne hängt ausser vom Reibungskoeffizienten vom Drucke der Zahnflanken aufeinander und von dem Verhältniss der übereinander hingleitenden Profiltheile ab. Sie ist deshalb bei konstantem Zahndrucke nicht ohne weiteres konstant, und es ist ein grosser Irrthum, wenn man, wie häufig geschieht, annimmt, dass bei der Evolventenverzahnung die Abnützung die Zahnform nicht ändere. Im Gegentheil findet gerade bei dieser Verzahnung verhältnissmässig die stärkste Formänderung durch die Abnützung statt, indem hier das geriebene Flankenstück innerhalb des Theilkreises gegen das darauf reibende des anderen Zahnkopfes besonders klein ist. Man kann die Richtigkeit des Gesagten in der Praxis vielfach beobachten, wo das kleinere Rad in einem mit Evolventenverzahnung versehenen Paare oft tiefe Kerben dicht unter dem Theilkreis zeigt. Die Radlinienverzahnung ist auch in diesem Punkte die günstigere.

Schliesslich sei noch bemerkt, dass man die oben berechneten Reibungsverluste auch geometrisch auffinden kann, und zwar wie folgt. Man bilde die Differenzen der zusammenarbeitenden Profiltheile, dividire dieselben durch die zugehörigen Sehnen der Eingrifflinienbogen, multiplizire sie mit dem Verhältniss des zugehörigen Eingriffbogens zur ganzen Eingriffstrecke, und multiplizire die Summe der erhaltenen Quotienten mit dem Reibungskoeffizienten. Das Resultat ist der Verlust pr . Die genannte Sehne ist bei der Evolventenverzahnung die Eingriff-

strecke selbst. Die Regel liefert p_r auch für die Punktverzahnungen; sie gibt dem Zeichner das Mittel an die Hand, beim Auftragen der Verzahnung deren Reibungsverlust gleichsam mit dem Zirkel abzustechen.

§. 214.

Vor- und Nachteile der behandelten Verzahnungsmethoden.

Jede von den beiden Satzräderverzahnungen hat ihre Vorzüge und ihre Nachteile.

Radlinienverzahnung. Sie gewährt den grossen Vortheil, dass man bei ihr für gleichgrosse Räder mit der Zähnezahlnzahl bis auf 7 herabgehen kann, während bei der Evolventenverzahnung die kleinsten gleichgrossen Räder 14 Zähne haben müssen, man auch die Zähnezahlnzahl bei der Evolventenverzahnung nicht unter 11 nehmen darf. Der Reibungsverlust ist bei dieser Verzahnung verhältnissmässig sehr klein, die Abnützung wenig nachtheilig für die Zahnform. Als ein kleiner Nachtheil ist zu betrachten, dass die Zahnprofile eine S-förmige Krümmung haben, was die Anfertigung erschwert; auch können zusammenarbeitende Räder nicht viel auseinandergerückt werden, ohne den genügend richtigen Eingriff einzubüssen.

Evolventenverzahnung. Vortheile sind: vor allem die einfache Form der Zähne und sodann die Eigenschaft, dass man die Räder auseinanderdrücken darf, ohne die Richtigkeit des Eingriffes zu beeinträchtigen. Diesen Vorzügen stellt sich aber der oben besprochene Nachtheil entgegen, vermöge dessen bei kleinen Zähnezahlnzahlen der Zahnkopf nach Beendigung des richtigen Eingriffstückes eine solche Bahn gegen den ihn angreifenden Zahn oder genauer gegen dessen radialen Fuss beschreibt, dass er ihm eine unrichtige Geschwindigkeit ertheilt. Der Uebelstand wird ausser durch die oben angegebenen Mittel bei fertigen Rädern gehoben, wenn man die betreffenden Räder auseinanderdrückt, und zwar so weit, dass bei beiden Rädern die Zähne wenigstens gleichzeitig aus der Eingriffslinie treten. Somit trägt die Verzahnung das Heilmittel für ihren Fehler zwar in sich selbst; allein für starke Kraftübertragung sind doch, namentlich wo Stösse häufig

sind, so gesperrt gehende Räder nicht geeignet, beziehlich die kleinen Zähnezahlen zu vermeiden.

So wird also für die Satzräder die Evolventenverzahnung nur bei grösseren Zähnezahlen (wo etwa das kleinere Rad im Paare nicht unter 30 Zähne hat) zu empfehlen sein, wo ihre guten Eigenschaften sich dann gut verwerthen lassen, während für Räder mit kleinen, unter Umständen möglichst kleinen Getrieben die Radlinienverzahnung den entschiedenen Vorzug verdient. Da diese ausserdem auch für grosse Zähnezahlen vortrefflich ist und in Bezug auf Reibung und Abnützung sehr günstig steht, so empfiehlt es sich, bei neuen Fabrikanlagen nur sie allein für die Satzräder, insbesondere die Stirnräder, in Anwendung zu bringen. Für manche Einzelräder und sodann für die Kegelräder, welche in der Regel nicht Satzräder sind, eignet sich indessen der einfachen Form wegen die Evolventenverzahnung auch sehr gut. Vergl. auch §. 222.

Die Punktverzahnungen und die gemischten leisten für besondere Fälle, namentlich bei Hebzeugen und anderen Windwerken, wo unter Umständen als Zahnmaterial Schmiedeisen und Stahl gebraucht wird, ausgezeichnete Dienste. Die Daumenverzahnung kann auch in Triebwerken recht nützlich werden, da sie geringere Zahndicken anzuwenden erlaubt, als die anderen.

Die Schildräder haben eine beschränkte Verwendung; doch erweisen sie sich in mancherlei Mechanismen sehr nützlich, wovon noch weiter unten die Rede sein wird (Kapitel XVIII).

B. Verzahnung der Kegelräder.

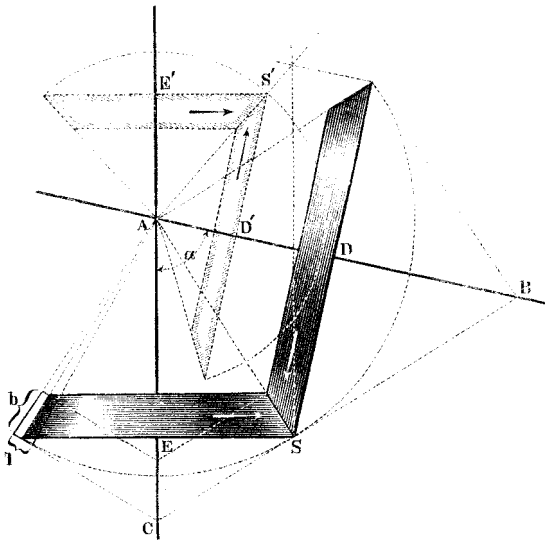
§. 215.

Allgemeines über die Kegelradzähne.

Bei den Kegel- oder Winkelrädern liegen die berührenden Verhältnisskreise zusammenarbeitender Räder in den Grundkegeln, deren Spitzen im Schnittpunkt der geometrischen Achsen der Räder zusammentreffen. Unter den Theilkreisen verstehen wir die an den Grundflächen der Grundkegel liegenden berührenden Verhältnisskreise SD und SE , Fig. 596. Die Zahnlänge wird auf dem Ergänzungskegel des Grundkegels gemessen; SB ist die Kante des Ergänzungskegels zu SD , SC diejenige zu SE , wobei

$BC \perp$ zu AS . Die Zahnlänge wird auf SB und SC , die Zahnbreite auf SA gemessen, die Zahndicke auf dem Theilkreis; die Zähne sind Pyramiden, deren Spitzen in A liegen.

Fig. 596.



Die zusammengehörigen Halbmesser SD und SE der Grundkegel werden gefunden, indem man durch die Berührungslinie SA den Achsenwinkel α so theilt, dass sich die Lothe SD und SE , welche aus einem Punkte S derselben auf die Achsen gefällt werden, verhalten wie die Zähnezahlen oder verkehrt wie die Umlaufzahlen der Räder, sodass also: $SD : SE = 3 : 3_1 = n_1 : n$. Es sind jedesmal zwei Lösungen möglich, jenachdem man die Theilungslinie SA innerhalb α oder in den Nebenwinkel legt, oder mit anderen Worten, jenachdem man α oder den Nebenwinkel als Achsenwinkel betrachtet. Die beiden Lösungen unterscheiden sich dadurch, dass bei unverändertem Drehungssinn der treibenden Welle die getriebene Welle bei der einen Lösung rechts, bei der anderen links umläuft (Fig. 596). Eine der Lösungen kann ein Hohlrad liefern; dies geschieht, wenn $n_1 : n < \cos \alpha$.

Wenn Kegelräder Satzräder werden sollen (vergl. §. 200), so müssen sie ausser gleicher Theilung auch noch gleichlange Berührungslinien (AS , Fig. 596) haben. Da diese Bedingung nur selten erfüllt werden kann, so sind Kegelräder von gleicher

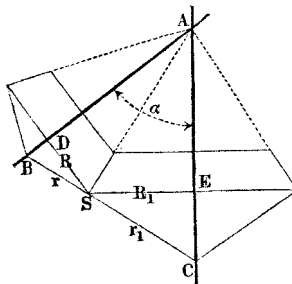
Theilung und Verzahnungsart doch meist Einzelräder. In der Praxis findet man übrigen Abweichungen bis zu 5 Proz. in der Länge der Berührungslinie noch als statthaft betrachtet. Man nennt solche mit einem kleinen Fehler behaftete zu einem vorhandenen Kegelräderpaar für denselben Achsenwinkel hinzu konstruirte Räder Bastardräder. Bei einem vorhandenen rechtwinkligen Kegelräderpaar von 80 auf 45 Zähne gestattet also z. B. die Praxis noch, Bastardräder bis zu 80 ($1 \pm 0,05$), d. i. bis zu 84 und 76 Zähnen, mit dem 45 zähligen rechtwinklig arbeiten zu lassen.

§. 216.

Hülfräder der Kegelräder.

Diejenigen geometrischen Gebilde, welche bei den in Rede stehenden aufeinander rollenden Kegeln in einerlei Fläche bleiben, sind die durch die Grundflächen gelegten, aus der gemeinsamen Kegelspitze beschriebenen Kugelflächen. Sie beschreiben gegeneinander sphärische Cykloiden. Fünf besondere Formen, wie bei den ebenen Cykloiden, kommen auch hier vor; immer fallen die unendlich entfernten Punkte weg, da die Gerade durch den Plankegel, den Kegel von 180° Spitzenwinkel vertreten wird. Die allgemeinen Formen der sphärischen Cykloiden sind denen der ebenen ähnlich, bis auf die der Evolvente analoge Kurve, erzeugt durch Rollung eines Plankegels auf einem gewöhnlichen Kegel; hier reihen sich die Kurvenäste zickzackförmig aneinander*). Wollte man die sphärischen Cykloiden als Zahnprofile wirklich zur Ausführung bringen, so würde man in nicht geringe Schwierigkeiten gerathen. Man erhält indessen, wie Tredgold zuerst gezeigt hat, brauchbare Zahnformen für die Kegelräder, wenn man ihre als Stirnräder verzahnten Hülfräder auf die durch die Ergänzungskegel gegebenen Endflächen der Zähne aufwickelt. Hülfräder zweier Kegelräder R und R_1 (Fig. 597) heissen die Stirnräder von derselben Theilung,

Fig. 597.



*) Siehe Berliner Verhandl. 1876, S. 321, 449, Reuleaux, Modelle zur Veranschaulichung der sphärischen Cykloiden.

welche zu Halbmessern r und r_1 die Erzeugenden BS und CS ihrer Ergänzungskegel haben.

Bei gegebenem Achsenwinkel α bestimmen sich der Halbmesser r und die Zähnezah \mathfrak{z} eines Hülfrades aus den bekannten Halbmessern und Zähnezahlen R, R_1, \mathfrak{Z} und \mathfrak{Z}_1 der Kegelräder mittelst der Formeln:

$$\left. \begin{aligned} \frac{r}{R} &= \frac{\sqrt{R^2 + R_1^2 + 2 R R_1 \cos \alpha}}{R_1 + R \cos \alpha} \\ \frac{\mathfrak{z}}{\mathfrak{Z}} &= \frac{\sqrt{\mathfrak{Z}^2 + \mathfrak{Z}_1^2 + 2 \mathfrak{Z} \mathfrak{Z}_1 \cos \alpha}}{\mathfrak{Z}_1 + \mathfrak{Z} \cos \alpha} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots \left. \begin{aligned} \text{Ist der Achsenwinkel ein Rechter, so wird:} \\ \frac{r}{R} &= \frac{\sqrt{R^2 + R_1^2}}{R_1}, \quad \frac{\mathfrak{z}}{\mathfrak{Z}} = \frac{\sqrt{\mathfrak{Z}^2 + \mathfrak{Z}_1^2}}{\mathfrak{Z}_1}, \quad \frac{r}{r_1} = \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 \end{aligned} \right\} \cdot (192)$$

Beispiel. Ein Kegelröderpaar habe die Zähnezahlen 30 und 50 und einen Achsenwinkel $\alpha = 60^\circ$, so ist $\cos \alpha = 1/2$, und es findet sich für das Hülfrad zu dem 30zähligen Rade: $\mathfrak{z} = 30 \cdot \sqrt{30^2 + 50^2 + 2 \cdot 30 \cdot 50 \cdot 0,5} : (50 + 30 \cdot 0,5) = 6 \cdot \sqrt{4900} : 13 = 32,3$, wofür man 32 nehmen könnte. Für das 50zählige Rad erhält man ferner: $\mathfrak{z}_1 = 50 \cdot \sqrt{4900} : (30 + 50 \cdot 0,5) = 50 \cdot 70 : 55 = \text{nahe } 64$. Mit diesen Zähnezahlen und der gegebenen Theilung sind die Hülfräder zu verzahnen.

Kleine Zähnezahlen sind für Kegelräder nicht günstig, da bei solchen die Fehler, welche die Methode der Hülfräder enthält, merklich auftreten. Macht man aber nur von Zähnezahlen über 24 Gebrauch, so erhalten die Hülfräder nicht unter 28 Zähnen, und man kann sich dann der Evolventenverzahnung bedienen. Diese ist hier wegen der leichten Abformbarkeit der Zähne vortheilhaft, sodass sie trotz ihren kleinen Mängeln an diesem Platze den Vorzug verdient. Auch wegen der Ausführungsfelder in der Verzahnung, welche hier leicht weit grösser ausfallen als bei den Stirnrädern, empfiehlt es sich, grosse Zähnezahlen anzuwenden.

Die Zahnreibungsverluste der Kegelräder sind sehr annähernd gleich denen ihrer Hülfräder.

§. 217.

Das Planrad.

Die innenverzahnten oder Hohlkegelräder sind nicht praktisch, da ihre Modellirung und Herstellung weit schwieriger ist,

als die der gewöhnlichen oder Vollkegelräder. Ein Grenzfall zwischen beiden Arten ist indessen bemerkenswerth. Wenn nämlich das Uebersetzungsverhältniss in einem Winkelräderpaar numerisch = $\cos \alpha$ ist, so geht bei einer der beiden Lösungen der Grundkegel des einen Rades (SE in Fig. 598) in einen Plankegel über. Ein Winkelrad mit einem solchen Grundkegel nennen wir ein Planrad. Der Ergänzungskegel desselben geht in einen Cylinder über; der Halbmesser des Hülfrades zum Planrad wird also unendlich gross, d. h. das Rad erhält die Zahnformen der Zahnstange. Diese sind bei der Evolventenverzahnung besonders einfach (§. 209) und machen dadurch das Planrad zu einer unter Umständen empfehlenswerthen Konstruktion.

Fig. 598.

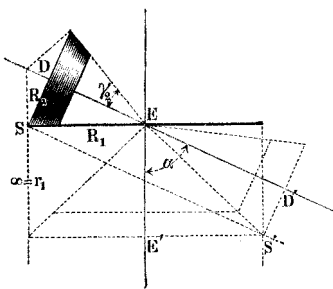
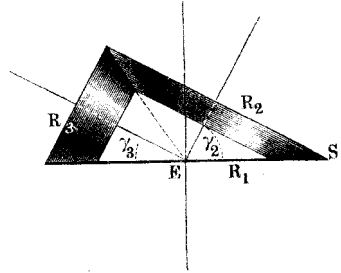


Fig. 599.



Für das Uebersetzungsverhältniss hat man, wie gesagt:

$$\frac{R_2}{R_1} = \cos \alpha \dots \dots \dots (193)$$

woraus z. B. bei $\alpha = 60^\circ$, $R_2 : R_1 = 1/2$ folgt. Das Planrad erlaubt also bei festgesetztem Achsenwinkel nur ein einziges bestimmtes Uebersetzungsverhältniss. Dieses lässt sich auch ausdrücken durch den halben Spitzenwinkel γ_2 des Kegelrades R_2 , indem man auch hat: $R_2 : R_1 = \sin \gamma_2$.

Es verdient beachtet zu werden, dass beide Räder aus einem Winkelräderpaar einzeln mit demselben Planrad arbeiten können. Hat ein solches Paar R_2, R_3 (Fig. 599) die Spitzenwinkel γ_2 und γ_3 und ist ausserdem rechtwinklig, so ist zunächst dessen Uebersetzungszahl: $R_2 : R_3 = \text{tg } \gamma_2 = \text{cotg } \gamma_3$, woraus bei:

$\frac{R_2}{R_3} = \text{tg } \gamma_2 =$	$1/4$	$1/3$	$1/2$	$3/4$	1	$4/3$	2	3	4
$\gamma_2 =$	14°	$18^\circ 30'$	$26^\circ 40'$	$36^\circ 50'$	45°	$53^\circ 10'$	$63^\circ 20'$	$71^\circ 30'$	76°
$\frac{R_2}{R_1} = \sin \gamma_2 =$	0,242	0,317	0,449	0,600	0,707	0,800	0,894	0,948	0,970.

Je eines der Räder R_2 und R_3 kann strenggenommen mit dem Planrade R_1 nur dann benutzt werden, wenn die Zähnezahlen die genügend angenäherte Verwirklichung des Verhältnisses $\sin \gamma_2$ gestatten. Obgleich hiernach in seiner Anwendung beschränkt, ist doch das Planrad manchmal benutzbar, indem es schiefwinklige Uebertragungen sehr leicht ausführbar macht*).

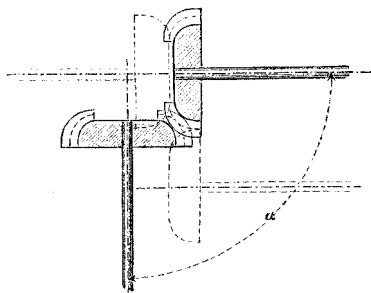
C. Die Hyperbelräder.

§. 218.

Grundkörper der Hyperbelräder.

Die hyperboloidischen oder kurz Hyperbelräder dienen bei geschränkten Achsen, und erhalten Zahuberührung längs einer Linie, weshalb sie zu den Krafträdern gerechnet werden (vergl. S. 558). Ihre Grundkörper sind Drehungshyperboloide, welche einander in einer gemeinschaftlichen Erzeugenden berühren. Die Bestimmung derselben kann wie folgt geschehen. Fig. 600 (a. f. S.) ist eine Projektion normal zur kürzesten Achsenentfernung oder dem Achsenloth. Man theile den Schränkungswinkel α so in zwei Stücke β und β_1 , dass die aus irgend einem Punkte A der Theilungslinie SA auf die Achsen gefällten Lothe AB und AC sich

*) Die von Prof. Beylich 1866 angegebenen „Universalsräder“ sollen konische Räder in Fällen ersetzen, wo der Achsenwinkel häufig zu ändern ist. Sie können dazu dienen,

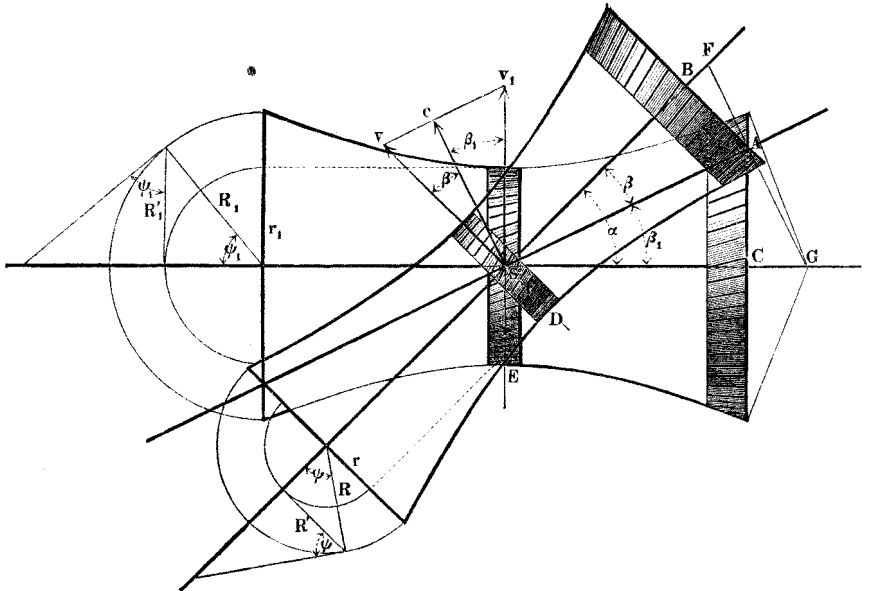


Achsen zu verbinden, die einen beliebigen Winkel, von 0 bis 180^0 einschliessen und innerhalb dieser Grenzen gegeneinander verstellt werden sollen. Die Räder, in beistehender Figur skizzirt, sind verzahnte Ausschnitte von Globoiden III. Kl. (vergl. §. 224), die den Meridianen nach mit Lückenfurchen und Zähnen versehen sind. Anwendungen scheinen selten;

Modell in dem kin. Kabinet der königl. techn. Hochschule. Vergl. übrigens Schluss von §. 211.

verkehrt verhalten, wie die Umdrehungszahlen der Räder. SA ist dann die Berührungskante der Hyperboloide; $AB = R'$ und AC

Fig. 600.



$= R'_1$ sind Projektionen der Halbmesser zweier in A zusammen-treffenden Normalschnitte der Hyperboloide. Man hat

$$\frac{R'}{R'_1} = \frac{\sin \beta}{\sin \beta_1} = \frac{n_1}{n} = \frac{3}{3_1} \dots \dots \dots (194)$$

Die wirklichen Halbmesser R und R_1 sind noch zu bestimmen, ebenso die Halbmesser $SD = r$ und $SE = r_1$ der Kehlkreise. Für letztere hat man zunächst:

$$\frac{r}{r_1} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta_1} = \frac{\frac{n_1}{n} + \cos \alpha}{\frac{n}{n_1} + \cos \alpha} \dots \dots \dots (195)$$

d. h. r und r_1 müssen sich verhalten, wie die durch die Achsenprojektionen abgeschnittenen Stücke AF und AG einer Senkrechten zur Berührungslinie. Wenn der kürzeste Achsenabstand oder das Achsenloth $= a$, so hat man auch:

$$\frac{r}{a} = \frac{1 + \frac{n}{n_1} \cos \alpha}{1 + 2 \frac{n}{n_1} \cos \alpha + \left(\frac{n}{n_1}\right)^2}, \quad \frac{r_1}{a} = \frac{1 + \frac{n_1}{n} \cos \alpha}{1 + 2 \frac{n_1}{n} \cos \alpha + \left(\frac{n_1}{n}\right)^2} \quad (196)$$

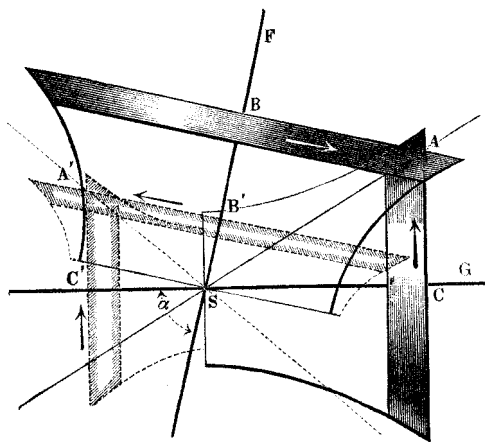
Die Halbmesser R und R_1 sind Hypotenusen zu den Katheten R' und r , R_1' und r_1 (siehe linke Seite der Figur) oder:

$$R = \sqrt{R'^2 + r^2}, \quad R_1 = \sqrt{R_1'^2 + r_1^2} \dots (197)$$

R' und R_1' sind nach dem obigen bekannt, sobald der Abstand $SA = l$ gewählt ist. Für die Winkel β und β_1 hat man endlich noch allgemein:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sin \alpha}{\frac{n}{n_1} + \cos \alpha}, \quad \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\sin \alpha}{\frac{n_1}{n} + \cos \alpha} \dots (198)$$

Es sind jedesmal, ähnlich wie bei den Kegelrädern, zwei Lösungen möglich, je nachdem man die Eintheilungslinie SA innerhalb α oder ausserhalb desselben (in den Nebenwinkel) legt, s. Fig. 601.



Die Lösungen unterscheiden sich durch den Drehungssinn des getriebenen Rades. Auch kann eine der Lösungen ein Hohlrad liefern, eine Konstruktion, welche wie es scheint, noch nie ausgeführt worden ist,

übrigens auch kaum einen wesentlichen praktischen Werth haben mag.

Wenn der Schränkungswinkel $\alpha = 90^\circ$ ist, so wird:

$$\frac{r}{r_1} = \operatorname{tg}^2 \beta = \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 \dots (199)$$

und

$$\frac{r}{a} = \frac{n_1^2}{n^2 + n_1^2}, \quad \frac{r_1}{a} = \frac{n^2}{n^2 + n_1^2}, \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{n_1}{n} \dots (200)$$

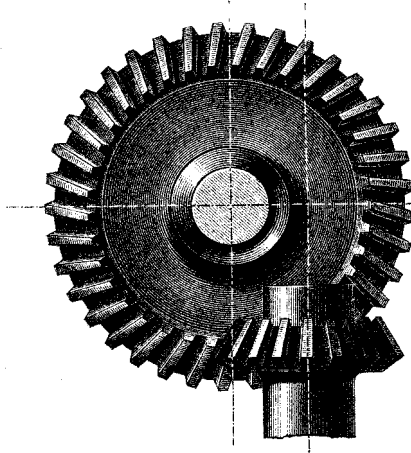
Von den Grundhyperboloiden werden zusammengehörige Zonen als Grundformen der Räder ausgewählt. Bei kleinem Achsen-

abstand sind die in den Kehlen liegenden Zonen meist nicht zu brauchen, wohl aber weiter abgelegene Abschnitte, die alsdann oft durch Kegelstumpfe genähert werden können.

1. *Beispiel.* $\alpha = 40^\circ$, $n_1 : n = 1 : 2$ (vergl. *Beispiel 1* in §. 221) $a = 100$ mm. Man hat $R' : R_1' = 1 : 2$; $r : r_1 = (0,5 + \cos 40) : (2 + \cos 40) = 1,266 : 2,766 = 0,4577$. $a : r = (1 + 2 \cdot \cos 40) : (1 + 2 \cdot 2 \cdot \cos 40 + 4) = 2,532 : 8,064 = 0,31398$, $r = 31,398$ mm, $r_1 = 100 - 31,398 = 68,602$ mm. Ferner $\operatorname{tg} \beta = \sin 40 : (2 + \cos 40) = 0,6428 : 2,766 = 0,232393 = \operatorname{tg} 13^\circ 5'$ und $\beta_1 = 40 - \beta^0 = 26^\circ 55'$. Im Abstände $SA = l = 200$ mm ist $R' = l \sin 13^\circ 5' = 200 \cdot 0,226368 = 45,27$ mm, $R_1' = 200 \cdot \sin 26^\circ 55' = 200 \cdot 0,452634 = 90,04$ mm; endlich $R = \sqrt{45,27^2 + 31,40^2} = 55,10$ mm und $R_1 = \sqrt{90,54^2 + 68,60^2} = 113,59$ mm.

2. *Beispiel.* $\alpha = 90^\circ$, $n_1 : n = 5 : 9$, wofür die Zähnezahlen $\mathfrak{z} = 36$ und $\mathfrak{z}_1 = 20$ passen; a sei $= 20$ mm (Bedingungen, wie sie bei Rädern an Spindelbänken vorkommen). Man erhält nach (197) $r : r_1 = (9 : 5)^2 = 81 : 25 = 3,24$, und aus (200): $r = a \cdot 9^2 : (5^2 + 9^2) = 20 \cdot 81 : 106 = 15,28$ mm, $r_1 = 4,72$ mm. Für β kommt: $\operatorname{tg} \beta = n_1 : n = 1,800$, d. i. $\operatorname{tg} 60^\circ 57'$, wonach $\beta_1 = 29^\circ 3'$. Es sei nun gefordert $R = 49$ mm, dann erhält man aus (197): $R' = \sqrt{R^2 - r^2} = \sqrt{49^2 - 15,28^2} = 46,557$ mm, und

Fig. 602.



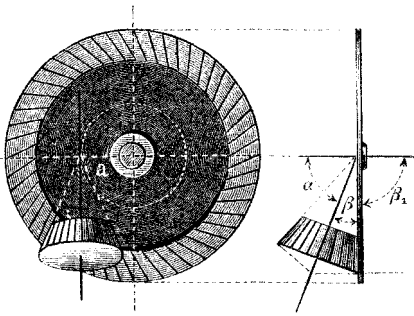
dennach R_1' aus (194) $= \frac{5}{9} R' = 5 \cdot 46,577 : 9 = 25,865$ mm; sodann $R_1 = \sqrt{25,865^2 + 4,72^2} = 26,292$ mm. Fig. 602 stellt das berechnete Räderpaar in äusserer Ansicht in halber Ausführungsgrösse dar. Die Theilung wird gemäss Tabelle §. 202 am grösseren Rade: $t = R : 5,73 = 49 : 5,73 = 8,55$, am kleineren Rade $t_1 = 26,29 : 3,18 = 8,27$ mm.

3. *Beispiel.* $\alpha = 90^\circ$, $n_1 : n = 1$ liefert; $\beta = 45^\circ$, $r = r_1$, $R = R_1$: die Hyperboloide werden kongruent (vergl. *Beispiel 4*, §. 221).

4. *Beispiel.* In dem besonderen Falle, wo numerisch $n_1 : n = \cos \alpha$ und man die Eintheilungslinie, welche β bestimmt, in den Nebenwinkel von α legt, sodass bei Beachtung des Vorzeichens $n_1 : n = -\cos \alpha$, geht der eine Grundkörper in einen Normalkegel, der andere in ein Planhyperboloid, Fig. 603 (a. f. S.), über. Dieses hyperboloidische Planrad entspricht dem bei den Kegelrädern vorkommenden Planrad, siehe §. 217, und bietet die

Bequemlichkeit, mit einem gewöhnlichen Kegelrade zusammen zu arbeiten; viel praktischen Vortheil gewährt es übrigens nicht, da das Planrad ein

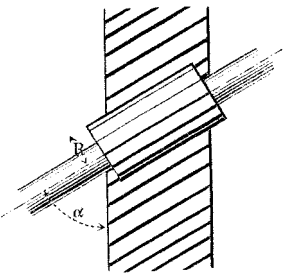
Fig. 603.



Hinderniss für das Durchführen der Welle des Kegelrades darbietet. — Bei $\alpha = 60^\circ$, $n_1 : n = -\frac{1}{2} = -\cos 60^\circ$ erhält man das Planrad. Es wird $\operatorname{tg} \beta = \frac{1}{3} \sqrt{3}$, $\beta = 30^\circ$, $\operatorname{tg} \beta_1 = \infty$, $\beta_1 = 90^\circ$. $R' : R_1' = \sin 30 : \sin 90 = 0,5$; $r = 0$, $r_1 = a$, $R = R'$, $R_1 = \sqrt{R_1'^2 + a^2} = \sqrt{4 R'^2 + a^2}$. — Wäre $n_1 : n$ negativ und $< \cos \alpha$, so erhielte man ein hyperboloidisches Hohlrad.

Der Grenzfall der Zahnstange mit Getriebe ist bei den Hyperbelrädern auch möglich. Die Zahnstange erhält dabei schiefe Zähne; das Getriebe wird ein gewöhnliches cylindrisches Stirnrad, indem, um Gleichung (195) zu erfüllen, wegen $r_1 = \infty$ der Winkel $\beta = 0$, β_1 also $= \alpha$ zu setzen ist. Siehe Fig. 604. Zu Anwendungen bietet sich in Werkzeugmaschinen Gelegenheit.

Fig. 604.

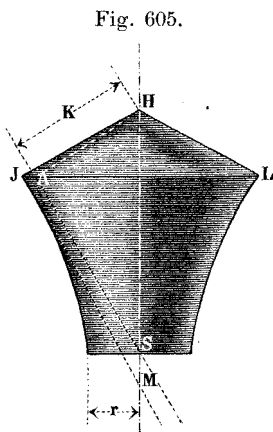


§. 219.

Verzahnung der Hyperbelräder.

Die Verzeichnung einer ganz genauen Zahnform würde bei den Hyperbelrädern sehr grosse Schwierigkeiten bereiten. Man begnügt sich deshalb, wie bei den Kegelrädern, mit Annäherungen. Um unter dieser Voraussetzung die Verzahnung aufzutragen, verzeichnet man zuerst die Ergänzungskegel der benutzten Hyperboloide und benutzt diese, wie bei den Kegelrädern, indem man Hülfräder von dem Halbmesser $=$ der Kegelkante auf sie aufgewickelt denkt. Man findet die Spitze H desselben, Fig. 605 (a. f. S.), durch Errichtung einer senkrechten AH auf der Erzeugenden SA ,

welche wie oben der Bildebene parallel gelegt ist. Genaue Zahnformen werden erhalten, wenn man mit den Grundhyperboloiden an derselben Berührungskante zwei Hülfshyperboloide hinzukonstruirt, die ebenfalls den Bedingungen (198) und (199) entsprechen, und die Zahnflanken nach den Flächen formt, welche die Kanten der Hülfshyperboloide gegen die Grundhyperboloide beschreiben.*)



Soll die benutzte Hyperboloidzone durch einen Kegel angenähert werden, so ist dessen Spitze zu suchen. Man drehe zu dem Ende die Erzeugende SA so weit um die Achse HS , bis A in den Randpunkt J fällt, dann geht die neue Projektion der Erzeugenden durch die Kegelspitze M .

Die Zahnflankengleitung ist bei Hyperbehrädern Ursache grosser Reibung. Letztere ist zu beurtheilen aus der Gleitungsgeschwindigkeit c' , welche gleich ist derjenigen der Schraubenträder, welche durch die Kehlräder tangirt werden (siehe §. 222).

D. Die Schraubenträder.

§. 220.

Cylindrische Schraubenträder.

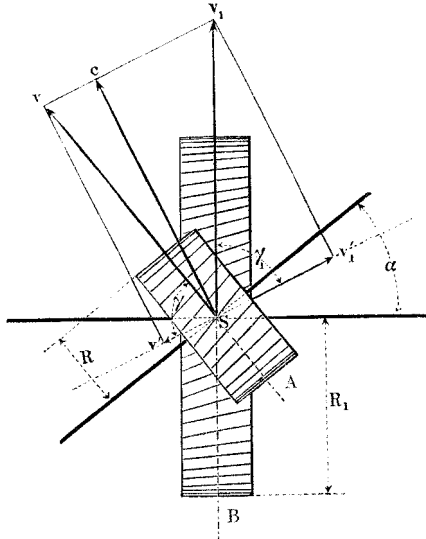
Die cylindrischen Schraubenträder können wie die Hyperbehräder zur Bewegungsübertragung zwischen geschränkten Achsen benutzt werden und gewähren unter Umständen manche Vortheile vor ihnen. Sie haben mehrere bemerkenswerthe Eigenschaften. Die Räder A und B , Fig. 606 (a. f. S.) sind hier beide Links-schrauben mit zur Verzahnung geeigneten Profilen. Sie haben solche Steigungswinkel γ und γ_1 , dass an der Eingriffsstelle die Schraubenlinien der Theilcylinder eine gemeinschaftliche Tangente haben, sodass beim Schrägungswinkel α der Achsen: $\gamma + \gamma_1 + \alpha$

*) Vergl. Herrmann-Weisbach, Mechanik (II. Aufl.) III. 1, S. 418 ff.

$= 180^\circ$. Zerlegt man die Umfangsgeschwindigkeiten v und v_1 in der Richtung jener Tangente und normal zu derselben, so erhält man:

$$\frac{v_1}{v} = \frac{\sin \gamma}{\sin \gamma_1}, \text{ woraus } \frac{n_1}{n} = \frac{R \sin \gamma}{R_1 \sin \gamma_1} = \frac{3}{3_1} \quad . . . (201)$$

Fig. 606.



Die Normaltheilungen $\tau = t \sin \gamma$ und $\tau_1 = t_1 \sin \gamma_1$ müssen einander gleich sein, woraus $t : t_1 = \sin \gamma_1 : \sin \gamma$.

Vermöge der Geschwindigkeitskomponenten v' und v_1' gleiten die Zahnflanken aneinander entlang, und zwar mit der Geschwindigkeit

$$c' = v' + v_1' = c (\cotg \gamma + \cotg \gamma_1) \quad (202)$$

Die Gleitung bewirkt Kraftverlust und Abnutzung; sie wird am kleinsten, wenn v' und v_1' gleichgross ausfallen, d. i. wenn $\gamma = \gamma_1$.

Hinsichtlich der Wahl von γ und γ_1 kann die Forderung gestellt werden, dass die zusammenfallenden Tangenten der beiden Schraubenträger auch kurz vor und kurz nach dem völligen Zusammentreffen möglichst nahe zusammenbleiben sollen. Das ist aber dieselbe Bedingung, welche hinsichtlich der Berührungskanten der Hyperbelräder zu stellen war (§. 218), woraus dann auch die dort in anderer Form angegebene Beziehung folgt:

$$\frac{R}{R_1} = \frac{\cot \gamma}{\cot \gamma_1} = \frac{\frac{n_1}{n} + \cos \alpha}{\frac{n}{n_1} + \cos \alpha} \dots \dots \dots (203)$$

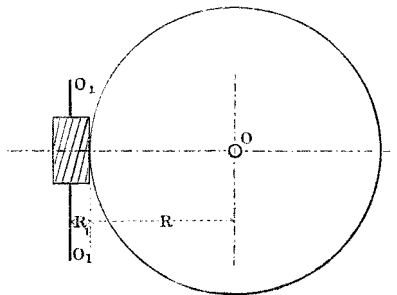
ebenso

$$\cot \gamma = \frac{\sin \alpha}{\frac{n}{n_1} + \cos \alpha} \dots \dots \dots (204)$$

Für $\alpha = 90^\circ$ folgt hieraus noch $\cot \gamma = n_1 : n$. Führt man die Schraubenräder so aus, so gewähren sie bei guter Verzahnung einen sanften Gang, berühren sich aber nur in sehr kleinen Flächentheilen. Die Innehaltung der Bedingung hat dazu noch die Unbequemlichkeit, bei Uebersetzungen, welche sich nur einigermaßen von 1 entfernen, sehr grosse Räder zu erheischen, namentlich, wenn α ein Rechter ist.

Beispiel. Es sei gefordert $n_1 : n = 3$ bei $\alpha = 90^\circ$. Dann ist zu nehmen nach (203) $R : R_1 = (n_1 : n)^2 = 9$, und nach (204) $\cot \gamma = n_1 : n = 3$, wonach $\gamma = 18^\circ 26'$, $\gamma_1 = 71^\circ 34'$. Die für eine blosse Uebersetzung

Fig. 607.



ins 3fache recht unbequemen Verhältnisse zeigt Fig. 607. Die Gleitungsgeschwindigkeit beträgt ausserdem $c' = c (3 + 0,333 \dots) = 3\frac{1}{3}c$. Die Kleinheit des Winkels γ gestattet schwer oder kaum, das kleine Rad zum treibenden zu machen. Noch stärker werden alle diese störenden Umstände bei noch bedeutenderen Uebersetzungen. ($n_1 : n = 5$ und \dots) ergeben z. B. $R : R_1$

$= 25$ und 100 , und $\gamma \approx 11\frac{1}{6}^\circ$ und $52\frac{2}{3}^\circ$. Nicht unerwähnt darf auch die Schwierigkeit bleiben, die das Schneiden der Räder auf der Drehbank für die genau ermittelten Steigungswinkel γ und γ_1 hinsichtlich der Wechselräder bereitet.

§. 221.

Angenäherte cylindrische Schraubenräder.

Hält man von den obigen beiden Bedingungen, Formel (201) und (203), bloss die erstere fest, so kann man den erwähnten

Schwierigkeiten ausweichen und doch brauchbare Räder erhalten. Dieselben sind dann aber, wenn der Gang genau sein soll, entweder a) beide mit kleinen Abweichungen von der Schraubengestalt herzustellen, dem anderen die Abweichungen zu geben, oder c) man überlässt es der Abnutzung, allmählich die anfänglich vorhandene, die strenge Form nur annähernde Schraubengestalt so zu verändern, dass ein brauchbarer Gang eintritt. Auf Grund dieser Möglichkeiten haben die Schraubenträder eine weitgehende Benutzung in der Praxis gefunden. Eine der wichtigsten Anwendungen ist die in der Schraube ohne Ende, auch Schneckenrad, Wurmrad genannt, Fig. 608. Hier ist $\alpha = 90^\circ$ und $\mathfrak{Z} = 1$ angenommen, die Zähne des Rades R_1 werden um γ gegen die Cylinderkante schief gestellt, wobei $\tan \gamma = t : 2\pi R = 0,15916 (t : R)$. Bei der Anordnung in Fig. 609 ist $\alpha = 90 - \gamma$ gemacht, worauf die

Fig. 608.

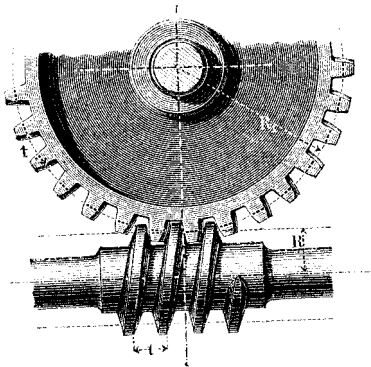
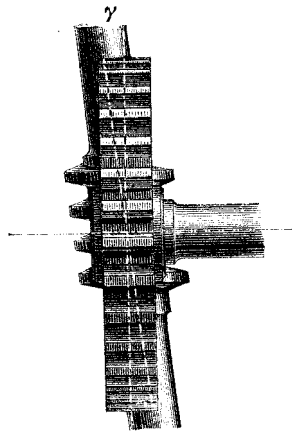


Fig. 609.



Zähne an R_1 wieder parallel der Achse werden. Die Steigung der Schraube ist hier bei der Theilung t_1 des Rades $= t_1 : \cos \gamma$. Das Uebersetzungsverhältniss ist, wie dem Grundgesetz (186) entspricht, $n_1 : n = \mathfrak{Z} : \mathfrak{Z}_1$, insbesondere also $= 1 : \mathfrak{Z}_1$ *).

In sehr vielen Fällen verfährt man hier so, dass man die Schraube streng ausführt und der Abnutzung die Richtigstellung überlässt; bei sorgfältigerer Herstellung findet das Verfahren (b)

*) \mathfrak{Z}_1 ist in unserer Figur $= 30$, somit würde Gleichung (203) für genaue Schraubengestalt $R_1 = 900 R$ erfordern; γ käme $= 88,1^\circ$.

Anwendung, indem man mit der Wurmfräse das Rad ausarbeitet, womit ihm eine an der Schraubenform beträchtlich abweichende Verzahnung gegeben wird. Leider ist die Wurmfräse kaum gut anders zu verwenden, als wenn γ klein ist.

Die Reibung der Schraube an den Radzähnen ist sehr gross, indem die Gänge an den Zahnflanken entlang gleiten müssen. Man hat beim Reibungskoeffizienten f für das Verhältniss zwischen der wirklich aufzuwendenden Kraft P' zu der an demselben Hebelarm der Schraube angreifenden Kraft P , welche bei reibungsfreiem Gange aufzuwenden wäre, annähernd: $P':P = (1 + f \cdot 2\pi R : t) : (1 - ft : 2\pi R)$.

Bei $f = 0,16$ erhält man hieraus nach kleiner Abrundung:

$$\frac{P'}{P} = 1 + \frac{R}{t} \quad (205)$$

Daraus folgt, dass man zur Verhütung grosser Kraftverluste $R:t$ möglichst klein zu machen hat.

Morin gibt als Regel $R = 3t$, wobei $P':P = 4$, Redtenbacher empfiehlt $R = 1,6t$, wobei $P':P = 2,6$. Wir nehmen da, wo es angeht $R = t$, wobei $P':P = 2$. Kleiner lässt sich $R:t$ nicht wohl ausführen. Man sieht, dass selbst dann der Nutzeffekt nur 50 Proz. beträgt. Es ist also nur Uebersetzung von Schraube zu Rad möglich, da die Gleitungsreibung dem Rücktrieb gleich ist. Zu der gefundenen Reibung kommt übrigens noch die gewöhnliche Zahnreibung und die der Zapfen hinzu.

Die Verzahnung zwischen Schnecke und Rad ist die von Zahnstange und Getriebe, aufgetragen in einem Längsschnitt der Schraube (vergl. übrigens §. 224). Die Evolventenverzahnung ist hier wegen der geraden Zahnprofile günstig; β_1 muss aber > 28 sein (§. 209). Berührung findet geometrisch nur in einem Punkte, physisch in einer kleinen Abplattungsfläche statt; will man eine weitergehende Berührung erzielen, so ist das Rad mit einer Wurmfräse zu schneiden. Zahnräder, bei welchen die Zahnberührung geometrisch in nur einem Punkte stattfindet, nennt man häufig Präzisionsräder gegenüber den Krafräder genannten, deren Zähne einander geometrisch in einer Linie berühren. Der Unterschied, der in diesen Bezeichnungen ausgedrückt ist, wird übrigens nicht scharf inne gehalten, wie das vorstehende Beispiel zeigt, indem man die Schraube ohne Ende sowohl für kleine als für grosse Kräfte gebraucht.

Wegen der statthaften Veränderlichkeit der Steigungswinkel

herrscht eine grosse Mannigfaltigkeit in den Schraubenräderwerken, wie folgende Beispiele zeigen.

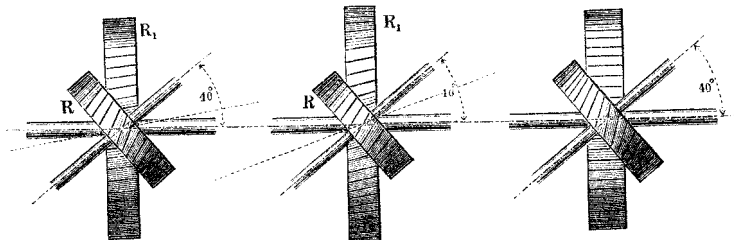
1. *Beispiel.* Gegeben $n_1 : n = \frac{1}{2}$ und das Achsenloth $a = R + R_1$ nebst dem Achsenwinkel $\alpha = 40^\circ$. Wählt man $\gamma = 60^\circ$, so hat man nach (§. 220) $\gamma_1 = 180 - 40 - 60 = 80^\circ$, siehe Fig. 610, und findet nun nach (201): $R : R_1 = \sin \gamma_1 n_1 : \sin \gamma n = (\sin 80 : \sin 60) \frac{1}{2} = 0,5 \cdot 0,9848 : 0,8660 = 0,5686$, worauf nun R und R_1 selbst bestimmbar sind. Ist z. B. $a = 100$ mm gefordert, so kommt: $R_1 = a : [1 + (R : R_1)] = 100 : 1,5686 = 63,751$ mm, $R = 36,249$ mm, und bei $\mathfrak{z} = 20$, $\mathfrak{z}_1 = 40$ die Normaltheilung $\tau = t \sin \gamma = 2 \pi R \sin \gamma : \mathfrak{z} = 2 \cdot \pi \cdot 36,249 \cdot 0,866 : 20 = 0,272 \cdot 36,249 = 9,862$ mm. Ferner ist die Radtheilung $t = \tau : \sin \gamma = 9,862 : 0,866 = 11,388$ mm, $t_1 = 9,862 : 0,9848 = 10,014$ mm. Die Gleitgeschwindigkeit c' wird nach (202) $= c (\cotg 60 + \cotg 80) = c (0,5774 + 0,1763) = 0,7537 c$.

2. *Beispiel.* Um c' auf sein Minimum zu bringen, machen wir $\gamma = \gamma_1 = (180 - \alpha) : 2 = (180 - 40) : 2 = 70^\circ$, siehe Fig. 611. Dann

Fig. 610.

Fig. 611.

Fig. 612.



kommt: $R : R_1 = \frac{1}{2}$, $R_1 = 66,667$ mm, $R = 33,333$ mm, $\tau = 2 \cdot \pi \cdot 33,333 \cdot 0,9397 : 20 = 9,840$ mm, $t = t_1 = 9,840 : 0,9397 = 10,472$ mm, und $c' = 2 \cdot \cotg 70 \cdot c = 2 \cdot 0,3640 \cdot c = 0,728 c$. Man sieht, dass schon der vorige Werth dem Minimum nahe war.

3. *Beispiel.* Suchen wir eine andere Erleichterung für die Ausföhrung, indem wir $\gamma = 90^\circ$, das eine Rad also zu einem gewöhnlichen Stirnrad machen, siehe Fig. 612, so haben wir $\gamma_1 = 180 - 40 - 90 = 50^\circ$, und erhalten: $R : R_1 = 0,5 \cdot 0,7660 = 0,383$; $R_1 = 72,307$ mm, $R = 27,693$ mm, $\tau = 11,842$ mm, $t = \tau$, $t_1 = 15,459$ mm, endlich $c' = 0,8391 c$.

Ist statt a die Normaltheilung τ gegeben, was bei Benutzung vorhandener Räderfräsen gewöhnlich ist, so wählt man γ und γ_1 und hat dann $R \sin \gamma = \mathfrak{z} \tau : 2 \pi$, woraus:

$$R = \frac{\mathfrak{z} \tau}{2 \pi \sin \gamma}, \quad R_1 = \frac{\mathfrak{z}_1 \tau}{2 \pi \sin \gamma_1} \dots \dots (206)$$

Es können auch R und τ gegeben sein; dann ist γ nicht mehr willkürlich; man hat nämlich:

$$\sin \gamma = \frac{3\tau}{2\pi R} \dots \dots \dots (207)$$

Andere charakteristische Beispiele sind die folgenden.

4. *Beispiel.* $\alpha = 90^\circ$, $3 = 3_1$. Die Gleitung soll ein Minimum werden, weshalb wir $\gamma = \gamma_1 = (180 - 90) : 2 = 45^\circ$ machen. Die beiden Räder werden kongruent, beide Linksschrauben, oder, wie in Fig. 613,

Fig. 613.

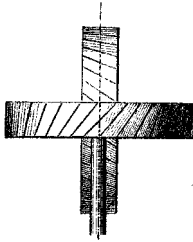


Fig. 614.

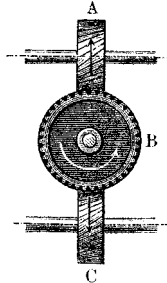
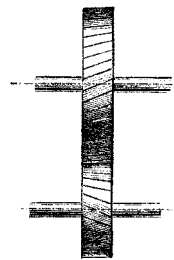


Fig. 615.



beide Rechtsschrauben. Die Gleitungsgeschwindigkeit wird: $c' = 2 \cdot \cotg 45^\circ \cdot c = 2c$.

5. *Beispiel.* Lässt man, Fig. 614, in das Rad B aus dem rechtwinkligen Schraubenräderpaar AB ein drittes, ebenfalls zu B rechtwinkliges Rad C dem Rade A gegenüber eingreifen, so haben A und C entgegengesetzten Drehungssinn. Das Zwischenrad B ändert also hier, wie bei Kegehrädern, den Drehungssinn.

6. *Beispiel.* Wenn $\alpha = 0$, also die Achsen parallel, so werden die Schraubenräder Stirnräder mit schraubenförmigen Zähnen, Hooke'sche, auch White'sche Räder genannt, Fig. 615. γ und γ_1 ergänzen einander zu 180° ; es ist also immer das eine Rad im Paare eine Linksschraube, das andere eine Rechtsschraube. Hier sind die Schraubenformen wieder streng richtig. Die Gleitungsgeschwindigkeit c' wird = Null. Wegen Benutzung dieser Räder vergl. §. 222. — Wenn bei $\alpha = 0$ auch $\gamma = 0$ wird, so gehen die Schraubenräder in Keilräder über.

Wendet man sich zu anderen Grenzfällen der Schraubenräder, so erhält man noch bemerkenswerthe Formen.

7. *Beispiel.* $\alpha = 90^\circ$, $\gamma = 10^\circ$, γ_1 also $= 80^\circ$, $R_1 = \infty$, Zahnstange mit Schraube, siehe Fig. 616. Macht man $\gamma_1 = 90^\circ$, die Zahnstange also normal, $\gamma = 10^\circ$, so wird $\alpha = 80^\circ$, die Zahnstangenverzahnung ein Ausschnitt aus einer Schraubenmutter. Sellers legt bei seinen Hobelmaschinen die Zähne der Zahnstange um soviel schief, Fig. 617 (a. f. S.), dass der dabei entstehende Seitendruck die nach der andern Seite wirkende Kraft, welche aus der gleitenden Reibung zwischen den Zahnflanken hervorgeht, gerade aufhebt.

8. *Beispiel.* $R = R_1 = \infty$, zwei Zahnstangen, welche einander verschieben. Fig. 618 (a. f. S.). Man hat, wie bisher, $v_1 : v = \sin \gamma : \sin \gamma_1$.

Ist $\alpha = 90^\circ$, wie in Fig. 619, und (wegen Kleinheit der Gleitung) $\gamma = \gamma_1 = 45^\circ$, so ist $v = v_1$. Dieser Mechanismus ist vielfach bei den Ziehbänken



Fig. 617.

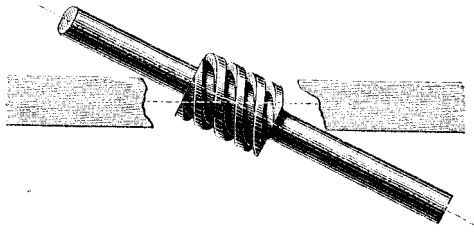


Fig. 618.

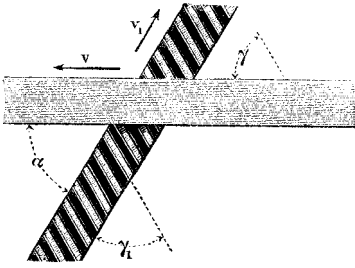
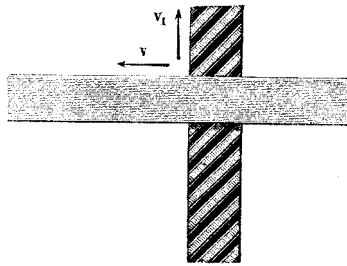


Fig. 619.



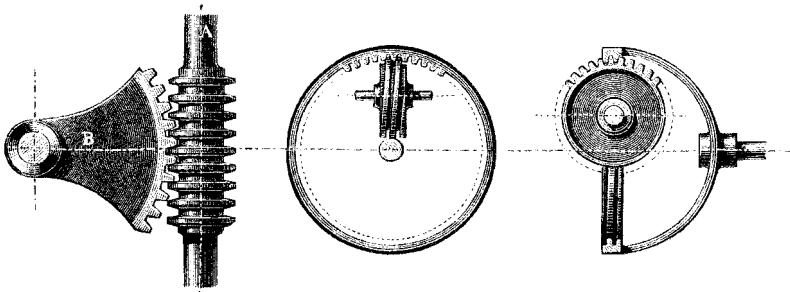
für Kanonen- und Gewehrläufe, auch bei einzelnen Schraubenschneidmaschinen angewandt.

9. Beispiel. $\alpha = 90^\circ$, $\gamma_1 = 90^\circ$, also $\gamma = 0$, beide Halbmesser von endlicher Größe, siehe Fig. 620, sogenannte Rotationszahnstange, an Re-

Fig. 620.

Fig. 621.

Fig. 622.



gulatoren und dergleichen angewandt. Die Uebersetzung von A auf B ist = Null.

Reuleaux, Konstrukteur.

10. *Beispiel.* Die Schraube ohne Ende ist, wie schon angedeutet, ein besonderer Fall der Schraubenräder. Sie kommt, wenn auch selten, in noch zwei besonderen Formen vor, welche die Schraubenräder überhaupt durchgängig anzunehmen vermögen, nämlich unter Verwendung eines Hohlrades im Paare*). In Fig. 621 (a. v. S.) erscheint das gerad- oder schiefzähniige Stirnrad als Hohlrad**); bei der in Fig. 622 dargestellten Einrichtung ist die Schraube als Hohlrad, das Stirnrad mit äusserer Verzahnung ausgeführt***).

§. 222.

Verzahnung der Schraubenräder und Reibung derselben.

Die Schraubenräder werden meistens mit der Fräse geschnitten. Dies kann auf einer Leitspindelbank geschehen, auf deren Stichelträger man die schräg gesetzte Fräse aufstellt. Es wird ähnlich verfahren wie beim Schraubenschneiden. Die Steigung s der einzuschneidenden Schraubenfurchen ist: $s = 2\pi R \operatorname{tg} \gamma$. Die zur Verfügung stehenden Wechselläder der Bank sind bei der Wahl der Steigungswinkel γ und γ_1 in Betracht zu ziehen †).

Die Zahnform wähle man entsprechend der Krümmung der Ergänzungsschraube der zu schneidenden Schraube, d. i. der rechtwinklig auf derselben stehenden. Die zu benutzenden Krümmungshalbmesser r und r_1 sind:

$$r = \frac{R}{\sin^2 \gamma}, \quad r_1 = \frac{R_1}{\sin^2 \gamma_1} \dots \dots \dots (208)$$

Diese werden als Halbmesser von Hülfrädern mit der Theilung τ benutzt; nach gewählter Verzahnungsform erhält man in der Zahnücke das Profil der Fräse.

*) Hohlräder werden erhalten, wenn man den Eingriffspunkt auf a ausserhalb der Achsen, statt zwischen dieselben legt.

**) An der Prager astronomischen Uhr angewandt, siehe Verh. des Vereins f. Gewerbfleiss 1868, S. 192.

***) An Stehelin's Bohrwerk angewandt, siehe Armengaud, Publ. industr. Bd. I, Taf. 40.

†) Vortreffliche Dienste bei der Zusammenstellung der Wechselläder leisten die Brocot'schen Tafeln. (Calcul des rouages par approximation, Paris 1862), auf des Verfassers Veranlassung mit Zusätzen deutsch herausgegeben von dem Verein Hütte.

1. *Beispiel.* Für die Räder aus dem 1. Beispiel des vorigen §. hat man: $r = 36,249 : \sin^2 60 = \frac{4}{3} 36,249 = 48,332 \text{ mm}$, $r_1 = 63,751 : \sin^2 80 = 63,751 : 0,9848^2 = 65,734 \text{ mm}$.

Wie sich r aus Formel (208) arithmographisch auffinden lässt, ist aus §. 29 abzuleiten.

Die Reibungswiderstände der Schraubenräder sind manchmal sehr bedeutend. Wären dieselben = Null, so hätte man für die Umfangskraft P am treibenden Rade bei der widerstehenden Umfangskraft Q am getriebenen Rade:

$$\frac{P}{Q} = \frac{\sin \gamma}{\sin \gamma_1} \dots \dots \dots (209)$$

Die gewöhnliche Zahnreibung ist die der Hülfräder und lässt sich nach den Angaben in §. 213 berechnen, viel grösser ist aber, so lange α nicht Null, meist die aus der Flankengleitung hervor- gehende Reibung. Eine Vorstellung von der Grösse der letz- teren gibt die oben ermittelte Gleitungsgeschwindigkeit e' . Zur Berechnung des entstehenden Effektverlustes dient die Formel:

$$\frac{P'}{P} = \frac{\sin \gamma_1 \sin(\gamma + \varphi)}{\sin \gamma \sin(\gamma_1 - \varphi)} \dots \dots \dots (210)$$

wobei noch φ den Reibungswinkel für den Koeffizienten f bezeich- net, also $\operatorname{tg} \varphi = f$. Bei $f = 0,16$ ist $\varphi \sim 9^\circ$.

2. *Beispiel.* Für die obigen Räder ist hiernach $P' : P = \sin 80 \cdot \sin 69 : \sin 60 \cdot \sin 71 = 0,9336 : 0,8660 \cdot 0,9455 = 1,12$. (Hierzu gesellt sich die gewöhnliche Zahnreibung mit einigen Prozenten.)

Einen dritten Effektverlust rufen noch die in den Achsen- richtungen wirkenden Seitenkräfte K und K_1 hervor. Man hat für dieselben:

$$\frac{K}{P'} = \operatorname{cotg}(\gamma + \varphi), \quad \frac{K_1}{Q} = \operatorname{cotg}(\gamma_1 - \varphi) \dots \dots (211)$$

3. *Beispiel.* Für obiges Räderpaar wird $K = P' \operatorname{cotg} 69 = 0,3839 P'$, $K_1 = Q \operatorname{cotg} 71 = 0,3443 Q$, aus welchen Werthen bei bekannten Ab- messungen der Zapfen sich der betreffende Kraftverlust bestimmen lässt.

Wenn $\alpha = \text{Null}$, d. h. die Achsen parallel, so wird die Flan- kengleitung Null, die Kraft P' aus (210) = P ; d. h. die Schrau- benräder für parallele Achsen arbeiten ohne Flankengleitung; in- dessen bleibt die gewöhnliche Zahnreibung, wenn auch in etwas vermindertem Maasse, bestehen, ebenso die Kräfte K und K_1 . Die Zahnreibung lässt sich indessen bis auf einen verschwindend kleinen Rest wegschaffen, und zwar dadurch, dass man das Zahn-

profil an dem einen Rade auf einen Punkt einschränkt, nämlich seine Zahnflanke als scharfe Kante ausführt. Diese berührt dann die andere, als Fläche ausgeführte Zahnflanke geometrisch nur in einem Punkt des Theilcylinders. Diese von Hooke angegebene Verzahnung kann nur für Präzisionsräder dienen, leistet aber für diese gute Dienste*)

Statt der scharfen Kante kann auch eine gewölbte Fläche angewandt werden, welche die Linie auf ihrem Scheitel enthält, wie schon Hooke angedeutet und Willis ausgeführt hat. Verzeichnet man zuerst die Zahnkurven für beide Räder wie üblich, als ob sie stetig greifen sollten, und bleibt dann bei beiden Rädern, oder auch nur bei einem derselben mit der Zahnkurve innerhalb des gezeichneten Profils, den Theilkreispunkt ausgenommen, s. Fig. 623, so berühren die so profilirten schraubenförmig gewundenen Zähne einander nur im Theilkreiscylinder und arbeiten beinahe reibungsfrei. Die Kopflänge k und die Fusslänge f können kleiner als üblich genommen werden. Immer ist jedoch dann vorauszusetzen,

Fig. 623.

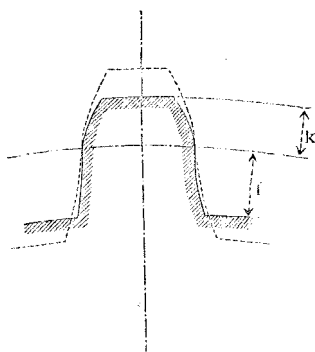
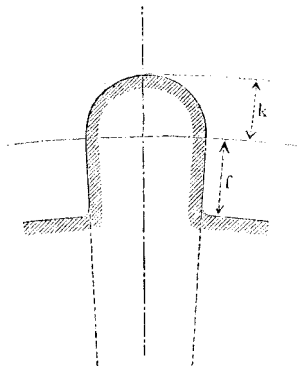


Fig. 624.



dass mehr als eine Theilung Schraubenwindung auf den Zahn treffe. Willis weist darauf hin, wie man hier unmittelbar zu brauchbaren Zahnprofilen dadurch gelangen kann, dass man an beiden Rädern die Fussflanken radial und die Kopf flanken nach einem für beide Zahnseiten gemeinsamen Halbkreis profilirt, Fig. 624. Da solche Zähne schmale Füße bekommen, auch bei geringem Auseinanderrücken starke Axialpressungen ausüben, empfiehlt sich

*) U. a. für physikalische Apparate von Bréguet, in welchen Umdrehungsgeschwindigkeiten bis über 2000, nach Haton sogar 8000 in der Sekunde oder 480 000 in der Minute hervorzubringen waren.

mehr die Zugrundelegung der Evolventenverzahnung, s. Fig. 625. Bei dieser nähert man die Evolvente durch einen Kreisbogen an, der einen geringeren Halbmesser hat als $BS = R \cos \alpha$, dessen Mittelpunkt B' aber auf der Berührungsnormale NN_1 liegt, genügende Schraubenwindung wieder vorausgesetzt.

Angenähert wird der reibungsfreie Gang durch die Räder mit Stufen- oder Staffelzähnen *), Fig. 626, die man bei Hobelmaschinen oft angewandt findet (Shanks, Collier u. A.). Auch hier

Fig. 625.

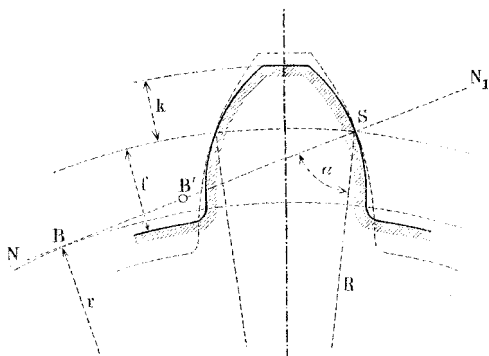
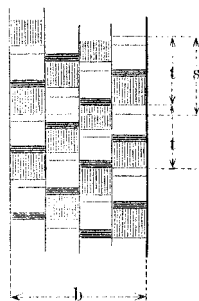


Fig. 626.



sind die Zahnprofile wie vorhin angegeben zu behandeln, wenn man den nahe reibungsfreien Gang erzielen will; doch muss die Stufenversetzung s so weit oder etwas weiter als eine Theilung gehen. Weniger als vier Staffeln sollte man bei Stirnrädern nicht machen.

Als Uebelstand tritt bei den erwähnten Schraubenrädern der axiale Druck K auf; dieser wird aber vermieden, wenn man die Räder aus zwei Schrauben von entgegengesetzter Steigung zusammensetzt. Man erhält auf diesem Wege die Doppelschraubenräder, neuerdings bei uns Räder mit Winkelzähnen genannt **). Der Verfasser schlägt statt dieses Namens den aus der Pfeilspitzenform der Zähne abgeleiteten Namen Pfeilzahnräder

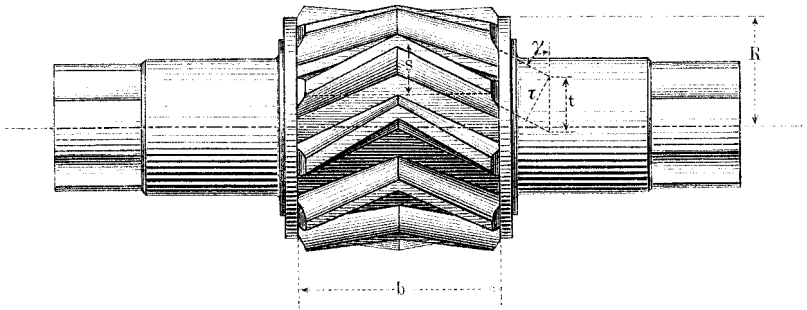
*) Gekreuzte Zahnung, „denture croisée“, sagt der Franzose. Solche Räder liefert sehr schön A. Piat fils, Paris, Rue St. Maur 48 & 49. Modelle enthält auch die Sammlung der königl. techn. Hochschule in Berlin.

***) Von den Engländern „mortice wheels“, also Nuthräder, von den Franzosen „roues à chevron“, d. i. etwa Geißfussräder genannt.

oder kurzweg Pfeilräder vor. Schon lange bekannt*) und für geringere Kräfte auch nicht ganz selten benutzt (u. a. in Spinnmaschinen, auch Grossuhren) sind diese Räder in den letzten Jahren wesentlich durch deutsche Fabriken in den Grossmaschinenbau eingeführt worden und finden darin eine rasch zunehmende Verwendung. Nachdem man in Amerika mit gusseisernen Rädern dieser Art gelungene Anwendungsversuche bei Kraus- oder Kammwalzen gemacht, wurden 1878 durch die „Hagener Gussstahlwerke, A.-G.“ Pfeilräder aus keinem geringeren Material als Gussstahl in die Walzwerke eingeführt und werden jetzt von den westfälischen Stahlgiessereien in grosser Menge und vorzüglicher Ausführung nach dem In- und Auslande geliefert**).

Die Zähnezahlen, welche man in den erwähnten Werken den Kammwalzen gibt, schwanken zwischen 9 und 16, für die Theilkreisdurchmesser 90 bis 600 und darüber. Es wird Evolventen-

Fig. 627.



verzahnung benutzt, wobei der Grundkreiswinkel α zwischen 62° und 69° gewählt wird. Zahnkopflänge k etwa $0,22t$. Indem man die Evolventen recht genau annähert, erzielt man Zahnberührung

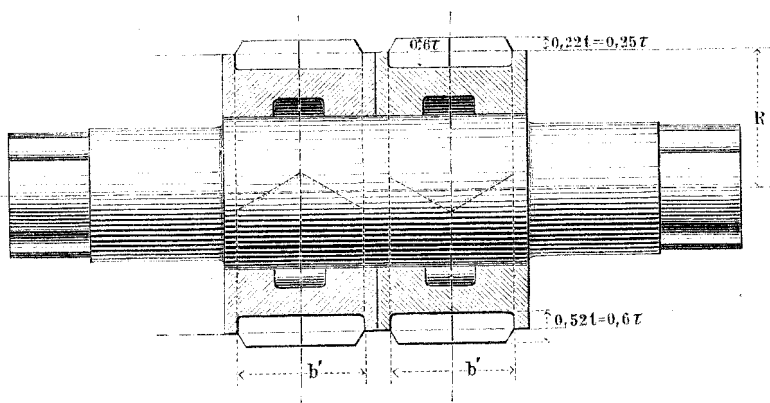
*) Von White schon 1808 dringend empfohlen. Wethli schlug ein solches Rad als Triebad für Berglokomotiven vor, das Gleis (Zahnstange) mit den Gegenzähnen, die aus zwei Schienenstücken bestanden, versehend.

**) Bis Herbst 1882 hatten die westfälischen Stahlgiessereien gegen 2 000 000 kg Räder mit Winkelzähnen geliefert. Daran sind die Hagener Gussstahlwerke mit 1 600 000 kg für Kammwalzen, mit 80 000 für andere Räder beteiligt; eine beträchtliche Ziffer kommt auf Asthörer & Cie. in Annen; das Gussstahlwerk Witten lieferte gegen 55 000 kg an Kammwalzen, die Bochumer Gesellschaft ebenfalls ein nicht unbedeutendes Quantum. In allen Stahlhütten Westfalens ist eine Steigerung der Produktion in dem vorliegenden Gegenstand wie überhaupt der Herstellung von Maschinentheilen aus Stahl zu beobachten.

wie bei gewöhnlichen Stirnrädern, was durch eine Abnutzungskurve, die sich diagonal über die Zahnflanke zieht, erkennbar wird. Der nahezu reibungsfreie Gang ist indessen nicht vorhanden, wenn diese Abnutzungskurve sichtbar wird. Fig. 627 stellt eine zehnzählige gussstählerne Krauswalze dar. Die Dreh- und Kuppelzapfen sind mit dem Pfeilrade aus einem Stück gegossen; doch wird die Achse ebenso häufig getrennt von der Kammwalze hergestellt. Der Theilkreisbogen s , um welchen die Pfeilspitze der Zähne den Enden derselben voraus ist, wird von den westfälischen Fabrikanten sehr bezeichnend der Sprung der Zähne genannt. Will man nahezu reibungsfreien Gang erzielen, so muss der Sprung etwas grösser als die Theilung gemacht, und sollte bei der Verzahnung ähnlich wie vorhin angegeben wurde, verfahren werden*).

Sehr grosse Kammwalzen werden wohl aus zwei Pfeilrädern zusammengesetzt. Fig. 628 zeigt eine in den Hagener Gussstahlwerken gefertigte Doppelkammwalze für ein sogenanntes Reversirwalzwerk (welche Bezeichnung man kürzer durch „Kehrwalzwerk“

Fig. 628.



wiedergeben kann). Der Theilkreishalbmesser beträgt 550, die Theilung 216, die Zahnbreite b' jeder Halbwalze 500 mm, das Gewicht der ganzen Walze nebst Achse nahe 11 000 kg. Die Pfeilrichtungen der beiden Halbwalzen sind einander entgegengestellt, damit im Kehrwalzwerk beim Rück- und Vorwärtsgang die Bedingungen für die Kammwalze gleich werden. Maschinenteile wie der dargestellte sind Meisterstücke der Stahltechnik.

*) Bei unserm Beispiel ist der Sprung etwa $\approx 0,8 t$, der Griffbogen der Zahnkurven an sich nahe $0,75 t$, die ganze Eingriffdauer also $1,55$.

§. 223.

Kegelschraubenräder.

Bei den Kegelrädern hat man ebenfalls schraubenförmig gestellte Zähne schon angewandt. Kegelschraubenräder entstehen aus dem allgemeinen Problem, wenn der Achsenabstand $a = \text{Null}$ wird, der Winkel α aber angebar bleibt. Für die Krümmung der Zahnachse eignet sich am besten die Kegelschraubenlinie von konstanter Steigung, deren Projektion auf die Kegelbasis eine archimedische Spirale ist. In Spinnermaschinen finden sich Kegel-

Fig. 629.

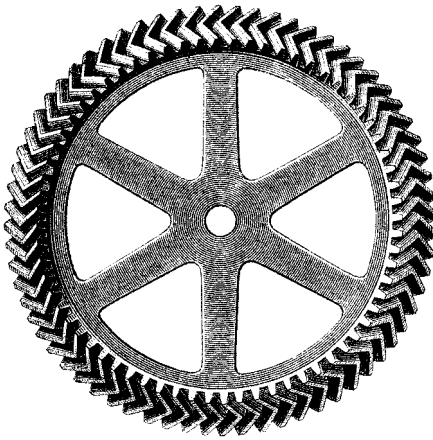
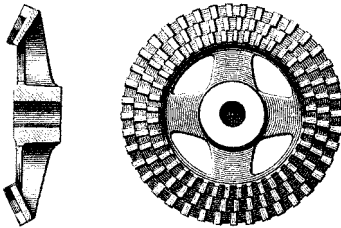


Fig. 630.



schraubenräder öfter in Anwendung. Die Ausführungsschwierigkeiten sind auch selbst für blosse Gussmodelle immerhin gross *).

Dennoch ist man auch hier auf dem Wege weiter gegangen, den man bei Stirnrädern so erfolgreich betreten hat. Die Eisengiesserei von Jackson & Co. in Manchester bietet ausser cylindrischen auch konische Pfeilräder in Gusseisen nach gefrästen Modellen an. Fig. 629 stellt eine ihrer Ausführungen dar. Asthöwer & Co. in Ammen, Westfalen, haben gussstählerne konische Pfeilräder bereits mehrfach gefertigt.

Auch die Staffelung der Zähne wird für konische Räder praktisch verworther. Die schon erwähnte Firma A. Piat fils in Paris liefert konische Stafflräder, deren Fig. 630 eines vor Augen führt.

*) Ueber eine Maschine zum genauen Herstellen der Zähne von Kegelschraubenrädern siehe Génie industriel, Bd. XII, S. 255.

§. 224.

Globoidschraubenräder.

Lässt man einen Kreis um eine Achse AA_1 rotiren, die mit einem seiner Durchmesser zusammenfällt, und dreht zugleich in einer durch die Anfangslage des Kreises gelegten festen Ebene einen Radius CS um den Mittelpunkt C mit einer Winkelgeschwindigkeit, welche derjenigen des Kreises proportional ist, so beschreibt der Kreis zunächst eine Kugel, Fig. 631, und zugleich die Spur des Radius CS auf dem Kugelmantel eine Kurve von schraubenförmigem Verlauf. Man könnte sie eine Kugelschraube nennen*); ihre benachbarten Gänge haben auf dem Meridian der Kugel gleiche Abstände. Ueberschreitet der Radius CS die Rotations- oder Hauptachse, so durchkreuzen die neu entstehenden Gänge die bereits beschriebenen, siehe bei A_1 . Statt des blossen

Fig. 631.

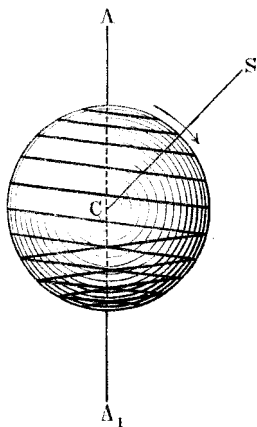
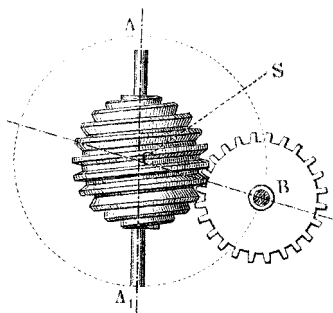


Fig. 632.



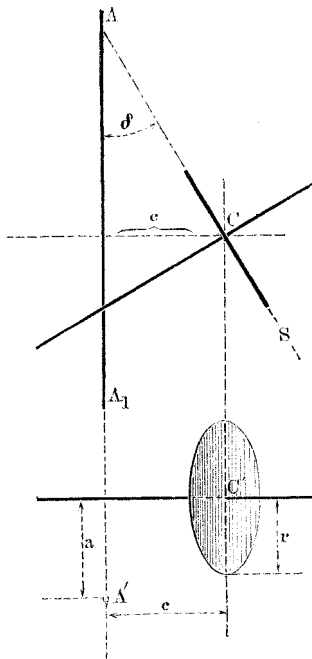
Radius kann man auch eine Punktfolge, welche das Profil einer Radzahnflanke darstellt, herumführen und in die Kugel einschneiden lassen. Es entsteht dann eine körperliche Kugelschraube, in welche man ein Stirnrad B an irgend einer Stelle eingreifen lassen kann, geeignete Verzahnung vorausgesetzt, Fig. 632. Wird eine

*) Sie ist eine sphärische Cykloide, vergl. §. 216; die kinematischen Aoxoide sind Normalkegel.

angemessene Lagerung der Achsen A und B angebracht, so wirkt die Kugelschraube, wenn betrieben, auf das Zahnrad ganz ähnlich, wie eine Schraube ohne Ende, §. 221.

Dieses ganze Problem lässt sich mit Nutzen dadurch erweitern, dass man die Rotationsachse allgemein als nicht zusammenfallend mit einem der Kreisdurchmesser annimmt. Die unter dieser Voraussetzung entstehenden Drehkörper haben Verwandtschaft mit der Kugel, weshalb der Verfasser den Namen Globoide für dieselben vorgeschlagen hat.

Fig. 633.



des beschreibenden Kreises von der Ebene des Achsenlothes und der Hauptachse, δ der Winkel, welchen die Hauptachse mit der Ebene des beschreibenden Kreises einschliesst, zu zählen von 0 bis 90° , da weiterhin nur Wiederholungen eintreten, so lassen sich vier Klassen von Globoiden unterscheiden, jenachdem nämlich:

*) Entsprechend der vorigen Anmerkung wird man die schraubenartigen Kurven als globoidische Cykloiden auffassen können; die kinematischen Axoide sind im allgemeinen Fall Drehhyperboloide.

- I) $a = 0, c = 0$ III) a angebbar, $c = 0$
 II) $a = 0, c$ angebbar IV) a angebbar, c angebbar.

Ein Globoid heisse sodann noch ein gerades, wenn $\delta = 0$; wenn dagegen δ ein spitzer Winkel, heisse es ein schiefes Globoid.

Die erste Klasse liefert allgemein das Globoid Fig. 634, einen zum Aequator symmetrischen Kugelausschnitt, auf dessen Zonenmantel die Globoidschraube liegt; bei $\delta = 0$ entsteht die obige Kugel.

Die zweite Klasse ergibt die schiefen Globoide, Fig. 635, zum Aequator unsymmetrische Kugelausschnitte, auf deren Zonen-

Fig. 634.

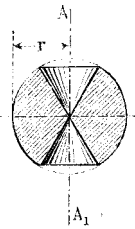


Fig. 635.

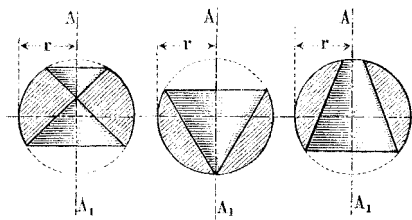
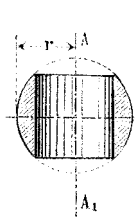


Fig. 636.



mänteln wieder die Schrauben liegen. Für $\delta = 0$ kommt als gerades Globoid ein symmetrischer, cylindrisch gehöhlter Kugelausschnitt, Fig. 636. Die Schraubenkurven werden, wenn $a = 0$, sphärische Cykloiden. Wird noch $\delta = 90^\circ$, so werden die Körper Plankegel oder Planringe; die Kurven gehen dabei in ebene Cykloiden über.

In der dritten Klasse erhält man, wenn $\delta = 0$ und $a > r$, den bisher sogenannten cylindrischen Ring, für uns den geraden Globoidring, Fig. 637 a, und wenn $a < r$, das apfelförmige Globoid

Fig. 637.

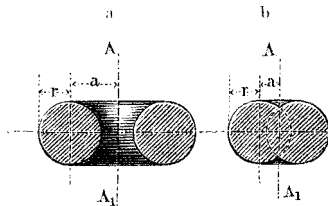


Fig. 638.

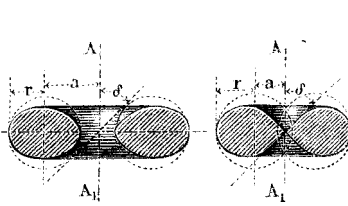
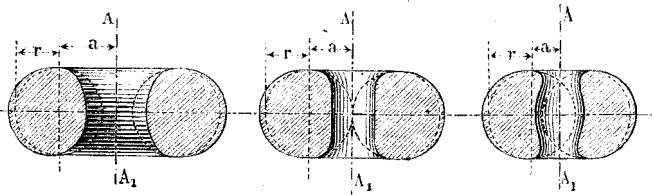


Fig. 637 b. Ist δ ein schiefer Winkel, so wird der Globoidring oder der Globoidapfel abgeplattet, Fig. 638; das Globoid Kl. I. ist

der Grenzfall. Die Schraubenkurven werden globoidische Cykliden, sie gehen in ebene über, wenn $\delta = 90^\circ$, wobei das Globoid ein Planring oder ein Plankegel wird.

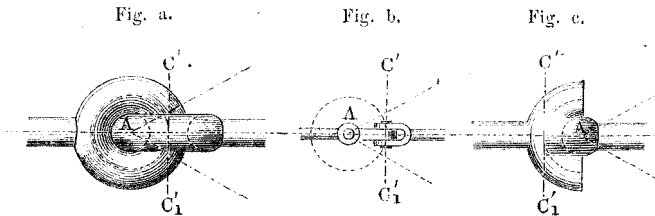
Die vierte Klasse liefert die höchsten Formen, s. Fig. 639, wo $\delta = 0$, einmal $a > r$, einmal $= r$ und einmal $< r$ ist. Die

Fig. 639.



schiefen Globoide dieser Klasse haben Formen, deren Grenzfälle in denen der zweiten Klasse, Fig. 635, zu erkennen sind. Bei $\delta = 90^\circ$ entstehen auch hier wieder Plankegel oder Planringe*).

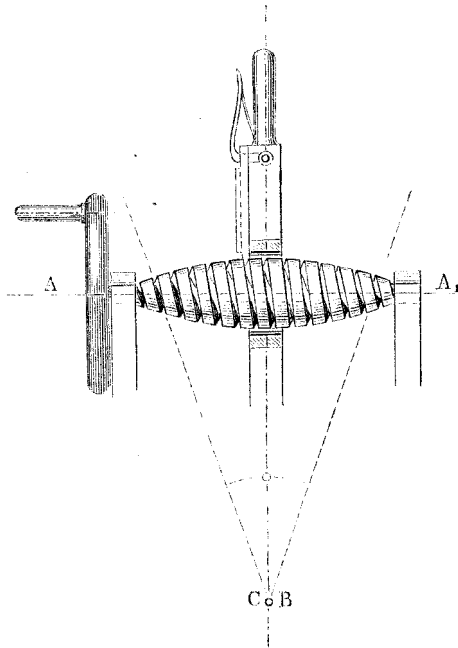
*) Zwei gerade Globoidringe können miteinander zu einem Paare von Maschinenelementen verbunden werden, wenn man bei jedem die Ringdicke so gross macht, wie die Hohlungsweite beim anderen, s. Fig. a. Die beiden Stücke verhalten sich dann etwa wie Zapfen und Lager zu einander, und ähneln dem Kugelgelenk, ja letzteres ist als ein besonderer Fall des vorliegenden allgemeineren Paares anzusehen. Jedes der beiden Elemente A oder B beschreibt bei eintretender Relativbewegung mit irgend einem seiner Punkte nur Bahnen, welche auf einem mit dem anderen Elemente verbunden zu denkenden Globoid liegen. Die gewöhnlichen Gliedketten bestehen aus angenäherten Paaren dieser Art. Man kann ein solches Paar von Körpern ersetzen durch ein geschränktes Kreuzgelenk ABC , Fig. b, in diesem treten zwischen A und C dieselben sieben an-



gegebenen Relativbewegungen ein. Auch bruchstückweise lassen sich die beiden Globoide zu einem solchen Paare verbinden, s. Fig. e., vorausgesetzt, dass das Spiel entsprechend eingeschränkt sei und der Trennung der einander berührenden Globoidflächen durch geeignete Hilfsmittel, z. B. Zugbänder, vorgebeugt werde. Derartige Gelenke aber hat die Natur am menschlichen Skelett verwirklicht. U. a. sind die unteren Fingerglieder

Der praktischen Anwendungen der Globoidschraubenräder sind mehrere vorhanden. Es handelt sich dabei wesentlich um gerade Globoide der III. und IV. Klasse. In Stephenson's Steuerhebelgetriebe für Lokomotiven, Fig. 640, ist eine Globoidschraube der Klasse III. benutzt, und zwar indem zunächst das Mitteltheil

Fig. 640.



des geraden Globoidapfels, Fig. 637 b ($a < r$), benutzt ist. Sodann ist das eingreifende Rad B als Hohlrad ausgeführt, dem aber ein Halbmesser $R_1 =$ dem Halbmesser r des beschreibenden Kreises gegeben ist*). Endlich ist von dem Hohlrade nur ein einziger Zahn benutzt; es würde auch zulässig sein, mehrere anzuwenden.

Man hat zu beachten, dass man die Globoide auch in ihren Hohlformen zur Ausführung bringen kann. Solches ist geschehen

(Phalangen) mit Globoidgelenken der vorliegenden Art an die Mittelhandknochen angelenkt; die beiden zusammengehörenden Globoidflächen sitzen wie zwei Sättel aufeinander (Sattelgelenke). Alle Punkte der unteren Fingerglieder bewegen sich relativ zur Mittelhand auf Globoidflächen.

*) Die Schraube ohne Ende mit Hohlrad, Fig. 621, lässt sich ebenfalls nach dem vorliegenden Prinzip gestalten.

selben, ein Zahn des anderen Rades eingreifen, so müssten ausser den durch die Rollen gebildeten Zahnlücken noch auf jedem Umfangsviertel 10 weitere Lücken an *B* angebracht werden, sodass statt 4 Zähnen an *B* deren $4(1 + 10) = 44$ anzubringen sein

würden. Diese Zahl 44 ist also die dem Grundgesetz entsprechende Zähnezah von *B*.

Dem Rädergetriebe des Jensen'schen Göpels, Fig. 643*), liegt die Globoidklasse IV, Fig. 639 zu Grunde. Gewöhnlich scheint $a = r$ gemacht zu sein, gelegentlich aber findet man auch $a < r$ gemacht, wie in Fig. 639 c. R_1 ist wiederum $= r$ gemacht, auch wieder die Hohlform des Globoids benutzt. Die Verhältnisse sind so gewählt, dass aus dem Langsamen ins Schnelle übersetzt werden kann, was sich auch bei der Einrichtung Fig. 641 erzielen lässt, wenn man nur den Winkel der Schraubensteigung ausreichend gross macht. Die Triebstockverzahnung zeigt sich empfehlenswerth, da sie auch die Anwendung von Rollen statt der Zähne gestattet**).

Fig. 642.

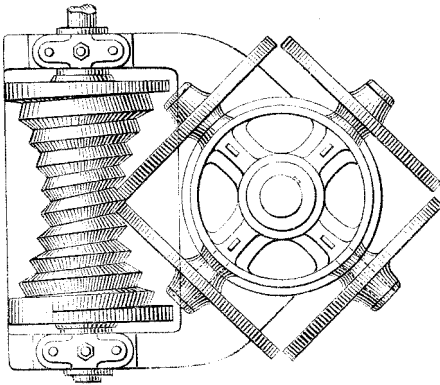
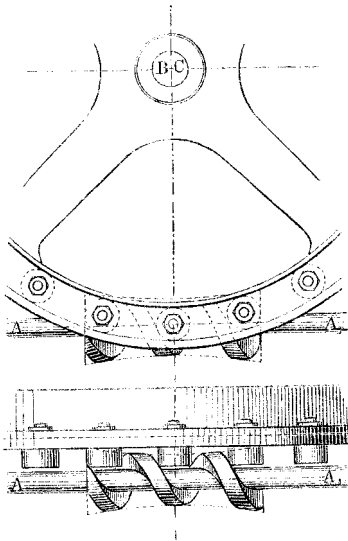


Fig. 643.



*) S. Uhland, Prakt. Maschinenkonstrukteur, auch Engineer, Bd. 24 (1867) S. 493. — **) Modell im kinematischen Kabinet der königl. techn. Hochschule; Uebersetzung 12 : 1, Gang ausserordentlich sanft.

Lässt man in den zwei oberen Globoidklassen die Nebenachse in unendliche Ferne rücken, so gehen die Globoide in Regelflächen über; auch die Globoidschrauben erreichen dabei ihre Grenzfälle. Als ein Grenzfall von Klasse III tritt dann die gewöhnliche Schraube ohne Ende auf. Ein anderer ist das Long'sche Spiralräderwerk*), ebenfalls zu Klasse III gehörig, a angebar, $c = 0$, $\delta = 0$. Das Globoid wird ein Plankegel, die Globoidschraube eine archimedische Spirale. Wird R auch unendlich, so entsteht ein Getriebe, bestehend aus einer Planscheibe mit Spiraleinschnitten und einer Zahnstange, deren Mittelschnitt Zahnberührung von oben bis unten hat. Wenn das Ganze auf Klasse IV gebracht wird, so geht die archimedische Spirale in ihre allgemeinere Form, die Kreisevolvente über.

E. Berechnung der Theilung und Breite der Radzähne.

§. 225.

Eintheilung der Räder. Zahnquerschnitt.

Die Abmessungen der Zahnräder müssen bei gleichem Zahn- druck wegen der Stösse um so grösser genommen werden, je grösser ihre Umfangsgeschwindigkeit ist; auch muss mit letzterer die Zahnbreite zunehmen, wenn die Abnutzung der Zahnflanken eingeschränkt werden soll. Bei langsam gehenden Rädern können indessen diese Einflüsse vernachlässigt werden. Wir theilen deshalb die Räder in zwei Klassen ein, nämlich:

1. Kranräder, 2. Triebwerkräder;
und zwar sind Kranräder solche, die bis zu $\frac{1}{2}$ Meter Theilkreis- geschwindigkeit haben, Triebwerkräder die von grösserer Ge- schwindigkeit.

Bei der Zahntheilung t , der Zahnbreite b , der Zahnlänge l , der Zahnfussdicke h , dem Zahndruck P und der im Zahne eintreten- den Biegunngsspannung \mathfrak{S} gilt allgemein die Beziehung

$$bt = 6 \frac{P}{\mathfrak{S}} \left(\frac{l}{t}\right) \left(\frac{t}{h}\right)^2 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (212)$$

*) S. Civil-Engineer and Arch. Journal, 1852, Juli; auch Dingler's Journ. Bd. 125, Weisbach III, 1. Aufl. S. 449, 2. Aufl. III, 2, S. 87.

und für die oben angenommenen Verhältnisse zwischen Zahnlänge und -Dicke die Formel:

$$bt = 16,8 \frac{P}{\mathfrak{S}} \dots \dots \dots (213)$$

Dies bedeutet, dass die Festigkeit des Zahnes seinem Querschnitt proportional ist, dass es also für dieselbe gleichgültig ist, welches Verhältniss b und t zu einander haben, ein Umstand, aus welchem sich beim Konstruiren vielfach Nutzen ziehen lässt.

§. 226.

Theilung und Zahnbreite der Kranräder.

Bezeichnet bei einem gusseisernen Kranrad:

(PR) das statische Moment der angreifenden Kraft,

\mathfrak{Z} die dem Rad bestimmte Zähnezah, R seinen vorläufig festgesetzten Theilkreishalbmesser,

t seine Theilung,

so nehme man je nach den gegebenen Grössen:

$$t = 2,602 \sqrt[3]{\frac{PR}{\mathfrak{Z}}}, \quad \frac{t}{\pi} = 0,827 \sqrt[3]{\frac{PR}{\mathfrak{Z}}} \dots \dots (214)$$

$$t = 1,67 \sqrt{\frac{PR}{R}}, \quad \frac{t}{\pi} = 0,53 \sqrt{\frac{PR}{R}} \dots \dots (215)$$

und gleichzeitig die Zahnbreite b :

$$b = 2t \dots \dots \dots (216)$$

Hierbei ist für die Spannung \mathfrak{S} der Werth 3 eingeführt. Die wirklich eintretende Spannung ist kleiner, da der Zahnfuß im allgemeinen dicker ist als $\frac{1}{2}t$, wie oben in (213) eingeführt.

Da der Werth $(PR):R$ gleich der Umfangskraft P ist, so gilt (215) auch für die Fälle, wo P unmittelbar gegeben ist, wie bei der Zahnstange.

Aus den vorstehenden Formeln lässt sich der bemerkenswerthe Einfluss ermitteln, welchen die zum Theil freigestellte Wahl der in Rechnung kommenden Grössen auf den numerischen Werth der Radabmessungen ausübt. Sind t' und t die Theilungen zweier für denselben Fall bestimmten Räder von den Zähnezahlen \mathfrak{Z} und \mathfrak{Z}' , in welchen die Spannungen \mathfrak{S} und \mathfrak{S}' am Zahnfuß vorausgesetzt sind, und bezeichnet man die Konstante $6(l:t)(t:h)^2$, welche in (213) = 16,8 ist, allgemein mit C , beziehungsweise C' ,

so ist, wenn das Kraftmoment (PR) für ein zu bauendes Rad gegeben ist, nach (214): $t = \sqrt[3]{2\pi C(PR)(t:b)} : \mathfrak{S}^3$, woraus:

$$\frac{t'}{t} = \sqrt[3]{\frac{C' \mathfrak{S}}{C \mathfrak{S}'}} \cdot \frac{3}{3'} \quad \dots \quad (217)$$

Hieraus folgt für die Radhalbmesser R und R' :

$$\frac{R'}{R} = \frac{3' t'}{3 t} = \sqrt[3]{\frac{C' \mathfrak{S}}{C \mathfrak{S}'}} \left(\frac{3'}{3}\right)^2 \quad \dots \quad (218)$$

Die Werthe C hängen von den Zahnverhältnissen, diejenigen der Spannung \mathfrak{S} von dem gewählten Material ab. Nehmen wir beide bei einem anzustellenden Vergleich zunächst als von derselben Grösse seiend an, so bleibt der Einfluss der Zähnezahlen übrig. Eine Verminderung der Zähnezahl vergrössert nach (217) die Theilung, verringert aber nach (218) die Radgrösse.

1. *Beispiel.* $3 = 11$, $3' = 7$ liefert $t' : t = \sqrt[3]{11 : 7} = \sqrt[3]{1,571} \sim 1,16$; $b' = 2t' = 1,16b$. Aber $R' : R = \sqrt[3]{7^2 : 11^2} = \sqrt[3]{49 : 121} = \sqrt[3]{0,405} \sim 0,74$, oder: das 7 zählige Rad wird nur ungefähr $\frac{3}{4}$ so gross als das 11 zählige, oder auch: das 42 zählige Rad für denselben Fall wird rund nur $\frac{3}{4}$ so gross als das 66 zählige, indessen $1\frac{1}{6}$ mal so breit als dasselbe.

Die Konstante C ist bei einer gegebenen Satzräder-Verzahnung ein bestimmter unveränderlicher Werth, also z. B. für unsere Radlinienverzahnung, wie oben bei (213) ermittelt, = 16,8. Bei unserer „Daumenverzahnung“ (§. 212), aber fällt die Konstante kleiner aus und gestattet demzufolge eine erhebliche Herabziehung der Radabmessungen. Der Werth von $h : t$ nämlich ist bei den Rädern von mehr als 10 Zähnen schon grösser als 0,7. Wird dieser Werth eingesetzt, so erhält man $C' \sim 8,4$, d. i. $0,5 C$, in Worten: der Zahn mit unserem „Daumen“-Profil trägt bei sonst gleichen Verhältnissen doppelt so viel, als der gewöhnliche.

2. *Beispiel.* Wird unsere Daumenverzahnung statt gewöhnlicher gewählt bei gegebenem Moment (PR) und die Zähnezahl unverändert gelassen, so vermindert sich die Theilung auf $t' = t \sqrt[3]{0,5} = 0,79t$, oder rund das 0,8 fache, der Theilkreishalbmesser desgleichen, ebenso die Zahnbreite. Wird aber gleichzeitig auch die Zähnezahl in dem schon vorhin gebrauchten Verhältniss von 11 : 7 vermindert, so wird die Theilung $t' = t \sqrt[3]{0,5(11:7)} \sim 0,89t$, und der Halbmesser $R' = R \sqrt[3]{0,5(7^2:11^2)} = R \sqrt[3]{0,202} \sim 0,58R$.

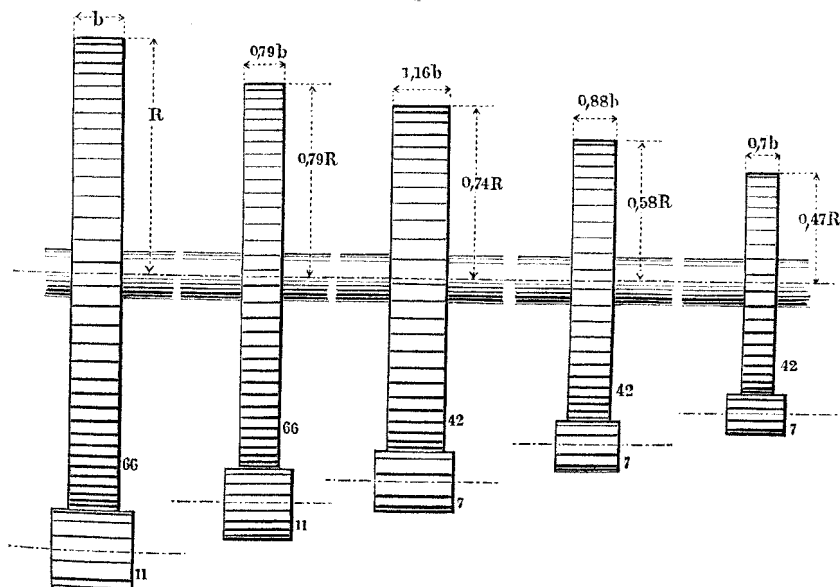
Der Einfluss der Spannung \mathfrak{S} ist ebenfalls bedeutend. Zwar wird man bei gegebenem Material, also für alle gewöhnlicheren Fälle für Gusseisen, nicht gerne viel von normalen Werthen ab-

weichen wollen. Eine Erhöhung der Spannung um $\frac{1}{4}$ würde Theilung und Radhalbmesser nur um 7 Proz. vermindern; anderntheils ist auch ersichtlich, dass man nicht Veranlassung hat, gar zu niedrige Spannungen zu wählen, weil man dadurch gezwungen wird, grosse Räder, also auch grosse Lagerstühle, Gestelle zu bauen, mithin das Gewicht der Maschine gross zu machen. Die oben gewählte Spannung $\mathfrak{S} = 3$ entspricht thatsächlich einer grösseren Sicherheit, als sie vielfach in der Praxis vorzufinden ist, sodass es unnöthig scheint, in normalen Fällen unter sie herabzugehen. Wendet man aber Schmiedeisen als Radmaterial an, was in einzelnen Fällen gerechtfertigt ist, so kann umgekehrt \mathfrak{S} höher und zwar ohne weiteres mit dem Werthe 6 eingeführt werden. Hierdurch wird t' bei sonst gleichen Verhältnissen auf $t\sqrt[3]{0,5} = 0,79 t$ herabgezogen.

3. Beispiel. Daumenverzahnung bei einem schmiedeisernen Rade von sieben Zähnen anwendend gegenüber Radlinienverzahnung beim 11zähligen gusseisernen Rade liefert $R' = R\sqrt[3]{0,5 \cdot 0,5 (7^2 : 11^2)} = R\sqrt[3]{0,101} = 0,47 R$, während $t' = t\sqrt[3]{\frac{1}{4} (11 : 7)} = t\sqrt[3]{0,393} \approx 0,7 t$, $t' = 0,7 b$ wird.

In Fig. 644 sind die fünf Fälle, welche in den letzten drei Beispielen behandelt worden sind, vergleichbar gemacht, indem

Fig. 644.



die Projektionen der Theilkreiscylinder nebeneinandergestellt sind. Zur Verdeutlichung des Festhaltens an einem gegebenen Kraftmomente (PR) dient die Beibehaltung der Wellendurchmesser für alle fünf Fälle. Hier wird einleuchtend, dass zwischen dem Radhalbmesser und der Wellendicke ein festes Verhältniss nicht besteht, indem die fünf Konstruktionen an sich alle brauchbar und zweckerfüllend sind.

Die Unveränderlichkeit des Kraftmomentes, welche den vorigen Beispielen zu Grunde lag, ist nicht vorhanden, wenn etwa der Zahndruck P von dem getriebenen Rade abermals durch ein Zahnrad fortgepflanzt wird, dieses letztere Rad also an den Abmessungsänderungen theilnimmt. Wirkt das Rad vom Halbmesser R beziehungsweise R' mittelst eines ihm konaxialen Rades vom Halbmesser R_2 beziehungsweise R_2' z. B. auf eine Zahnstange von der gegebenen Belastung P , so hat man nach (214):

$$t = Const \sqrt[3]{(C : \mathfrak{E}) (P R_2 : \mathfrak{Z})}$$

woraus

$$\frac{t'}{t} = \sqrt[3]{\frac{R_2' C' \mathfrak{E} \mathfrak{Z}}{R_2 C \mathfrak{E}' \mathfrak{Z}'}} \dots \dots \dots (219)$$

Hieraus käme $R' = R \sqrt[3]{(R_2' : R_2) (C' : C) (\mathfrak{E} : \mathfrak{E}') (\mathfrak{Z}' : \mathfrak{Z})^2}$. Nun ist aber $R_2 = \mathfrak{Z}_2 t_2$, und $R_2' = \mathfrak{Z}_2' t_2'$, und nach Formel (215):

$$t_2' = t_2 \sqrt{(C' : C) (\mathfrak{E} : \mathfrak{E}')}.$$

Hiermit wird

$$t' : t = \sqrt[3]{(C' : C) (\mathfrak{E} : \mathfrak{E}') \sqrt{(C' : C) (\mathfrak{E} : \mathfrak{E}') (\mathfrak{Z}_2' : \mathfrak{Z}_2) (\mathfrak{Z} : \mathfrak{Z}')}}.$$

Bei den Abänderungen der Zähnezahlwahl kann man aber $(\mathfrak{Z}_2' : \mathfrak{Z}_2) = (\mathfrak{Z}' : \mathfrak{Z})$ machen, und erhält dann:

$$\frac{t'}{t} = \sqrt[3]{\frac{C' \mathfrak{E}}{C \mathfrak{E}'}} \dots \dots \dots (220)$$

und für die Radhalbmesser:

$$\frac{R'}{R} = \frac{\mathfrak{Z}'}{\mathfrak{Z}} \sqrt[3]{\frac{C' \mathfrak{E}}{C \mathfrak{E}'}} \dots \dots \dots (221)$$

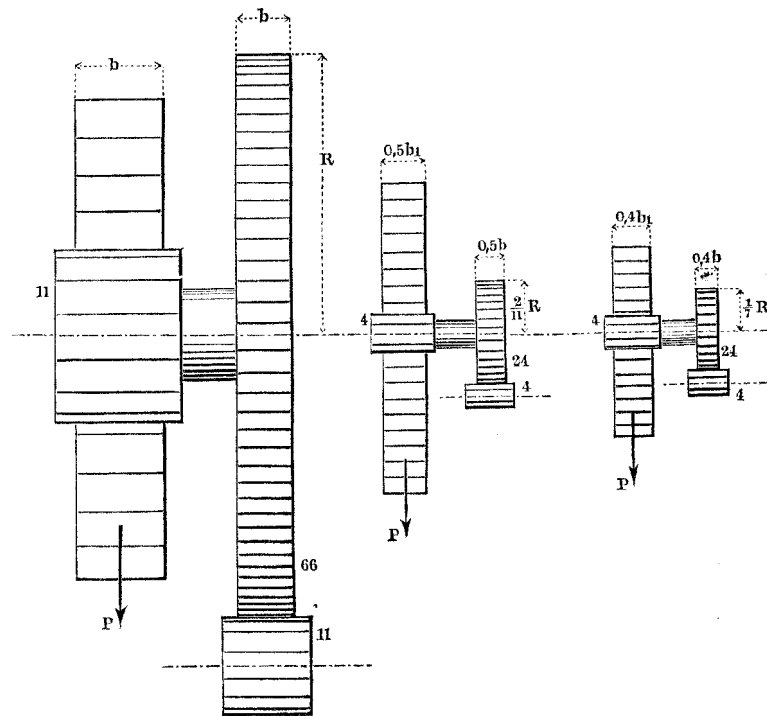
4. Beispiel. Zahnstange mit der Belastung P , getrieben vom 11zähligen Rade an einem grösseren Rade befestigt, in welches wieder ein 11zähliges eingreift, Fig. 645, als Verzahnung die Radlinienverzahnung, als Material Gusseisen vorausgesetzt. Wir ersetzen dieses überall durch Schmiedeisen und die Radlinienverzahnung durch Daumenverzahnung, indem wir zugleich die Zähnezahlen der kleineren Räder von 11 auf 4 herabsetzen, was nach §. 212 gut angeht. Hier ist nun $C' = 0,5 C$, $\mathfrak{E}' = 2 \mathfrak{E}$ und wir erhalten: $t' = t \sqrt[3]{1/4} = 1/2 t$ und $R' = R^{1/11} \sqrt[3]{1/4} = 2/11 R$.

Zu bemerken ist bei dieser Gelegenheit, dass das Grössenverhältniss zwischen dem grossen Rade und dem auf seiner Achse sitzenden in die Zahnstange greifenden Getriebe durch die Formeln (217) und (218) ausgedrückt wird, da beide für dasselbe Moment (PR) bestimmt sind.

5. *Beispiel.* Will man, um noch weitergehende Verkleinerung zu erzielen, Gussstahl statt Schmiedeisen verwenden, worauf man unbedenklich 10 statt 6 kg pro \square mm als Spannung einführen kann, so wird $v' = t \sqrt{0,5 \cdot 0,3} = 0,387 t \sim 0,4 t$, und dann $R' = 0,4 \cdot \frac{4}{11} R = 0,145 R$ oder etwa $\frac{1}{7} R$. Noch weiter würde man die Verkleinerung treiben, wenn man drei statt vier Zähne in den kleineren Rädern anwände.

Fig. 645 stellt die Ergebnisse der zwei letzten Beispiele dar. Die Kraft P an der Zahnstange ist in den drei Fällen dieselbe.

Fig. 645.



Ihr statisches Moment an der Hauptachse nimmt aber ab wie R' , demzufolge ebenso dasjenige an der Vorgelegewelle. Dies äussert sich sowohl in der, der letzteren zu gebenden Dicke, als in der etwa auf ihr angebrachten Handkurbel in Hinsicht auf deren Arm-

länge und den aufzuwendenden Druck an der Handhabe. Aufgaben der vorstehenden Art sind bei den Wagenwinden oder „Domkraften“ (wie man sie nach dem Holländischen bei uns zu nennen begonnen hat) verwirklicht. Auch bei den Hebezeugen der Feldartillerie, wo die Leichtigkeit der Hilfsmaschinen eine der obersten Bedingungen ist, sind dieselben von Wichtigkeit; sie geben aber auch für den allgemeinen Maschinenbau brauchbare Hinweise.

Dass der Gussstahl als Material für Zahnräder rasch Boden gewinnt, wurde bereits in §. 222 hervorgehoben. Ungemein begünstigt wird dies durch die hohe Festigkeit des Materials, welcher zufolge die Räder bedeutend leichter gemacht werden können als gusseiserne. Für ein gusseisernes und ein gussstählernes Rad, die demselben Kraftmoment auszusetzen sind, ergibt sich nach (217) bei gleichen Verhältnissen zwischen den Zahnabmessungen und gleichen Zähnezahlen, wenn wieder $\mathfrak{S}' = 10$ gegen $\mathfrak{S} = 3$ eingeführt wird, $t':t$ und auch $R':R = \sqrt[3]{0,3} \sim 2/3$. Hieraus hat man das Verhältniss der Gewichte ungefähr $(2/3)^3$, d. i. 0,3 (oder $\mathfrak{S}:\mathfrak{S}'$), sage man rund $1/3$. Dies gilt zunächst für die Kranräder; kaum weniger günstig gestalten sich die Beziehungen bei den Triebwerkkrädern. Das durchschnittliche Verhältniss der Gewichte gleicht den Unterschied der Einheitspreise aus, lässt also voraussehen, dass der Gussstahl als Zahnradmaterial sich mehr und mehr einführen wird.

Hinsichtlich der numerischen Grösse der Uebersetzungen der Zahnräderpaare sei noch erörtert, dass für sehr grosse Uebersetzungen, welche mehrere aufeinanderfolgende Räderpaare erfordern, die Uebersetzungen 1:9 und 1:10 die günstigsten insofern sind, als sie ein Minimum von Achsen und Zähnen bedingen*).

*) Die Uebersetzung φ eines zusammengesetzten Räderwerkes aus k Räderpaaren von der Uebersetzung x ist $\varphi = x^k$, wobei $x = 3:3'$. Die Summe y aller Zähne im Räderwerk ist dann $y = k(3 + 3') = k3'(1 + x)$. Nun ist $k = \ln \varphi : \ln x$, demnach hat das Produkt aus der Zahnsumme y und der Paarzahl k den Werth $yk = (\ln \varphi)^2 3'(1 + x) : (\ln x)^2$. Diese Gleichung differenzierend und den Differential-Quotienten = Null setzend, erhält man $\ln x = 2(1 + x):x$, welche Bedingung durch $x = 9,19$ erfüllt wird. Beispiel. φ sei = 600, Zähnezahl im kleinsten Rade = 7. a) $\varphi = 20.30$ gibt $y = 7(2 + 20 + 30) = 364$, $yk = 728$. b) $\varphi = 4.5.5.6$ gibt $y = 7(4 + 4 + 5 + 5 + 6) = 168$, $yk = 672$. c) $\varphi = 6.10.10$ gibt $y = 7(3 + 6 + 10 + 10) = 203$, $yk = 609$. Die letzte Lösung ist die praktischste, weil sie zwar mehr Zähne erfordert als (b), dafür aber nur drei statt vier Räderpaare verlangt; bei Lösung (a) ist die Zähnezahl 210 unbequem hoch.

§. 227.

Tabelle über die gusseisernen Kranräder mit gewöhnlicher Verzahnung.

t	$P = \frac{(PR)}{R}$	$\frac{(PR)}{3}$	$\frac{t}{\pi}$	$P = \frac{(PR)}{R}$	$\frac{(PR)}{3}$
10	36	57	3	32	48
12	51	98	4	56	113
14	70	156	5	88	220
16	91	233	6	127	331
18	116	331	7	173	605
20	143	455	8	226	902
22	173	605	9	286	1 285
24	206	786	10	352	1 762
26	241	999	11	427	2 346
28	280	1 248	12	508	3 045
30	321	1 535	13	596	3 872
35	437	2 437	14	691	4 836
40	571	3 638	15	793	5 948
45	723	5 180	16	902	7 219
50	893	7 105	17	1 019	8 659
60	1 285	12 277	19	1 272	12 088
70	1 749	19 496	22	1 706	18 766
80	2 285	29 102	25	2 203	27 538
90	2 893	41 436	28	2 763	38 688
100	3 571	56 840	32	3 609	57 750

1. Beispiel. Auf eine Handkurbel von 400 mm Länge finde ein Druck von 50 kg statt; welche Theilung und Zahnbreite ist dem die Kraft weiter leitenden 10zähligen Getriebe zu geben? Hier ist $PR : 3 = 50 \cdot 400 : 10 = 2000$, und daher nach Sp. 3, Z. 11 bis 12 zu nehmen $t = 30$ bis 35 mm oder nach Sp. 6, Z. 8 bis 9, $t : \pi = 10$ bis 11, Zahnbreite = $2t$.

2. Beispiel. Eine Zahnstange soll 2900 k Zug ausüben. Sie erhält dafür nach Sp. 2, Z. 19 eine Theilung von 90 mm, oder nach Sp. 5, Z. 19 bis 20 eine Theilung $t \sim 29\pi$, sowie eine doppelt so grosse Zahnbreite. — Soll diese Zahnstange aus Schmiedeisen gemacht werden, so ist nach Beispiel 3 zu nehmen: $t = 0,707 \cdot 90 \sim 64$ mm, die Zahnbreite 128 mm.

gehen zu lassen, wenn thunlich noch weniger zu nehmen; für geringe Kräfte lässt sich mit dieser Konstanten, welche man den Abnützungskoeffizienten nennen kann und die durch A bezeichnet werden möge, leicht bis zu 200 und sogar gegen 100 herabgehen, ohne auf unbequeme Abmessungen zu kommen. Bei Holz-Eisenrädern kann die Abnützung der Eisenzähne unberücksichtigt bleiben, da die Abnützung sich hier fast ganz auf die Holzzähne wirft. Es ist sehr empfehlenswerth, bei dem Rade mit Holzzähnen ebenfalls den Werth A nicht über 500 gehen zu lassen, aber lieber bei 300 bis 400 zu bleiben*). Ganz feste Vorschriften lassen sich hier nicht geben, da Ausführungsschwierigkeiten allerlei Art, ferner die Rücksicht auf vorhandene Modelle u. s. w. mit in Betracht kommen; es muss daher dem Konstruirenden überlassen bleiben, wie weit er sich etwa von den erprobten und empfehlenswerthen Verhältnissen entfernen will.

Dabei wolle man beachten, dass bei verschiedenen Annahmen von A man nicht etwa verschieden sicher baut, sondern nur die Abnützung mehr oder weniger günstig gestaltet. Hat man Raum, und lässt sich ohne Schwierigkeiten ein niedriger Abnützungskoeffizient wählen, so thue man es; kann dies nicht geschehen, so gibt der gewählte Koeffizient wenigstens eine gewisse Klarheit in Bezug auf die zu erwartende Abnützung.

Für Gruppenräder, d. h. solche, bei denen mehrere Räder mit einem einzigen zusammenwirken, ist statt der Umlaufzahl beim Mittelrade die Zahl von dessen Zahnberührungen, d. h. das Produkt aus der Umlaufzahl und der Zahl der Seitenräder einzuführen.

Ist R gegeben, wie oft bei Wasserradkränzen, Schwungrädern und dergl., so kennt man auch P und hat nun, nachdem man A gewählt:

$$\left. \begin{aligned} b &= \frac{Pn}{A} = \frac{716\,200\,N}{A\,R} \\ \text{sowie nach (213) für gewöhnliche Verzahnung} \\ t &= \frac{16,8\,P}{\varepsilon b} = \frac{16,8\,A}{\varepsilon n} \\ \text{und für die Daumenverzahnung} \\ t' &= \frac{8,4\,P}{\varepsilon b} = \frac{8,4\,A}{\varepsilon n} \end{aligned} \right\} \dots \dots (225)$$

*) Vergl. übrigens das 10. Beispiel in §. 229.

Ist aber, wie in der Mehrzahl der Fälle, R nicht im voraus bekannt, so steht die Wahl von \mathfrak{z} frei. Dieses einführend erhält man für die Zahnbreite:

$$b = \frac{4\,500\,000}{A} \frac{N}{\mathfrak{z}t} \dots \dots \dots (226)$$

Je nachdem nun $A = 1000, 900 \dots 150, 100$ gewählt wird, gehen die allgemeinen Ausdrücke in die folgenden numerischen über:

Gewöhl. und Daumenverz.	Gewöhl. Verz.	Daumen-Verz.	
$b = \frac{Pn}{1000} = 716 \frac{N}{R} = 4\,500 \frac{N}{\mathfrak{z}t}$	$t = \frac{16\,800}{n\mathfrak{S}}$	$t' = \frac{8400}{n\mathfrak{S}}$	(227)
" $= \frac{Pn}{900} = 796$ " $= 5\,000$ " "	" $= \frac{15\,120}{n\mathfrak{S}}$	" $= \frac{7560}{n\mathfrak{S}}$	
" $= \frac{Pn}{800} = 895$ " $= 5\,625$ " "	" $= \frac{13\,430}{n\mathfrak{S}}$	" $= \frac{6765}{n\mathfrak{S}}$	
" $= \frac{Pn}{700} = 1023$ " $= 6\,429$ " "	" $= \frac{11\,760}{n\mathfrak{S}}$	" $= \frac{5880}{n\mathfrak{S}}$	
" $= \frac{Pn}{600} = 1194$ " $= 7\,500$ " "	" $= \frac{10\,080}{n\mathfrak{S}}$	" $= \frac{5040}{n\mathfrak{S}}$	
" $= \frac{Pn}{500} = 1432$ " $= 9\,000$ " "	" $= \frac{8\,400}{n\mathfrak{S}}$	" $= \frac{4200}{n\mathfrak{S}}$	
" $= \frac{Pn}{400} = 1790$ " $= 11\,250$ " "	" $= \frac{6\,720}{n\mathfrak{S}}$	" $= \frac{3360}{n\mathfrak{S}}$	
" $= \frac{Pn}{300} = 2387$ " $= 15\,000$ " "	" $= \frac{5\,040}{n\mathfrak{S}}$	" $= \frac{2520}{n\mathfrak{S}}$	
" $= \frac{Pn}{200} = 3581$ " $= 22\,500$ " "	" $= \frac{3\,360}{n\mathfrak{S}}$	" $= \frac{1680}{n\mathfrak{S}}$	
" $= \frac{Pn}{150} = 4774$ " $= 30\,000$ " "	" $= \frac{2\,520}{n\mathfrak{S}}$	" $= \frac{1260}{n\mathfrak{S}}$	
" $= \frac{Pn}{100} = 7160$ " $= 45\,000$ " "	" $= \frac{1\,680}{n\mathfrak{S}}$	" $= \frac{840}{n\mathfrak{S}}$	

Die Zähnezahl wählt man bei Triebwerkkrädern nicht unter 20, damit die unvermeidlichen Ausführungsfehler nicht zu sehr störend wirken können; man muss in der Regel wegen der Abnutzung mit \mathfrak{z} höher und zwar um so höher hinaufgehen, je grösser die Umlaufzahlen sind. So zählen die Räder rasch laufender Turbinen selten weniger als 40, oft über 80 Zähne. Bei Holzeisenrädern ist es günstig für geringe Abnutzung, die Holzzähne

dem treibenden Rade zu geben, weil an diesen der Eingriffpunkt vom Zahnfuss nach dem Kopfe hinläuft, während er am getriebenen Rade den umgekehrten Weg nimmt.

Statt versuchsweise vorzugehen, kann man auch durch Rechnung solche Werthe von \mathfrak{Z} voraus ermitteln, welche ein gewünschtes Breitenverhältniss $b:t$ liefern. Verbindet man die Formeln (225) und (226), so erhält man nach kleiner Umformung den lehrreichen Ausdruck:

$$\mathfrak{Z} = \frac{4\,500\,000}{16,8^2 A^3} \frac{n^2 \mathfrak{S}^2 N}{\left(\frac{b}{t}\right)} \dots \dots \dots (228)$$

Er zeigt den gewaltigen Einfluss von A auf \mathfrak{Z} , oder umgekehrt den der Zähnezahl auf die Abnützung; auch ist die starke Einwirkung der Zahnprofilverhältnisse ersichtlich, indem die Konstante 16,8 (bei der Daumenverzahnung 8,4) im Quadrat vorkommt. Sodann bemerken wir, dass \mathfrak{Z} mit dem Quadrat von n zunehmen sollte, auch mit dem Quadrat von \mathfrak{S} , wenn die übrigen Werthe konstant sind. Dieser Umstand erklärt zum Theil die Vorliebe für niedrige Spannungen. Numerisch erhält man aus (228):

Für die gewöhnlichen Verzahnungen:										
wenn $A = 1000$	900	800	700	600	500	400	300	200	150	100
$\frac{4\,500\,000}{16,8^2 A^3} = \frac{0,016}{1000}$	$\frac{0,022}{1000}$	$\frac{0,031}{1000}$	$\frac{0,046}{1000}$	$\frac{0,074}{1000}$	$\frac{0,128}{1000}$	$\frac{0,25}{1000}$	$\frac{0,59}{1000}$	$\frac{2,00}{1000}$	$\frac{4,72}{1000}$	$\frac{16,0}{1000}$
und für die Daumenverzahnung:										
$\frac{4\,500\,000}{8,4^2 A^3} = \frac{0,064}{1000}$	$\frac{0,088}{1000}$	$\frac{0,124}{1000}$	$\frac{0,181}{1000}$	$\frac{0,296}{1000}$	$\frac{0,512}{1000}$	$\frac{1,00}{1000}$	$\frac{2,36}{1000}$	$\frac{8,00}{1000}$	$\frac{18,88}{1000}$	$\frac{63,8}{1000}$

$b:t$ findet man bis 5 gewählt. Bei noch grösser sich ergebenden Werthen, oft auch bei kleineren, wird der Zahnkranz in zwei neben einander liegende aufgelöst.

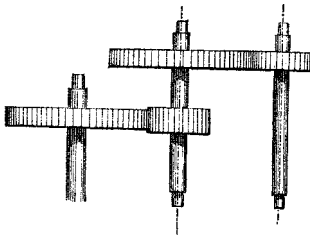
1. Beispiel. Ein 60pferdiges Wasserrad von 8 m Durchmesser und 1,3 m Umfangsgeschwindigkeit ist mit einem innenverzahnten eisernen Zahnkranze zu versehen, dessen Theilkreis mit dem inneren Umfang des 400 mm breiten Radkranzes ungefähr zusammenfallen und ein eisernes Triebrad von 40 minütlichen Umdrehungen treiben soll. Man hat hier: $n = 30 \cdot 1,3 : \pi \cdot 4 = 3,1$, also $n_1 : n = 40 : 3,1$; ferner $v \sim 1,3 (4000 - 400) : 4000 = 1,17 m$, somit $P = 75 \cdot 60 : 1,17 = 3846 \text{ kg}$. Wir haben nun nach dem

Obigen \mathcal{E} zwischen 2,89 und 2,65 zu wählen und nehmen $\mathcal{E} = 2,85$. Ferner wählen wir $Pn:b$ beim kleineren Rade = 500. Dann haben wir $P:t = 500:n_1 = 500:40 = 12,5$ und damit zunächst $b = P:12,5 = 3846:12,5 = 307,7 \sim 310$ mm. Aus (227) folgt sodann $t = 8400:40 \cdot 2,85 = 73,6 \sim 75$ mm. Dies gibt vorläufig $\mathcal{Z} = 2\pi R:t = 2 \cdot \pi \cdot 3600:75 = 306$. Machen wir $\mathcal{Z} = 312$, so lässt sich der Zahnkranz in 12 Segmente zu 26 Zähnen zerlegen. Nun kommt $R = 3720$ mm, was ebenfalls annehmbar ist. Endlich haben wir noch für das getriebene Rad $\mathcal{Z}_1 = (n_1:n)\mathcal{Z} = (3,1:40)312 = 24,18 \sim 24$, woraus $R_1 = 24 \cdot 75:2\pi =$ sehr nahe 287 mm.

2. Beispiel. Eine 100pferdige Turbine mit stehender Welle von 96 minütlichen Umdrehungen soll eine liegende Welle mit 144 Umgängen treiben; das erforderliche Winkelräderpaar ist zu bestimmen. Wir wählen Holz-Eisenräder und geben dem treibenden Rade die Holzzähne. Nach ungefährer Schätzung wird v zwischen 6 und 7 m fallen, wonach wir für \mathcal{E} etwa 1,2 einsetzen können. Wir wünschen nun $b:t = 3$ zu erhalten und wählen $A = 500$. Dann haben wir nach (228) für die Zähnczahl: $\mathcal{Z} = (0,128:1000)96^2 \cdot 1,2^2 100:3$, woraus kommt $\mathcal{Z} = 56,6 \sim 60$. Damit kommt $\mathcal{Z}_1 = (96:144)60 = 40$. Nun ergibt sich $t = 8400:96 \cdot 1,2 = 72,9 \sim 75$ mm, $b = 3t = 225$ mm. v kommt = 7,2.

3. Beispiel. Wenn in einem zusammengesetzten Räderwerke, Fig. 646, die auf einander folgenden Räderpaare gleiche Grösse haben, so verhalten sich die Umfangskräfte verkehrt wie die Umlaufzahlen; um daher in einem solchen Falle die Koeffizienten der Abnutzung $Pn:b$ bei allen Paaren gleich zu halten, braucht man nur die Radbreiten alle gleich zu machen. Die Räder-vorgelege der Spindelstöcke an Drehbänken zeigen die Gebrauchlichkeit dieser Einrichtung.

Fig. 646.



4. Beispiel. Für $N = 5$, $n = n_1 = 60$ soll ein recht dauerhaftes Paar von Holzeisenrädern konstruiert werden, wobei $b:t = 2$ gewünscht wird. v zu 2,4 m schätzend, wählen wir nach (222) $\mathcal{E} = 1,41$, sodann der verlangten grossen Dauerhaftigkeit wegen $A = 150$ und finden nun zunächst aus (228) $\mathcal{Z} = (4,72:1000)3600 \cdot 1,41^2 \cdot 5:2 = 18 \cdot 4,72 \sim 85$, wofür wir 84 nehmen. Nach (227) kommt nun $t = 2520:60 \cdot 1,41 \sim 30$ mm, und $b = 30000 \cdot 5:84 \cdot 30 = 59,8 \sim 60$ mm = $2t$, wie kommen sollte.

5. Beispiel. Für $N = 40$, $n = 30$, $n_1 = 50$ sollen Eisenräder, zunächst mit gewöhnlicher Verzahnung, für $b:t = 2,5$ konstruiert werden. Indem wir v auf 1,5 m schätzen, wählen wir $\mathcal{E} = 2,7$ und haben nun bei $A = 500$ für das getriebene Rad: $\mathcal{Z}_1 = (0,128:1000)2500 \cdot 2,7^2 \cdot 40:2,5 = 0,128 \cdot 7,29:40 \sim 37$, wofür wir 36 wählen und $\mathcal{Z} = \frac{5}{3} \cdot \mathcal{Z}_1 = 60$ erhalten. Nun kommt $t = 8400:50 \cdot 2,7 \sim 62$ mm und $b = 2,5 \cdot t = 155$ mm. Wählen wir aber nun Daumenzahnung statt gewöhnlicher und setzen dabei $b:t = 3,5$, so kommt $\mathcal{Z}_1 = (0,512:1000)2500 \cdot 7,29 \cdot 40:3,5 = 106,6$,

wofür wir 105 nehmen und $\mathfrak{Z}_1 = 175$ bekommen. t wird $= 4200 : 50 \cdot 2,7 = 31,1 \sim 32$ mm, $b = 112$ mm. Die Zahndimensionen fallen geringer, die Halbmesser aber grösser aus als vorhin. Man erhält nämlich $R_1 = 5,73 \cdot 62 = 355,26$ mm und $R_1' = 534,72$ mm, was aber annehmbar.

Für den Gussstahl als Radmaterial treten eigenthümliche Verhältnisse ein. Man geht gewiss nicht zu weit, wenn man den Abnutzungskoeffizienten A bei Gussstahl doppelt so hoch einführt, als bei Gusseisen *). Die Spannung \mathfrak{S} ist aber, um die ausgezeichneten Festigkeitseigenschaften des Materials auszunutzen, rund $3\frac{1}{3}$ mal so hoch als bei Gusseisen zu nehmen. Der Erfolg ist nach Formel (228), dass A zwar die erforderliche Zähnezahl auf $\frac{1}{8}$ vermindern, \mathfrak{S} sie aber auf das $(\frac{10}{3})^2$, d. i. 11fache steigern würde, so dass sich schliesslich die $\frac{11}{8}$ fache Zahl ergibt, wenn die übrigen Verhältnisse gleichgesetzt werden. Wir haben also den gussstählernen Triebwerkrädern im allgemeinen etwas grössere Zähnezahlen zu geben, als den gusseisernen. Herabziehen kann man die Zähnezahl durch Wahl eines grossen Breitenverhältnisses. Hierzu bietet sich aber die beste Gelegenheit bei den Pfeilrädern. Das Breitenverhältniss $b : \tau$ ist daselbst un schwer zu 7 und 8 und höher herauszubringen. Bei Vorhandensein der Seitenleisten kann man zur Berechnung die Formeln für Daumenverzahnung benutzen (während die gewöhnliche Verzahnung angewandt wird), indem die Konstante 8,4 die Verhältnisse genügend genau berücksichtigt. Die ermittelte Grösse der Theilung gilt für die Normaltheilung $\tau = t \sin \gamma$, die ermittelte Zahnbreite aber für die wirkliche Breite der Radkrone (b in Fig. 627, $2b'$ in Fig. 628).

6. *Beispiel.* Die Räder aus Beispiel 5 seien in Gussstahl als Pfeilräder auszuführen. Wir wählen $A = 1000$ und vorläufig $b : \tau = 6$, bei $\mathfrak{S} = 3\frac{1}{2} \cdot 2,7 = 9$. Es kommt zunächst $\mathfrak{Z}_1 = (0,064 : 1000) 2500 \cdot 81 \cdot 40 : 6 = 86,4$. Sodann $\tau = 8400 : 50 \cdot 9 = 18,7$, damit $b = 4500 \cdot 40 : 86,4 \cdot 9 = 111,3$. Wir nehmen $\mathfrak{Z}_1 = 84$, damit $\mathfrak{Z} = 140$, ferner $b = 115$. Wird $\gamma = 60^\circ$ gemacht, so ist $t = \tau : \sin 60 = \tau : 0,866 \sim 21$ mm; wir nehmen $t = 22$ mm, womit $\tau = 0,866 t = 19$ mm und $b : \tau = 115 : 19 \sim 6$. Der Sprung beträgt $0,5 b \cdot \cot \gamma = 0,5 \cdot 115 \cdot 0,577 = 33$ mm, was weit mehr als eine Theilung ist, somit völlig ausreicht. Es kommt jetzt $R_1 = 13,37 \cdot 22 = 294,14$ mm, $R = 22,28 \cdot 22 = 450,16$ mm, also sehr kleine Räder.

Es folgen nun zwanzig interessante Beispiele aus der Praxis.

*) Bei dem in Fig. 628 dargestellten Rade ist die Gesamtbreite $b = 2b' = 1000$ mm. P berechnet sich zu 25000 kg. Dies gibt $P : b = 25$ und bei $n = 40$ für $Pn : b$ den Werth 1000. Vorzügliche Haltbarkeit der Räder ist bestätigt (Kehrwalzwerk der Gebr. Stumm in Neunkirchen).

Stirnräder.

Nr.	N	n	R	z	t	b	v	P	⊙	$\frac{P}{b}$	$\frac{Pn}{b}$	Bemerkungen
1	1000	$\frac{36,67}{114,8}$	$\frac{3050}{972}$	$\frac{144}{46}$	133	610	11,7	6410	1,32	10,5	$\frac{385}{1205}$	E/E Dampfmaschine
2	300	$\frac{25}{100}$	$\frac{3724}{989}$	$\frac{280}{58}$	102	356	9,70	2320	1,1	6,52	$\frac{2 \cdot 163}{622}$	E/E "
3	270	$\frac{60}{12}$	$\frac{498}{2490}$	$\frac{19}{95}$	158	525	3,13	6500	1,3	12,40	$\frac{744}{149}$	E/E "
4	240	$\frac{13,3}{44}$	$\frac{2790}{843}$	$\frac{208}{68}$	79	406	3,89	4633	2,3	11,60	$\frac{154}{510}$	E/E Triebwerk zu Nr. 8
5	192	$\frac{1,33}{15,14}$	$\frac{10193}{897}$	$\frac{704}{62}$	91	381	1,42	10110	5,1	26,53	$\frac{35}{402}$	E/E Wasserrad
6	192	$\frac{15,14}{50}$	$\frac{2691}{815}$	$\frac{208}{63}$	81	381	4,27	3375	1,6	8,86	$\frac{134}{443}$	E/E Triebwerk z. vor.
7	140	$\frac{30}{55}$	$\frac{1485}{815}$	$\frac{132}{72}$	71	218	4,62	2273	$\frac{3,0}{3,4}$	10,42	$\frac{313}{573}$	E/E Dampfmaschine
8	140	$\frac{30}{54,5}$	$\frac{1690}{905}$	$\frac{138}{76}$	77	330	5,31	1977	2,6	5,99	$\frac{180}{326}$	E/E "
9	120	$\frac{1,51}{13,3}$	$\frac{7391}{838}$	$\frac{560}{80}$	79	381	1,22	7377	4,0	19,36	$\frac{29,2}{257}$	E/E Wasserrad
10	100	$\frac{45}{158,8}$	$\frac{2148}{610}$	$\frac{176}{50}$	76	254	10,09	743	0,65	2,92	$\frac{131}{520}$	H/E Dampfmaschine
11	90	$\frac{26}{80}$	$\frac{2170}{705}$	$\frac{228}{74}$	60	150	5,91	1142	2,1	7,61	$\frac{198}{609}$	H/E "
12	82,5	$\frac{54}{83}$	$\frac{1400}{910}$	$\frac{114}{74}$	78	$\frac{2 \cdot 120}{300}$	7,92	1563	$\frac{1,3}{1,0}$	6,50	$\frac{351}{2 \cdot 540}$	H/E Schraubenschiff

Stirnräder.

13	50	$\frac{4,0}{7,32}$	$\frac{1282}{700}$	96	83	270	0,53	7075	5,3	26,20	$\frac{105}{192}$	E/E Wasserrad
14	20	$\frac{7,74}{40}$	$\frac{2170}{420}$	$\frac{248}{48}$	55	160	1,67	900	1,7	5,60	$\frac{43}{224}$	E/E "

Kegelräder.

15	300	$\frac{93}{50}$	$\frac{620}{1160}$	$\frac{50}{93}$	78	330	6,04	3730	$\frac{2,3}{2,6}$	11,23	$\frac{1044}{562}$	E/E Turbine
16	300	$\frac{100}{111,8}$	$\frac{755}{679}$	$\frac{55}{49}$	68	254	8,01	2306	2,7	11,04	$\frac{110}{123}$	E/E Triebwerk zu Nr. 1
17	240	$\frac{44}{44}$	1067	75	89	457	4,92	3659	1,5	7,70	389	E/E " " "
18	200	$\frac{41}{80}$	$\frac{1500}{765}$	$\frac{98}{50}$	96	300	6,40	2344	1,4	7,80	$\frac{320}{624}$	H/E Turbine
19	130	$\frac{93}{124}$	$\frac{795}{630}$	$\frac{80}{60}$	62	204	7,74	1260	$\frac{1,6}{1,7}$	6,18	$\frac{575}{766}$	H/E "
20	100	$\frac{93}{144,7}$	$\frac{595}{380}$	$\frac{70}{45}$	53	160	5,79	1300	$\frac{2,1}{2,7}$	8,14	$\frac{757}{1178}$	H/E "
21	50	$\frac{93}{218}$	$\frac{645}{275}$	$\frac{75}{32}$	54	160	6,23	597	$\frac{1,1}{1,3}$	3,70	$\frac{344}{307}$	H/E "

Hyperbelräder.

20	16	$\frac{72}{81,6}$	$\frac{549}{483}$	$\frac{68}{60}$	$\frac{50,7}{50,6}$	150	4,13	291	$\frac{0,65}{0,88}$	1,94	$\frac{140}{158}$	E/H Triebwerk
----	----	-------------------	-------------------	-----------------	---------------------	-----	------	-----	---------------------	------	-------------------	---------------

§. 229.

Erläuterungen zu den vorstehenden Beispielen.

Es sind, wie man aus der ersten Spalte sieht, vorzugsweise sehr stark beanspruchte Räderpaare ausgewählt, zu denen die Zahlenangaben so gut wie möglich geliefert sind*). Das Material der Zähne ist in der letzten Spalte angegeben. *E/E* deutet Eisen auf Eisen, *H/E* Holz auf Eisen, *E/H* Eisen auf Holz; das treibende Rad im Paare steht immer zuerst. Ueberall sind wirkliche Pferdestärken (*PS*), nicht nominelle gemeint. Zu den einzelnen Beispielen noch folgendes.

*Nr. 1. Der Betriebsdampfmaschine der Fleming'schen Spinnerei und Weberei in Bombay entnommen**). Verzahnter Schwungradring ist treibendes Rad; die Zähne haben Seitenleisten, wie in Fig. 651 angegeben. Der Koeffizient der Abnutzung für das getriebene Rad scheint hoch und lässt eine sehr lange Dauer des Rades nicht erwarten.*

Nr. 2. Treibendes Rad: verzahnter Ring eines Schwungrades, in zwei gleichgrosse Räder eingreifend, und auf jedes 300 PS, im ganzen also 600 PS übertragend. $Pn:b$ war deshalb für das Schwungrad mit 2 zu multiplizieren, siehe vorletzte Spalte.

Nr. 3. Der jetzt abgebrochenen Gebläsemaschine der atmosphärischen Eisenbahn von St. Germain entnommen. $Pn:b$ ist entschieden zu hoch, was sich auch fühlbar gemacht haben müsste, wenn nicht der Betrieb ein häufig unterbrochener gewesen wäre.

Nr. 4. $P:b$ ist sehr hoch; wegen der kleinen Umlaufzahlen geht aber dennoch $Pn:b$ nicht über statthafte Grenzen hinaus.

Nr. 5 und 6. Dem mächtigen Wasserrad in Greenock (wohl das grösste heute bestehende) entnommen. Sehr grosser Breitendruck am Zahnkranz; dennoch ist das Räderwerk erwiesenermassen haltbar, was ohne Zweifel der genügenden Kleinheit von $Pn:b$ zuzuschreiben ist. Letzterer Werth ist bei Nr. 6 fast gleich dem bei Nr. 5; es müssen also die beiden Paare sehr nahe gleiche Abnutzungsstärke gezeigt haben.

*) Es ist nicht leicht, trotz der grossen Zahl vorhandener Veröffentlichungen, Beispiele wie die hier gegebenen zusammenzubringen, da meistens nur von dem einen Rade im Paare Mittheilungen gegeben werden, während die hier aufgestellte Abnutzungstheorie es als nothwendig erweist, beide Räder des Paares zu kennen. Es wäre sehr erwünscht, wenn hierauf stets Rücksicht genommen würde. Angaben über stattgehabte, durch Messung näher festgestellte Abnutzungen würden stets sehr nützlich sein.

**) Corlissmaschine, von Douglass & Grant 1875 oder 1876 erbaut. S. Engineering 1879, Dez., S. 487.

Nr. 7. Die Zähne des kleinen Rades sind dünner als die des grossen (Schwungradring), was sich in der Spalte für \mathcal{E} bemerkbar macht. Wahrscheinlich hatte das grosse Rad anfänglich Holzzähne.

Nr. 9. Trotz dem grossen Breitendruck ist $Pn:b$ genügend klein. Die Spannung in den Zähnen ist, wie auch bei Nr. 4, nicht unbedeutend. Wir würden nach (222) geringere Werthe eingeführt haben.

Nr. 10. Eines der bemerkenswerthesten von sämmtlichen Beispielen, weil über die Grösse der Abnützung gute Angaben vorliegen. Die Holzzähne am treibenden Rade, dem Schwungringe einer Dampfmaschine zum Betrieb einer Papiermühle (Kelvindale Paper Mill bei Glasgow) angehörig, haben nach 26 $\frac{1}{2}$ jährigem Laufe, bei 20stündigem täglichem Betrieb, eine Abnützung von etwa 3 mm, gemessen auf dem Theilkreis, erlitten und wurden dann zum erstenmal erneuert*). Die erste Hälfte dieser Zeit arbeitete die Maschine mit 84 PS (indiziert, und Reibung abgerechnet) bei 38 minutlichen Umdrehungen. Zweimal wöchentlich wurden die Zähne mit Talg und Graphit geschmiert. Die lange Dauer ist neben dem Umstande, dass das getriebene Rad auf der Maschine geschnitten war, ausser der sorgfältigen Wartung, wohl wesentlich dem günstigen Abnützungskoeffizienten zuzuschreiben.

Nr. 11. Die Zähne wurden im Gebrauch als zu schmal befunden, was wohl der hohen Spannung $\mathcal{E} = 2,1$ zuzuschreiben ist; wir würden nach (222) 1,22 kg eingeführt haben.

Nr. 12. Zwei Räder mit Holzkammen greifen in das kleine Rad auf der Schraubenwelle ein. Ihre Zähne bestehen der Breite nach aus zwei Stücken von 120 mm Einzelbreite.

Nr. 13. Sehr grosser Breitendruck. Es wird geklagt über die Abnützung der Zähne; augenscheinlich lassen sich dieselben nur deshalb schwer in guter Ordnung erhalten, weil $P:b$ so gross ist.

Nr. 15. Die Zähne werden als etwas schwach bezeichnet; wiederholt haben Zahnbrüche stattgefunden; die Abnützung soll sehr stark sein; wir sehen auch, dass $Pn:b$ ungewöhnlich gross ist.

Nr. 17. Das Räderpaar (von Fairbairn herrührend) soll im Stande sein, das Doppelte der angegebenen Leistung zu übertragen, nämlich unter Umständen die Kraft von 4 statt von 2 Wasserrädern, jedes zu 120 PS übertragen. Die Spannung in den Zähnen würde dabei auf 3 kg steigen, was statthaft ist; $Pn:b$ indessen würde dann für einen dauernden Betrieb etwas hoch ausfallen.

Nr. 20. Der Werth für $Pn:b$ beim Holzrade scheint etwas hoch; beim Eisenrade ist er aussergewöhnlich gross; doch ist zu bedenken, dass bei Holzisenrädern die Abnützung fast allein das Holzrad trifft.

Nr. 22. Dieses Räderpaar ist dem Triebwerke einer Maschinenfabrik entnommen, welche schon früher Hyperbelräder für Triebwerke mit bestem Erfolge benutzt hatte, Achsenwinkel 90°. Dass das getriebene Rad die Holzzähne hat, ist ungünstig; da hierdurch die ohnedies schon beträchtliche Abnützung verstärkt wird.

*) S. Engineering 1879, Febr., S. 123. Die Quelle gibt versehentlich ν zu gross und deshalb P und den Breitendruck $P:b$ zu klein an.

F. Abmessungen des Radkörpers.

§. 230.

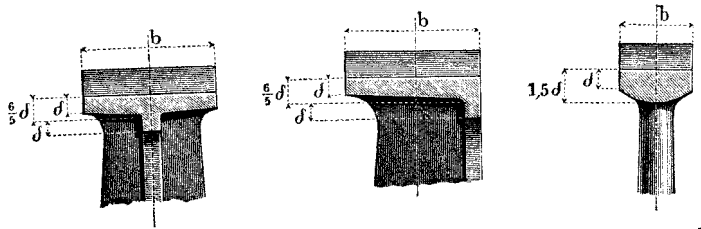
Der Radkranz.

Der Ring, an welchem die Zähne eines Zahnrades sitzen, heisst der Kranz oder die Felge des Rades; unter letzterer Bezeichnung wird insbesondere auch jeder von den Bögen verstanden, aus welchen man den Kranz eines Rades zusammensetzt. Bei den gusseisernen Stirnrädern nehme man die Kranzdicke:

$$\delta = 3 + 0,4t \dots \dots \dots (229)$$

(Fig. 647). Nach der Mitte oder nach der einen Seite zu wird der Kranz auf $\frac{6}{5}\delta$ verstärkt und durch die Kranzrippe ausgesteift,

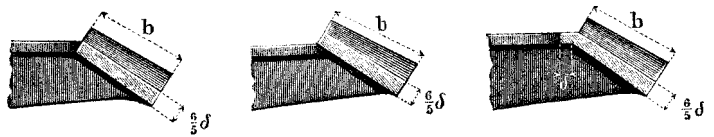
Fig. 647.



bei kleineren Theilungen auch wohl bogenförmig profilirt, wozu aber nur Arme von ovalem Querschnitt passen. Eine Theilung von 20mm erfordert nach (229) eine Kranzdicke $\delta = 3 + 8 = 11$ mm; bei $t = 10$ mm wird $\delta = 7$ mm.

Bei den gusseisernen Kegehrädern, Fig. 648, wird die Felge

Fig. 648.



aussen $\frac{6}{5}\delta$ dick gemacht und erhält einen der hier skizzirten Armanschlüsse.

Räder mit Holzzähnen oder Holzkammen bekommen eine höhere und seitlich verstärkte Felge, bei deren Abmessungen namentlich Rücksicht auf die Handarbeit beim Verschirren; d. i. Einsetzen der Kammern, genommen wird; die Verhältnisse für Stirn-

räder sind aus Fig. 649, die für Kegelhäder aus Fig. 650 ersichtlich. Sehr breite Holzkammern werden aus zwei Stücken gebildet, deren Stiele durch einen Steg getrennt sind.

Fig. 649.

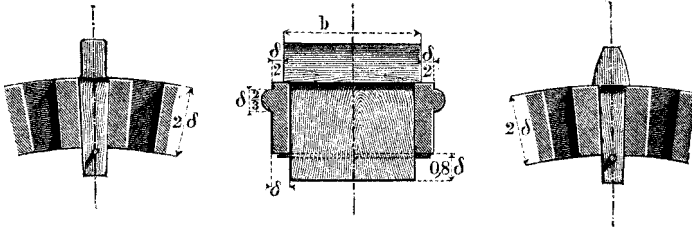
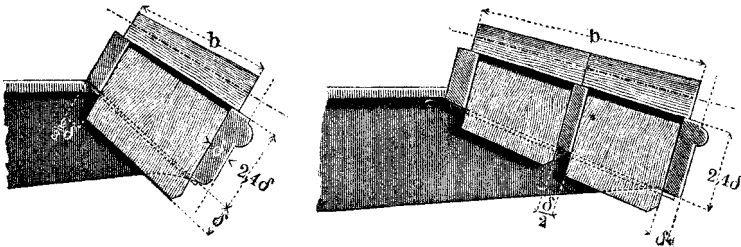
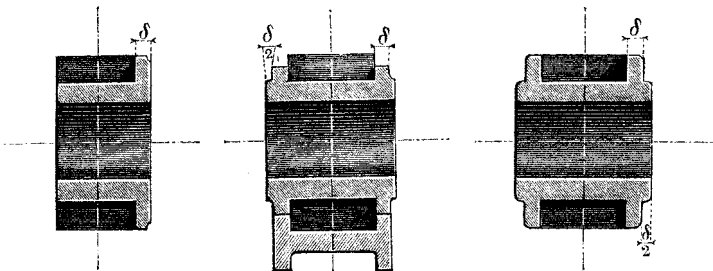


Fig. 650.



Ganz kleine Stirnräder (Blockräder) erhalten, wenn bei ihnen die Kraftübertragung wesentlich ist, entweder eine die Festigkeit ausreichend sichernde Zahnbreite, siehe Fig. 644 und Fig. 645, oder eine oder zwei verstärkende Seitenscheiben oder Saumleisten, Fig. 651, welche zweckmässig bis auf die Theilkreishalbmesser ab-

Fig. 651.



gedreht werden. Bei den gussstählernen Pfeilrädern, vergl. §. 223, hat sich die Anwendung von Saumleisten sehr bewährt und recht allgemein eingeführt. Als Erschwerung der Herstellung wird sie nicht empfunden; vielmehr sichern die Saumleisten das gute Gelingen des Gusses des Stahles, der eine sehr starke Schwindung

— gegen zwei Prozent — hat und deshalb zum Saugen oder Lunken neigt.

Kleine Getriebe, wie sie für die Domkräften üblich sind, werden aus dem vollen Schmiedeisenstück herausgearbeitet, wobei meist Saumleisten stehen gelassen werden.

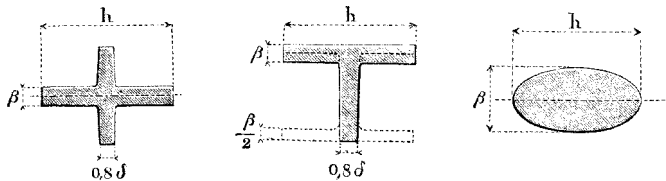
§. 231.

Die Radspeichen. Zahl derselben.

Der Querschnitt der Arme oder Speichen wird, entsprechend den oben angegebenen Kranzformen, nach einer der folgenden Figuren gebildet.

Fig. 652. Rippenquerschnitte, bei denen Haupt- und Nebenrippe zu unterscheiden sind; die Punktirung zeigt den Armquerschnitt.

Fig. 652.



schnitt, welcher bei Anwendung der Räderformmaschine oder der Schablonen-Sandformerei am zweckmässigsten ist; der ovale Querschnitt erhält an allen Stellen die halbe Höhe zur Breite β . Man erzielt gute Verhältnisse für die Räder, wenn man die Anzahl \mathfrak{N} der Speichen nimmt:

$$\left. \begin{aligned} \mathfrak{N} &= \frac{1}{4} \sqrt[3]{3 \sqrt{t}} \\ \mathfrak{N} &= \frac{1}{3} \sqrt[3]{3 \sqrt[4]{\frac{t}{\pi}}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (230)$$

Hiernach ist folgende Zahlenreihe berechnet.

\mathfrak{N}	= 3	4	5	6	7	8	10	12
$3 \sqrt{t}$	= 144	256	400	576	784	1024	1600	2304
$3 \sqrt[4]{\frac{t}{\pi}}$	= 81	144	225	324	441	576	900	1296

Beispiel. Ein 50zähniiges Rad von 50 mm Theilung hat für $3 \sqrt{t}$ den Werth $50.7 = 350$, was nahe an 400 liegt; das Rad erhält also fünf Speichen. Hätte das Rad 16 mm Theilung, so würde man haben: $3 \sqrt[4]{\frac{t}{\pi}} = 50.4 = 200$, was mitten zwischen 256 und 144 liegt, also die Wahl zwischen 3 und 4 Speichen lässt.

Beim Rippenquerschnitt wähle man die Speichenhöhe h in der Radmitte nach dem Gefühl, wobei zu bemerken ist, dass das Verhältniss $h = 2$ bis $2,5t$ meistens recht gut passt, und ermittele darauf die konstante Rippenstärke β nach folgender Formel:

$$\frac{\beta}{b} = 0,07 \frac{3}{\sqrt[3]{}} \left(\frac{t}{h}\right)^2 \dots \dots \dots (231)$$

Ergibt sich dabei eine für das Aussehen oder die Rücksicht auf das Giessen zu grosse oder zu kleine Rippendicke, so ändere man $h:t$ entsprechend ab, und rechne aufs neue. Die nachfolgende Tabelle erleichtert dieses Verfahren.

Speichenverjüngung wie vorhin. Höhe der Nebenrippe am Kranz etwas kleiner als b , an der Nabe gleich oder etwas grösser als b . Die Speichenhöhe h in der Radmitte wird bei den Rädern mit ovalem Armquerschnitt $= 2t$ genommen, und die Höhe nach aussen bis auf $\frac{2}{3} 2t$ verjüngt.

§. 232.

Tabelle über die Abmessungen der Radspeichen.

$\frac{h}{t}$	Werthe von $\frac{\beta}{b}$, wenn								
	$\frac{3}{\sqrt[3]{}} = 7$	9	12	16	20	25	30	35	40
1,50	0,20	0,28	0,37	0,50	0,62	0,78	0,93	1,08	1,24
1,75	0,16	0,21	0,27	0,37	0,46	0,57	0,69	0,80	0,91
2,00	0,12	0,16	0,21	0,28	0,35	0,44	0,53	0,61	0,70
2,25	0,10	0,12	0,17	0,22	0,28	0,35	0,41	0,48	0,55
2,50	0,08	0,10	0,13	0,18	0,22	0,28	0,34	0,39	0,45
2,75	0,06	0,08	0,11	0,15	0,18	0,23	0,28	0,32	0,37
3,00	0,05	0,07	0,09	0,12	0,16	0,19	0,23	0,27	0,31

1. Beispiel. Hat ein 6armiges 120zähniges Rad von 50 mm Theilung eine Zahnbreite von 100 mm, und wählt man die Speichenhöhe h in der Radmitte $= 2t = 100$ mm, also $h:t = 2$, so hat man nach Sp. 6. Z. 3, zu nehmen: $\beta = 0,35 \cdot 100 = 35$ mm. Fände man dies nicht bequem und zöge eine kleinere Rippendicke vor, so könnte man z. B. $h = 2,25t = 2,25 \cdot 50 = 113$ mm wählen, und erhielte dann nach Sp. 6, Z. 4: $\beta = 0,28 \cdot 100 = 28$ mm.

Die Speichenkreuze der Räder mit Holzzähnen und der in sie eingreifenden Eisenräder dürfen bei denselben Armhöhen-Abmessungen, welche man den Rädern für Eisen auf Eisen gibt, die 0,8fache Armdicke erhalten. Will man genauer verfahren, so ermittle man die Maasse der den Holzzähnen gleichwerthigen Eisenzähne, und suche aus deren Theilung, Breite und Zahl die zugehörigen Armdimensionen.

§. 233.

Die Radnabe.

Die Nabe des Zahnrades wird je nach dem gewählten Armquerschnitt nach einer oder nach beiden Seiten schwach konisch geformt, bei grösseren Abmessungen überdies mit viertelelliptischen Stäbchen abgerundet; sie erhält eine Länge $L = \frac{5}{4}b$, bei sehr grossen Halbmessern etwas mehr, und eine Wanddicke $w = 10 + 0,4h$, wobei h die Armhöhe bezeichnet. In besonders wichtigen Fällen verfähre man nach Formel (66) §. 65.

Im Innern ist, sofern die Nabe nicht zum Warmaufziehen bestimmt ist, das Material auszusparen, sodass an den Enden Arbeitsleisten von der Breite $\frac{3}{4}w$ stehen bleiben. Die Keilbahn wird der ganzen Nabenlänge nach, und zwar unter Verlegung des Anzuges in die Nabe, bearbeitet. Aussen auf der Nabe ist bei starken Rädern ein sanft an- und absteigender Wulst über der Keilbahn aufzusetzen, damit das Eintreiben des Keiles die Nabe nicht sprengen könne. Doch kann statt dessen auch die Umlegung von schmiedeisernen Zwängungsringen an den Nabenrändern, oder wenigstens an einem derselben, empfohlen werden. Diese Ringe, quadratisch von Querschnitt, und etwa $\frac{1}{2}w$ stark, verstärken die Nabe ganz wesentlich, und gestatten ein zuversichtliches Eintreiben des Keiles. Vergl. Kapitel III, sodann auch §. 161 zu Ende.

§. 234.

Gewichte der Zahnräder.

Das Gewicht G eines nach den vorstehenden Regeln konstruirten Stirnrades wird annähernd aus folgendem Ausdruck erhalten:

$$G = bt^2(6,25 \text{ } 3 + 0,04 \text{ } 3^2) \dots \dots \dots (225)$$

wobei die obigen Bezeichnungen gelten, b und t aber in Decimetern auszudrücken sind. Folgende Tabelle erleichtert die Benutzung der gegebenen Formel, indem sie die Werthe von $G:bt^2$ für eine Reihe von Zähnezahlen enthält. Die Tabellenwerthe entsprechen derjenigen Zähnezahl, welche gleich der Summe von Spalten- und Zeileneingang ist.

3	0	2	4	6	8
20	141,0	156,9	173,0	189,5	206,4
30	223,5	241,0	258,7	276,8	295,3
40	314,0	333,0	352,4	372,1	392,2
50	412,5	433,2	454,1	475,4	497,1
60	519,0	541,3	563,8	586,7	610,0
70	633,5	657,4	681,5	706,0	730,7
80	756,0	781,5	807,2	833,3	859,8
90	886,5	913,6	940,9	968,6	996,7
100	1025,0	1053,7	1082,6	1111,9	1141,6
120	1326,0	1357,9	1390,0	1422,5	1455,4
140	1659,0	1694,1	1729,4	1765,1	1801,2
160	2024,0	2062,3	2100,8	2139,7	2179,0
180	2421,0	2462,5	2504,2	2546,3	2588,8
200	2850,0	2894,7	2936,9	2984,9	3030,6
320	3311,0	3358,9	3407,0	3455,5	3504,4

Beispiel. Ein gusseisernes, nach obigen Regeln konstruirtes Zahnrad habe 50 Zähne, 0,5 cm Theilung und 1 cm Zahnbreite; bei ihm ist also $bt^2 = 0,25$ und somit sein Gewicht nach Sp. 2, Z. 4: $G = 0,25 \cdot 412,5 = 103,1 \text{ kg}$. Hätte ein 50zähniges Rad 30 mm Theilung und 60 mm Breite, so würde sein Gewicht sein: $G = 0,6 \cdot 0,3^2 \cdot 412,5 = 0,054 \cdot 412,5 = 22,28 \text{ kg}$.

Kegelräder und Holzeisenräder mit leichtem Speichenkreuz (s. Ende §. 232) werden etwas leichter, als die Tabelle angibt.

Achtzehntes Kapitel.

G E S P E R R E.

§. 235.

Hauptarten und -Anwendungen der Gesperre.

Die Gesperre sind Getriebe, in welche sich die Räderwerke überführen lassen. Sie dienen dazu, Theile von Maschinen oder von Mechanismen zeitweise zu verhindern, die ihnen eigenthümlichen Bewegungen zu vollziehen. Man kann zwei Hauptarten von Gesperren unterscheiden, je nachdem nämlich durch sie die Bewegung des gesperrten Theiles in nur einem Bewegungssinne oder in beiden verhindert werden kann. Gesperre der ersteren Art kann man

laufende Gesperre,

solche der anderen Art

ruhende Gesperre

nennen. Ein laufendes Gesperre im Sinne dieser Unterscheidung ist das in Fig. 653 dargestellte Radgesperre *abc* mit zackenförmigen Radzähnen und zackenförmig profilirter Sperrklinke, ein ruhendes das in Fig. 654 gezeigte Gesperre, dessen Radzähne zinken-

Fig. 653.

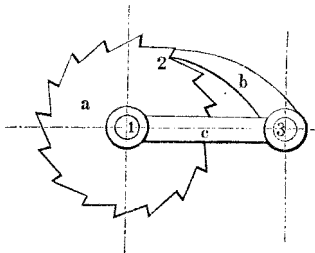
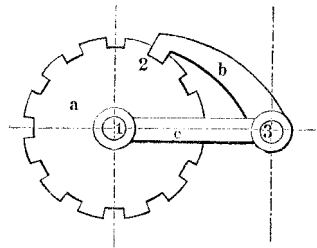


Fig. 654.



förmig gestaltet sind und bei welchem zugleich die Sperrklinken-Endigung die Zahnluücke ausfüllt. Das Ausheben der Klinke aus

der Zahnlücke heisst das Lösen, das Einlegen derselben das Schliessen des Gesperres.

Wird in den dargestellten, beide aus drei Stücken bestehenden Gliederungen der Verbindungssteg c fest aufgestellt, so ist das Rad a das gesperrte Stück; wird indessen statt des Steges das Rad a fest aufgestellt, so ist der Theil c das gesperrte Stück; Beispiele: das brüchliche Gesperre an Hebezeugen und das Gesperre des Umsteuerungshebels bei Lokomotiven.

Von allen Mechanismen, über welche die praktische Mechanik verfügt, zeigen sich bei näherer Untersuchung die Gesperre als die am meisten benutzten. Sie lassen sich hinsichtlich ihrer Verwendungsweise in die folgenden sechs Gruppen theilen.

1) Sperrwerke schlechthin, Gesperre bestimmt zum blossen Aufhalten des gesperrten Stückes, zum jeweiligen Verhindern seiner Drehung oder Verschiebung; Beispiele: Gesperre einer Wagenwinde oder Domkraft, eines Kranes, eines Zettelbaumes.

2) Spannwerke, d. i. Gesperre wesentlich bestimmt, durch ihre Lösung die auf das gesperrte Stück wirkenden Kräfte in einem gegebenen Zeitpunkte zur Wirkung kommen zu lassen; das gesperrte Stück gibt nach der Lösung die durch das Spannen aufgespeicherte mechanische Arbeit ganz oder theilweise ab. Beispiele: die Gesperre an Rammen, an Flintenschlössern, an manchen Dampfmaschinen-Steuerungen.

3) Fangwerke, Gesperre bestimmt, bereits begonnene Fortschreitungen von Maschinentheilen zu unterbrechen; Beispiele: die Fangvorrichtungen an Fördergefässen.

4) Schaltwerke, Gesperrmechanismen wesentlich bestimmt, dem gesperrten Stücke entgegen dem Sinne der durch die Sperrung aufgehaltenen Kräfte eine absetzende Fortschreitung zu verleihen; Beispiele: die Hebelade, viele Zählwerke u. s. w.

5) Schliesswerke, Gesperre zur Herstellung leicht lösbarer und dennoch den aufgehaltenen Kräften gegenüber fester Verbindungen; Beispiele: manche Eisenbahnkuppelungen und lösbare Wellenkuppelungen, sodann die Schlösser.

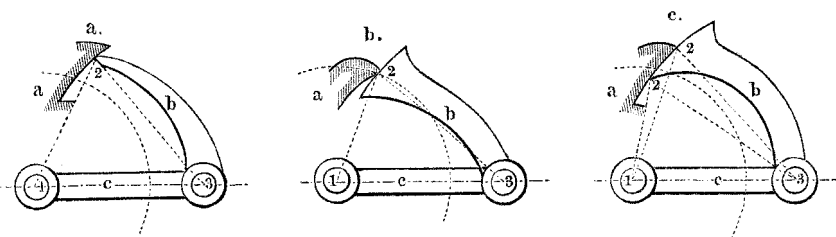
6) Hemmwerke, Gesperrmechanismen wesentlich bestimmt, das gesperrte Stück im Sinne der aufgehaltenen Kräfte einen absetzend fortschreitenden Bewegungszustand durchlaufen zu lassen; Beispiele: die gebräuchlichen Uhrhemmungen.

Von den in dieser Uebersicht zusammengefassten äusserst zahlreichen Gesperr-Anwendungen werden die wichtigsten und am meisten grundlegenden Konstruktionen kurz zu behandeln sein.

Klinke kommt, durch deren Achse 3 geht, wird durch Errichtung einer Senkrechten in 2_1 oder 2_2 auf $2_1.3$ oder $2_2.3$ gefunden*).

Die Einschränkung, wonach die Klinke nur in einer einzigen Stellung an der Zahnflanke die Sperrkraft P so aufnimmt, dass diese durch ihre Achse geht, ist nicht nöthig; man kann die Profilirung auch so vornehmen, dass P stets durch 3 geht, wo an der Flanke auch der Angriff stattfindet. Zu dem Ende braucht man nur das Profil der Zahnflanke nach einem Kreis aus 3 zu formen, Fig. 656 a. Dasselbe Ziel wird erreicht, wenn man der Klinkenendigung dieses Profil, dem Zahn aber eine Spitze gibt, wie in Fig. b, endlich auch, wenn man beide Profile nach demselben aus 3 geschlagenen Kreisbogen gestaltet, Fig. c. Da die Sperrkraft eine

Fig. 656.



verstellende Wirkung auf die Klinke hier nicht ausüben kann, wollen wir die vorliegende Verzahnung die *totde Sperrverzahnung* nennen**). Von anderen Verzahnungsarten weiter unten.

Das Rad kann auch innere Verzahnung erhalten, wobei die Klinke sowohl Zug- als Druckklinke sein kann, 2 und 2', Fig. 657 (a. f. S.). Statt ausserhalb des Rades kann die Achse 3 auch innerhalb fallen, Fig. 658 (a. f. S.), wobei allerdings die obige Bedingung für die günstigste Stellung des Angriffspunktes nicht erfüllbar ist.

Wird der Halbmesser des Rades unendlich, so geht das Rad in eine Zahnstange über, Sperrstange, Sperrstab zu nennen, Fig. 659 (a. f. S.), wo bei a Druckklinke, bei b Zugklinke.

Eine wichtige Anwendung des Stabgesperres zeigt Figur 660, welche das Obertheil des Lüpfrahmens einer aufholbaren Schiffs-

*) Die möglichen Flankenrichtungen $1.2 \dots, 2_1 T_1 \dots, 2_2 T_2 \dots$ u. s. w. hüllen eine Hyperbel ein, deren Hauptkreis der Kreis 1.2 ist und in deren einem Brennpunkte der Punkt 3 liegt; die $1.2 \dots$ und die $1.2' \dots$ sind Asymptoten derselben.

**) In derselben steht bei angestrebtem Rückwärtsgange der Radzahn in einem todtten Punkte oder einer Todtlage gegen die Klinke.

schraube darstellt*). Die beiden Sperrstäbe *a*, welche den Rahmen tragen, wenn derselbe schrittweise aufgelpft wird, stehen

Fig. 657.

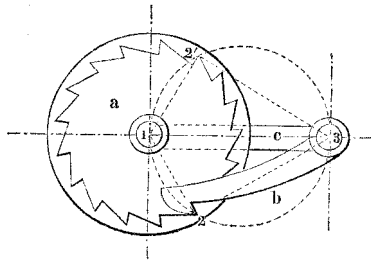
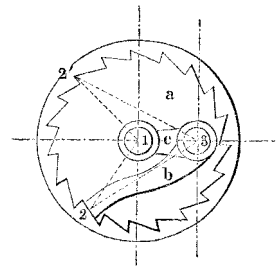
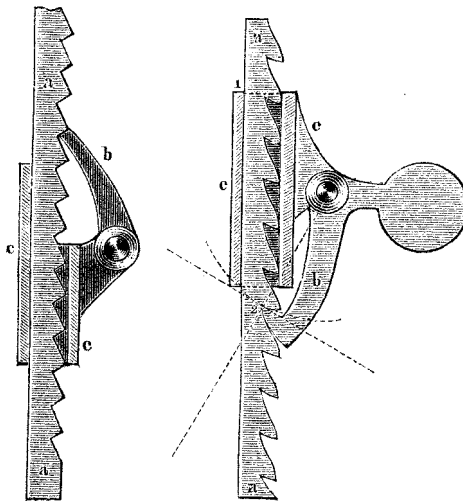


Fig. 658.



in der Mittelebene des Schiffes an den Wänden des Schraubenbrunnens fest (*c* ist das gesperrte Stück, vergl. §. 335). Zum sicheren Schliessen der Sperrung dienen kettengliedförmige Kautschukfedern, welche

Fig. 659.



man an den Klinkhebeln *b* angebracht sieht. Der Rahmen wird mittelst eines Flaschenzuges, welchem die beiden dargestellten Rollen angehören, aufgezo-gen und niederge-lassen, nachdem die sogenannte Käsekupp-lung (s. §. 156) mit ihrer Nuth genau senk-recht gestellt worden. Beim Niederlassen wer-den die Klinkhebel mittelst Zugleinen so lange als erforderlich ausser Eingriff gehalten. Material des Rah-mens wie der Sperrstäbe Bronze. Der mittlere gebogene Hebel ist ebenfalls eine Sperrklinke, zugehörig zu einem ruhenden Ge-sperrre. Mittelst derselben wird die Schraube, die an einem Flügel entsprechend eingekerbt ist, während des Senkens und Hebens an

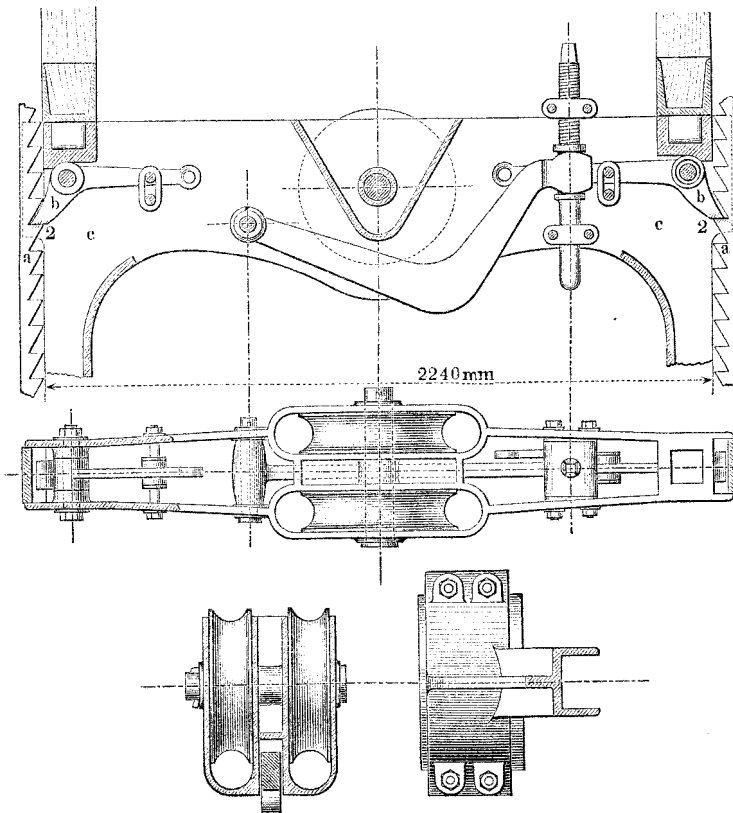
mens wie der Sperrstäbe Bronze. Der mittlere gebogene Hebel ist ebenfalls eine Sperrklinke, zugehörig zu einem ruhenden Ge-sperrre. Mittelst derselben wird die Schraube, die an einem Flügel entsprechend eingekerbt ist, während des Senkens und Hebens an

*) Vergl. Fig. 326, § 117, wo das eine der beiden zugehörigen Zapfen-lager für die Schraube vorgeführt ist.

Drehung verhindert. Durch zwei hölzerne Spreizen, deren bronzebeschlagene Enden man links und rechts über *b* sieht, wird der Rahmen in seiner tiefsten Stellung noch besonders festgehalten.

Eine verbreitete Anwendung des Stabgesperres ist in den sogenannten Kapphebeln („caps“) der Hängebank an Schachtförderungen zu finden*).

Fig. 660.



Nicht nur dem Rade, sondern auch der Sperrklinke 2. 3 kann und zwar ohne Rücksicht auf den Radhalbmesser, ein unendlich grosser Halbmesser gegeben werden. Sie geht dann in einen geradlinig zu bewegendem Schieber über, den wir einen Riegel

*) S. Berliner Verhandlungen 1877 S. 27.

nennen wollen. Fig. 661 Radgesperre mit Riegel, Fig. 662 Stabgesperre mit Riegel. Anwendungen von beiden sind nicht selten.

Fig. 661.

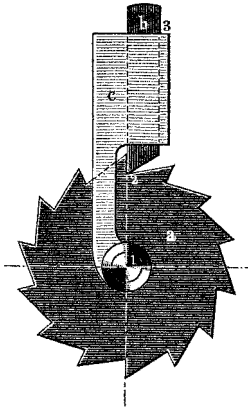
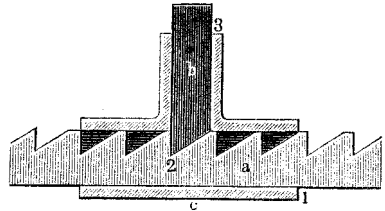


Fig. 662.



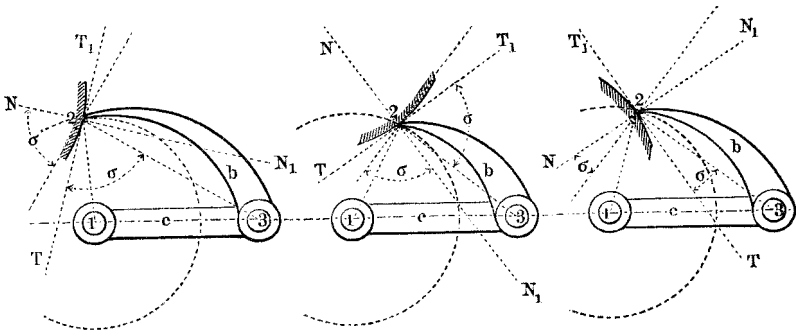
§. 237.

Stützung der Sperrzähne durch die Klinke.

Die bisher hier festgehaltene Bedingung, dass die Sperrkraft durch die Klinkenachse zu gehen habe, ist nicht unerlässlich und wird oft absichtlich nicht erfüllt. Die gegenseitige Wirkung von Zahn und Klinke muss deshalb allgemeiner festgestellt werden. Ist bei einem Stirnradgesperre der Winkel, welchen die Achsen-ebene 3.2 mit der geraden Zahnflanke oder mit der Tangente an die etwa gekrümmte Flanke einschliesst, kein rechter, so kann die Sperrkraft die Klinke unter Umständen um ihre Achse drehen, oder es kann eine auf die Klinke ausgeübte Kraft das Rad versetzen. Errichtet man behufs Untersuchung der verschiedenen Fälle in dem Berührungspunkte 2, Fig. 663, eine Normale NN_1 auf der die Zahnflanke berührenden Ebene, so kann diese „Stütznormale“ NN_1 entweder ausserhalb des Dreiecks 1.2.3 fallen, äussere Stützung, oder dieses Dreieck schneiden, innere Stützung, oder sie kann mit einer der Dreieckseiten zusammenfallen. Fällt sie mit 2.3 zusammen, so ist die Stützung neutral, fällt sie mit 2.1 zusammen, so ist die Stützung Null, d. h. es findet ausser etwaiger Reibung keinerlei Einwirkung des Rades auf die Klinke oder umgekehrt statt.

Der Winkel σ zwischen der Klingenrichtung 3.2 und der Tangente in 2, welcher gleich ist dem zwischen der Normalen zu 3.2 und der Stütznormale, heisse der Stützungswinkel. Je

Fig. 663.



nachdem sich dieser zum Reibungswinkel φ verhält, treten andere Wirkungen ein. Einestheils kann die Sperrkraft unter Umständen die Klinke in Bewegung setzen, heben wollen wir es nennen; andernteils kann eine von aussen bewirkte Hebung das Rad zum Rückwärts- oder Vorwärtsgehen, Rückfall oder Vorwärtsfall wollen wir sagen, veranlassen. Eine Hebung der Klinke, bei welcher sich der Stützpunkt 2 von 1 entfernt, soll eine Hebung nach aussen, die umgekehrte eine Hebung nach innen heissen. Es treten folgende Fälle ein.

Stützungswinkel $\sigma = 90$

Die Stützung ist	Die Sperrkraft	Hebung nach aussen	Hebung nach innen
1) neutral	ist wirkungslos	ist wirkungslos	ist wirkungslos

Stützungswinkel $\sigma < 90$ und $> 90 - \varphi$

2) innere	ist wirkungslos	bewirkt Rückfall	bew. Vorwärtsfall
3) äussere	ist wirkungslos	bew. Vorwärtsfall	bewirkt Rückfall

Stützungswinkel $\sigma < 90 - \varphi$ und $> \varphi$

4) innere	bew. Hebung n. innen	bewirkt Rückfall	ist d. Sperrkft. bewkt
5) äussere	bew. Hebung n. aussen	ist d. Sperrkft. bewkt	bewirkt Rückfall

Stützungswinkel $\sigma < \varphi$

6) innere	bew. Hebung n. innen	ist wirkungslos	ist d. Sperrkft. bewkt
7) äussere	bew. Hebung n. aussen	ist d. Sperrkft. bewkt	ist wirkungslos

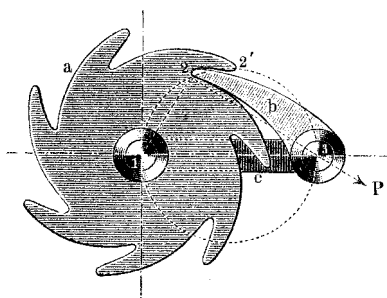
Stützungswinkel $\sigma = 0$

8) null	bewirkt Rückfall	bewirkt allenfalls Reibung	bewirkt allenfalls Reibung
---------	------------------	----------------------------	----------------------------

Bei der todtten Verzahnung ist $\sigma = 90$, Fall (1); hinsichtlich der Hebung ist festzuhalten, dass je nachdem die Verzahnung eine äussere oder innere ist, eine Hebung entweder Schliessung oder Lösung des Gesperres bewirkt. Von allen Abänderungen, welche sich vorstehend als unterscheidbar ergaben, macht die Praxis mehr oder weniger ausgiebigen Gebrauch; die hier gegebene Zusammenstellung der Fälle erleichtert deshalb manche Untersuchungen. Einige Beispiele seien zunächst hier vorgeführt; manche andere werden sich weiter unten noch ergeben.

In gewöhnlichen Sperrwerken wendet man vielfach eine den

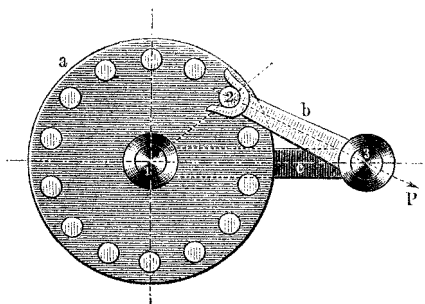
Fig. 664.



Selbstschluss herbeiführende Verzahnung an, beim Vollrade also nach innen gerichtete Hebung der Klinkedurch die Sperrkraft, Fig. 664, entsprechend dem vierten oder sechsten Fall. Sie gewährt den Vortheil, dass, wenn einmal die Klinken in die Lücke eingeführt ist, der Sperrdruck der

Lösung entgegenwirkt. Bei Hebmachines findet sich das übliche Gesperre zum Aufhalten der Last öfter in dieser Art ausgeführt; vergl. auch das Gesperre der Pouyer'schen Kupplung, Fig. 455, wo die Erzielung des Selbstschlusses von besonderer Wichtigkeit ist. Gilt für ein Gesperre insbesondere der sechste Fall, $\sigma < \varphi$,

Fig. 665.



so ist das Lösen durch blosses Einwirken auf die Klinken unmöglich (Ruhrast bei den Flintenschlüsseln).

Solcher Selbstschluss findet auch statt bei dem Gesperre, Fig. 665. Als Radzähne dienen daselbst Triebstöcke. Die Klinken ist gabelförmig profilirt, an der

Innenflanke auf Hebung nach innen, an der Aussenflanke auf Hebung nach aussen. Hier wie bei der vorigen Sperrung muss,

wenn die Sperrung gelöst werden soll, das Rad zuerst um einen gewissen Winkel rückwärts bewegt werden.

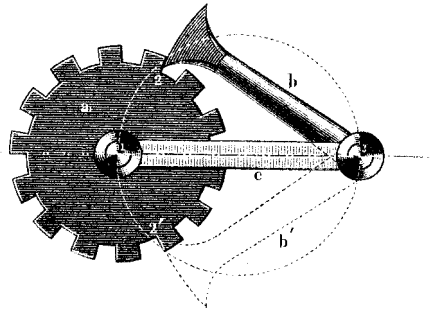
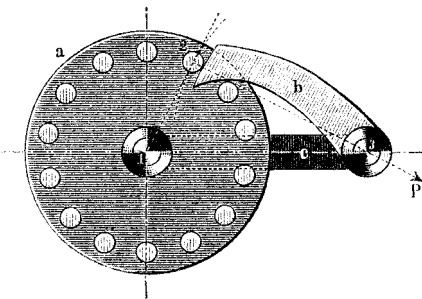
§. 238.

Die laufenden Flanken an Zahn und Klinke.

Vorstehendes bezog sich allein auf die stützenden Flanken an Radzahn und Klinke. Hinsichtlich der laufenden Flanken beider hat man weiten Spielraum. Sie sind nur so einzurichten, dass der Vorwärtsgang der Sperrzähne eine solche Hebung der Klinke be-

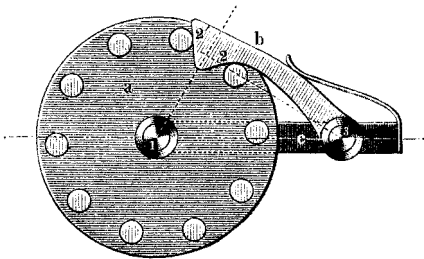
Fig. 666.

Fig. 667.



wirkt, dass Lösung des Gesperres eintritt. Die Formen fallen also unter die Fälle 4 bis 7. Sehr üblich sind die oben gezeichneten Zickzackprofile; doch sind auch andere im Gebrauch, wie die

Fig. 668.



in Fig. 666 und 667, wo beidemale die Radzähne symmetrisch zu ihrer Mittelebene gestaltet sind. Thut man dasselbe auch bei der Klinke, wie in Fig. 667, so kann letztere auch umgelegt und dadurch die Laufrichtung des Gesperres umgekehrt

werden (Schaltwerke bei Werkzeugmaschinen).

Selbst solche Gestaltungen der Stützflanken, bei welchen der Sperrdruck auch bei ihnen auf Lösung des Gesperres wirkt,

Renleaux, Konstrukteur.

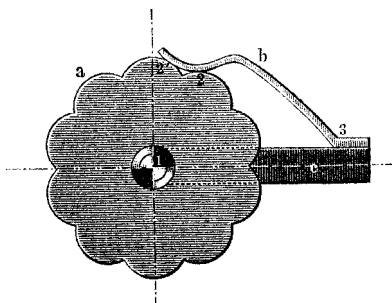
sind nicht ohne praktische Bedeutung. Soll ein so verzahntes Gesperre als Sperrwerk dienen, so muss die Klinke stets mit genügender Schlusskraft in die Zahnücke gedrängt werden, um ein gegebenes Maximum von Sperrkraft zu hindern, die Lösung herbeizuführen. Aussergewöhnlich starke Einwirkung auf das Rad gestattet aber dann seine Verstellung. Fig. 668 (a. v. S.) stellt ein solches durch eine Feder geschlossenes Gesperre dar, angewandt bei der Schraubensicherung Fig. 244.

§. 239

Sprung- oder Kippgesperre, Quadranten.

Die letzterwähnten Gesperre haben noch eine hervorzuhobende Eigenschaft. Es ist die, dass die Schliessfeder, sobald die Klinkenspitze nur etwas über die Zahnmitte hinaustritt, das sich selbst überlassene Rad in eine der gezeichneten entsprechende Stellung schnell. Letzteres springt gleichsam in die Schliessungsstellung, weshalb man solche Gesperre Sprunggesperre nennen kann. Sie könnten auch Kippgesperre genannt werden, da das Rad, wenn sein Zahn sich unter dem Ballen der Klinke befindet, gleichsam auf der Kippe steht, und vor- oder rückwärts geschneilt wird, je nachdem eine kleine Fortbewegung vor- oder rückwärts eingeleitet wird. Angewandt u. a. bei den Schlagwerken der Repetiruhren, wo das Sperrad seiner Form wegen Stern, die Klinke Sternkegel, manchmal auch Springer genannt wird*). Auch angewandt mit kleiner Abweichung bei der Thomas'schen Rechenmaschine, wo

Fig. 669.



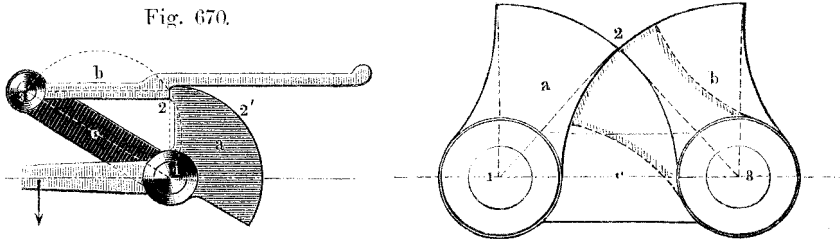
das Gesperre die in Fig. 669 dargestellte Form hat. Statt des Zapfengelenkes ist bei 3 ein federkräftiges Blattgelenk (vergl. §. 180) angewandt, somit Klinke und Feder in eins vereinigt.

Statt das gesperrte Stück als vollständiges Rad auszuführen, kann man es, wenn wenig Spiel erfordert wird, auch auf einen blossen Zahnbogen verkleinern, ja bis auf einen einzigen Zahn zurückführen, wie in Fig. 670. Sperrad und

*) Vergl. auch unten bei den Spannwerken.

gesperrtes Stück können in ähnlichen Fällen ganz gleichgeformt erscheinen, ja bei ihrem Aufeinanderwirken abwechselnd ihre Rollen vertauschen, vergleiche Fig. 671. — Anwendungen bei den

Fig. 671.



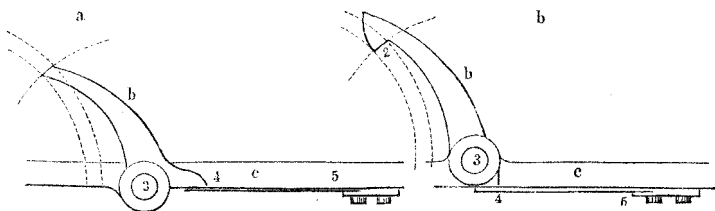
Steuerungen der kornischen Dampfmaschinen. Die Klinke hat man dort, nur äusserlich zutreffend, Quadranten oder Sextanten genannt. Sie haben tote Verzahnung (s. Fig. 656 c).

§. 240.

Schliessvorkehrungen. Stumme Gesperre.

Die Schliessung eines laufenden Gesperres geschieht am einfachsten durch das Gewicht der Klinke, gelegentlich verstärkt durch dasjenige eines Griffes, Knaufes, Gegengewichtes (vergl. Fig. 659). Häufig hat man indessen, der Lage der Klinke wegen, eine Feder zu Hülfe zu nehmen. Es ist gut, der Feder wenig Hub und wenig Reibungswiderstände zu geben. Man lasse sie deshalb nahe der Achse 3, und wenn es angeht in der Zentrale 1.3.. so angreifen, dass 3.4.5 eine Gerade wird, Fig. 672 a. Bereitet dies

Fig. 672.



Schwierigkeiten, so nähere man wenigstens diesen günstigsten Fall an, siehe bei b. Eine weiche weitgebogene Andrückfeder im

laufenden Gesperre siehe unten bei Fig. 680; auch dort ist 3 . 4 . 5 ein nur wenig gebogener Linienzug. Im Spinnmaschinenfach hat weitgehende Erfahrung dazu geführt, vorzugsweise stählerne Schraubenfedern zu verwenden; Gummifedern fanden wir oben beim Lüpfrahmen, Fig. 660.

In Fällen, wo die Klinke sich bald über, bald unter dem Rade befindet, wird die Anbringung von Federn oft durch Wiederholung der Klinke umgangen. Ein Beispiel liefert das in Fig. 673 dar-

Fig. 673.

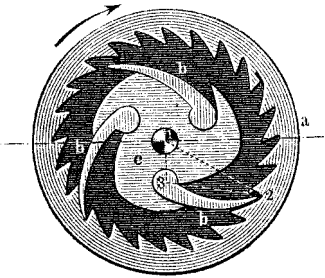
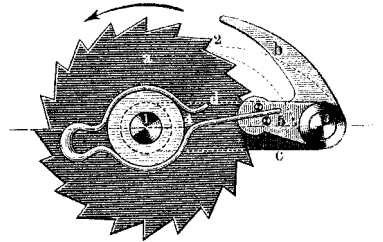


Fig. 674.



gestellte Wilbers'sche Gesperre für Grasmähmaschinen. Eine der hier bei 3 mit Halbzapfen versehenen Klinken befindet sich immer in einer Lage, in welcher sie durch die Schwere in die Schlusslage gedrängt wird, da die Achse 1 horizontal liegt.

Das beim Vorwärtsgang im gewöhnlichen laufenden Gesperre stattfindende Ratschen, d. i. das wiederholte Einfallen der Klinke in die Zahnlücken, nutzt sowohl die Klinke, als die Radzähne, wie auch das Klinkengelenk 3 ab, manchmal in störender Weise. Man hat deshalb Gesperrkonstruktionen ersonnen, bei welchen das Ratschen vermieden wird und die deshalb stumme Gesperre genannt werden.

Ein stummes Gesperre von grosser Brauchbarkeit stellt Fig. 674 dar. Die Klinke wird durch den Fortsatz 5 der Bremsgurte *d* gesteuert, die bei 4 um eine mit dem Sperrad festverbundene, mit ihm konaxiale Bremsscheibe gelegt ist. Sobald das Rad relativ vorwärts zu laufen beginnt, hebt der Arm 4.5 die Klinke *b* aus, stellt sie nach aussen, weshalb wir das Stück *d* den Steller nennen wollen. Der Hub der Klinke wird durch die Stifte bei 5 begrenzt. Bei fortgesetztem Vorwärtsgang schleift der Steller bei 4; beginnt dagegen relativer Rückwärtsgang, so legt der Arm 4.5 die Klinke wieder ein. Angewandt ist dieses stumme Gesperre beim Selbst-

spinner*), auch bei der Pouyer'schen Kupplung, siehe Fig. 455, wo zwei Klinken, jede mit einem besonderen Steller, benutzt sind. Das in diesem Getriebe enthaltene Prinzip ist noch besonderer Ausbildung und bedeutender Verwendung fähig, wie sich [weiter unten zeigen wird.

Ein anderes stummes Gesperre ist das der Uhlhorn'schen Kupplung, siehe Fig. 456. Dort legen die Rückenflanken der Sperrzähne beim relativen Vorwärtsgang zunächst die Sperrklinken *b* aus. Wieder eingelegt werden dieselben durch ein kleines (nicht stummes) Hilfsgesperre, dessen Sperrklinken Blattfedergelenk haben (§. 180). Diese heben die Klinken *b* um einen ganz kleinen Winkel in der Schliessungsrichtung an, worauf die auf Selbstschluss gestellte Zahnflanke das Einlegen zu Ende führt, Fall 4 oder 6 §. 237.

Die sogenannten Ratschhebel, Bohrknarren etc. werden häufig mit stummem Gesperre ausgeführt. Auch das Wilbers'sche Gesperre (Fig. 673) lässt sich in ein solches verwandeln. Bringt man dasselbe so an, dass die Achse 1 senkrecht zu stehen kommt und die Klinken durch die Schwere gegen die Radwand gedrückt werden, so bewirkt die Reibung zwischen Klinken und Radwand das Ausheben beim relativen Vorwärtsgang, das Einlegen beim relativen Rückwärtsgang (die Reibung wirkt während dieser Vorgänge als treibende Kraft auf die Klinken). Noch zahlreiche andere Formen des stummen Gesperres sind möglich.

§. 241.

Andere Formen der Sperräder.

Beim Stirnradgesperre liegen die Achsen 1 und 3 des gesperrten und des sperrenden Stückes parallel. Diese Achsen können aber auch, wie die der Zahnräder, gegenseitig so gelegt werden, dass sie einander schneiden oder dass sie geschränkt stehen. Die hierbei im Gesperre entstehenden Abänderungen sind mannigfaltig. Sie scheinen auf den ersten Blick lange nicht so wichtig, als sie in der That sind, weshalb hier darauf hingewiesen werden muss.

Ein laufendes Gesperre für winklige Achsen ist das Krongesperre Fig. 675 (a. f. S.), in ähnlicher Aufstellung wie hier angedeutet oft an Gangspillen angewandt, Rad *a* ruhend, *c* gesperrtes Stück (vergl. §. 235). Auch bei geschränkten Achsen, Fig. 676 und Fig. 677 (a. f. S.), nennt man das Gesperre ein Krongesperre.

*) S. Stamm Selfactor, übersetzt von Hartig. Leipzig 1862, S. 75.

Die Ueberführung des Rades *a* in ein Hohlrad, ein Planrad, einen Stab, die Ueberführung der Klinke in einen Riegel kann auch hier wieder stattfinden und liefert jeweilig sehr nützliche Ausführungen. Fig. 678 stellt ein bei Schaltwerken für Weinkeltern

Fig. 675.

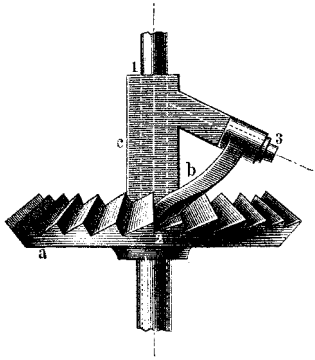


Fig. 677.

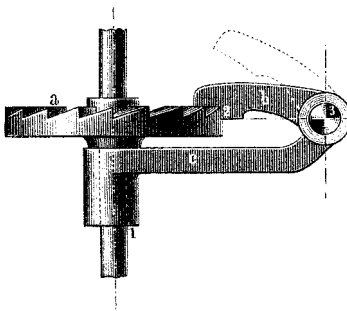


Fig. 676.

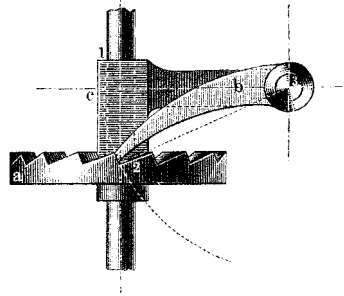
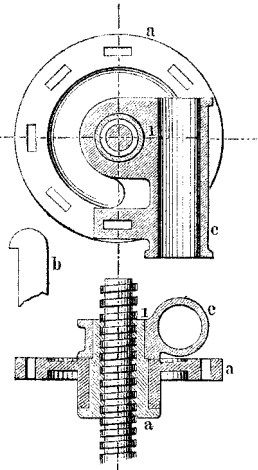


Fig. 678.



übliches Krongesperre mit Riegel dar. Dieser letztere kann leicht herausgehoben und umgesetzt werden (vergl. auch Fig. 667), so dass Vorwärts- und Rückwärtsbetreibung möglich ist.

Die gewöhnliche Zahnkupplung, Fig. 443, ist an sich nichts anderes als ein laufendes Krongesperre mit Riegel. Die auf der

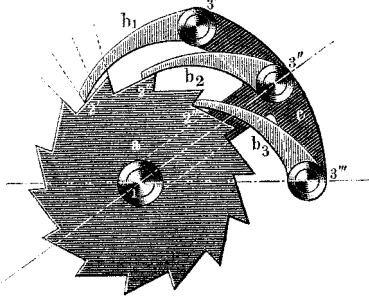
Welle *A* festgekeilte Kupplungshälfte ist das Sperrrad *a* mit Zackenverzahnung, die auf der Welle an Nuth und Feder gleitende Hälfte der Riegel *b*; die Welle *B* vertritt das Stück *c* des Gesperres; gegen dasselbe dreht sich *A* (*a*) in einem Lager (Zäpfchen an der Trennungsfuge der Wellen), während der Riegel parallel der Drehungsachse an *B* (*c*) gleitet*).

§. 242.

Laufende Theilgesperre.

Manchmal ist es erwünscht, ein Gesperre so einzurichten, dass es nach Durchlaufung kleinerer als der Theilungswinkel sperrt. Dies kann erreicht werden durch Anbringung von zwei oder mehr

Fig. 679.



Klinken, die um Bruchtheile einer Theilung versetzt sind, weshalb man solche Gesperre Theilgesperre nennen kann. Diese Gesperre sind ausserordentlich formenreich und ungemein häufig angewandt. Sehr oft hat man dabei ihre eigentliche Natur nicht erkannt.

Fig. 679 zeigt ein bekanntes dreiklinkiges Theilgesperre, bei welchem die Klinken um $\frac{1}{3}$

Theilung nach einander versetzt sind, Drittelgesperre. Man kann bei denselben das Rad nach

$\frac{1}{3}$ $\frac{2}{3}$ 1 $1\frac{1}{3}$ $1\frac{2}{3}$ u. s. w. Theilungen,

d. i. nach Dritteltheilungen und Vielfachen derselben sperren. Angewandt u. a. bei den Sägegattern, wo durch eine verhältnissmässig grobe Theilung feine Abstufungen im Vorschub erzielt werden. Ein halbirendes oder Zweitelgesperre ist in dem in Fig. 680 (a. f. S.) dargestellten Weston'schen Ratschhebel angewandt. Die beiden

*) Mannigfache Abänderungen von laufenden Gesperren kommen in den „Mechaniken“ der Klaviere zu massenhafter Anwendung. Sie sind den zu erfüllenden Zwecken sorgfältig angepasst und mit ebenfalls besonders eingerichteten Lösungsvorkehrungen versehen. Durch sie ist es thatsächlich erst möglich geworden, dem Instrument die hohe Vollkommenheit des Anschlages zu verleihen, welche heute dasselbe auszeichnet.

Klinken b_1 und b_2 liegen auf verschiedenen Seiten des Armes c , die Radhälften a_1 und a_2 desgleichen. Ein Viertelsgesperre mit

Fig. 680.

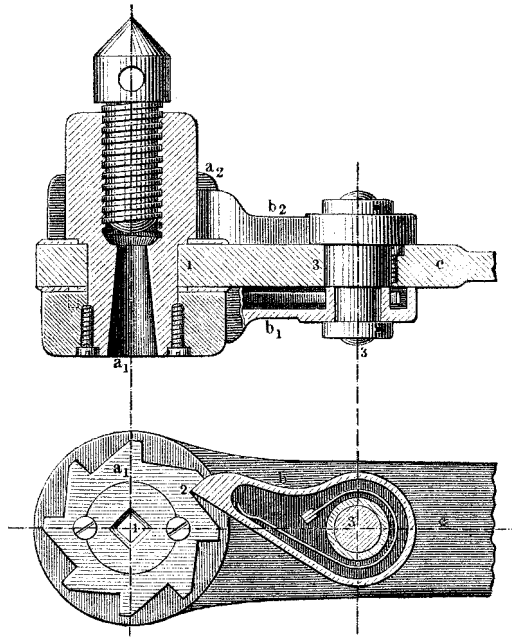
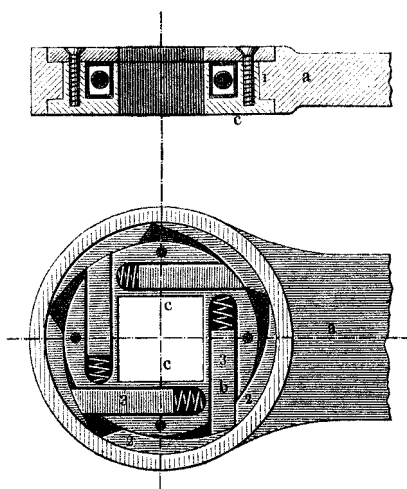


Fig. 681.



Riegeln ist in dem ebenfalls von Weston herrührenden Ratschhebel mit Riegeln, Fig. 681, angebracht. Innere Verzahnung, fünf Zähne, vier Klinken. Halbirend ist auch das Gesperre der Uhlhorn'schen Kupplung (Fig. 450), desgleichen das an der Pouyer'schen Kupplung (Fig. 449).

Soll die Gesperthteilung überhaupt nur halbiren, oder noch allgemeiner: die Zerlegung des Theilungswinkels in zwei beliebige Stücke erzielen, so lassen sich die

Sperrklinken zu einem einzigen Stück vereinigen (Fig. 682 u. '83). Hier sind beidemal je eine Zug- und eine Druckklinke verschmolzen und lassen, wenn um Achse 3 schwingend bewegt, das Rad *a*

Fig. 682.

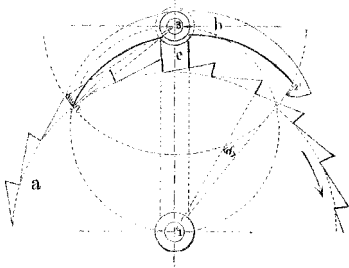
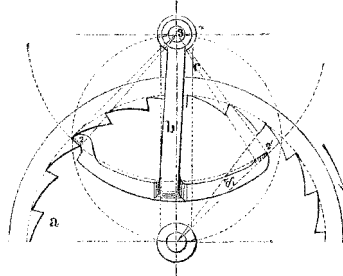


Fig. 683.



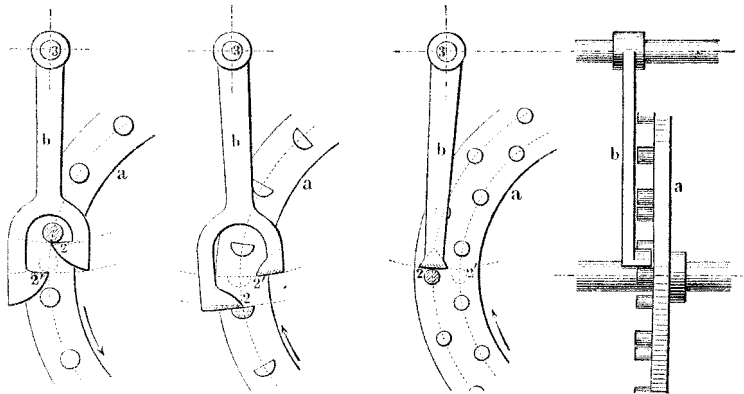
stets je um $\frac{1}{2}$ Theilung ablaufen, erster Fall Vollrad-, zweiter Fall Hohlradverzahnung. Dreht man das Rad vorwärts, so heben dessen Zähne abwechselnd die Zug- und die Druckklinke aus. Der Form der Doppelklinke wegen kann man das vorliegende Gesperre ein Ankergesperre nennen.

Gibt man dem Rade Schildform, d. h. seitlich vorspringende Zähne (vgl. §. 211), so kann man zwei gleichartige Klinke, beides Zug- oder beides Druckklinke, zu einem Anker vereinigen (Fig. 684 u. '85). Versetzt man die Zähne so, dass sie in zwei kon-

Fig. 684.

Fig. 685.

Fig. 686.



zentrischen Ringen abwechselnd aufeinander folgen, so lassen sich die beiden Zugklinke aus Fig. 684 oder die beiden Druckklinke aus Fig. 685 in je eine einzige Klinke verschmelzen (Fig. 686). Dieses Theilgesperre scheint neu.

auf 1 liegen. So werden also durch allmähliches Heben von b drei einzelne Fortschreitungen von a eingeleitet. Der Winkel der jedesmaligen Fortschreitung von a heisse Fallwinkel, derjenige, um den b behufs einer Lösung gedreht werden muss, Lösungswinkel. Hier sind die Fallwinkel alle untereinander gleich gemacht, desgleichen die Lösungswinkel.

In der Stellung, wo 2 bei γ durch die Flanke $\gamma 2'''$ gesperrt wird, ist der Stützungswinkel σ bereits so klein geworden, dass das Verfahren nicht wohl fortgesetzt werden kann. Will man indessen noch weitere Fortschreitungen erzielen, so kann man das Verfahren umgekehrt wiederholen, nämlich nunmehr die Flanke $\gamma 2'''$ wie vorhin die 1. 2 behandeln, indem man an a hinter Flanke 2 noch weitere Zähne II, II', II'' u. s. w. anbringt, die beim ferneren Heben von b durch $2'''$ gesperrt werden. Todte Verzahnung ist leicht anzuwenden, die Figur zeigt alles Nöthige. Die Fallwinkel sind auch hier untereinander und den früheren gleich gemacht, desgleichen die Lösungswinkel. In dieser Weise sind bei unserem Mechanismus im Ganzen neun aufeinanderfolgende Sperrungen vorgesehen. Die Sperrflächen an b sind alle aus 2, die Scheitelflächen an a alle aus 1 beschrieben, die Sperrflanken an a mit dem Halbmesser $3.2''' = 3\gamma$, die Scheitelflanken an b mit demjenigen 1. 2.

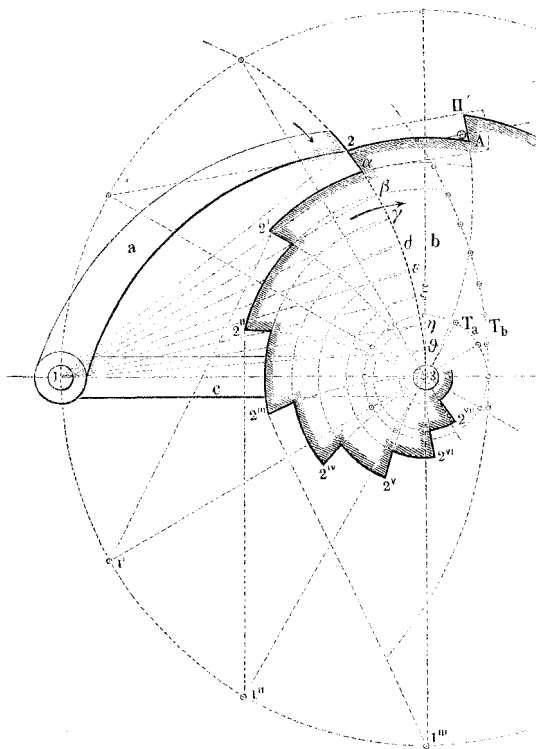
Bemerkenswerth ist nun, dass die beiden Theile a und b wechselseitig wirken können. Wenn nach Ankunft von II^v nunmehr a gehoben, b aber durch eine geeignete Triebkraft nach links angetrieben wird, so bewirkt Hebung von a um den früheren Fallwinkel ein Fallen von b um den Werth des früheren Lösungswinkels.

Der staffelförmigen Anordnung der Sperrflächen wegen kann man das vorliegende Gesperre ein Staffel- oder Stufengesperre nennen. In unserem Beispiele ist dasselbe neunstufig. Das Staffelgesperre findet einzelne Anwendungen in der Praxis, viele nützliche Verwendungen sind noch möglich.

Fig. 688 (a. f. S.) zeigt ein Staffelgesperre mit ebenfalls konstantem Fall- wie Lösungswinkel. Das Sperrstück a , durch eine angemessene Kraft in der Pfeilrichtung gedrängt, zeigt Klinkenform, das sperrende Stück ist eine gezahnte Scheibe. Der Kreis 1. 2 geht durch 3; die Lösungswinkel an b sind $= 30^\circ$, die Fallwinkel an $a = 5^\circ$ gemacht. Das Gesperre ist bei den Schlagwerken der repetirenden Uhren in Gebrauch. Dort führt das sperrende Stück den Namen die Staffel, der Staffen, die Schnecke (Staffelschnecke könnten wir sagen). Der Arm a erhält in den Schlagwerken am Ein-

griffende meist die bei A punktirt Form. Interessant ist die Hauptform der Schnecke. Ihre ausspringenden Spitzen $2.2'.2'' \dots$ liegen, wenn die obigen Bedingungen erfüllt sind, in einer Pericykloide, und zwar in einer verkürzten; hier, wo $1.2 = 1.3$ ist, ist dieselbe insbesondere eine homozentrische Pericykloide*). In einer ebensolchen Kurve liegen die Spitzen der einspringenden Winkel.

Fig. 688.



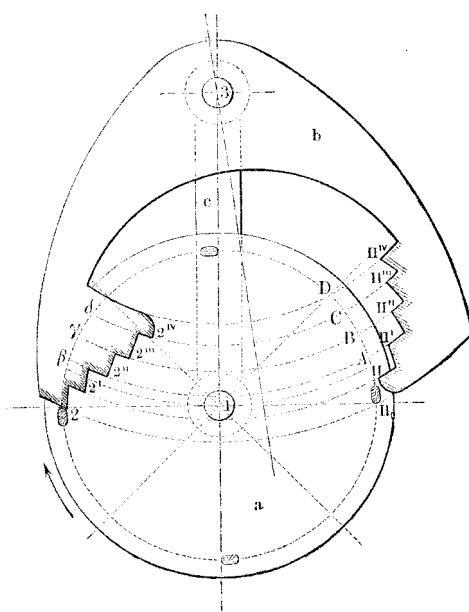
Die Kreise, bei deren gegenseitiger Wälzung diese Kurven beschrieben wurden, sind in die Figur eingetragen, Ta aus 1, Tb aus 3 beschrieben; ihre Halbmesser verhalten sich verkehrt wie die Fall- und Lösungswinkel. Bei stetiger Drehung der Stücke b und a würden die Kreise aufeinander rollen; bei der jetzigen Bewegungs-

*) Siehe wegen dieser vom Verf. vorgeschlagenen Bezeichnung: Reuleaux, theor. Kinematik. §. 24.

weise kommen Paare der in der Figur angedeuteten diskreten Punkte nach dem jedesmaligen Fallen in gegenseitige Berührung*).

Bei dem vorigen Staffelgesperre verhielten sich die Fall- und Lösungswinkel wie 1:2. Auch dort liegen die Zahnspitzen auf Cycloiden, und zwar die von *a* auf einer Pericycloide, die von *b* auf einer Hypocycloide. Der Berührungspunkt der erzeugenden Kreise fällt auf die verlängerte 3.1 ausserhalb der Figur. Da sich die Halbmesser der Kreise wie 1:2 verhalten und innere Berührung vorliegt, ist die Hypocycloide eine Ellipse. Ein Bogen derselben

Fig. 689.



ist in die Figur eingetragen; $3 X \dots$, und $3 Y \dots$ sind die Halbachsen. Hiernach würde die einfachste Form für die Zahnreihe an *b* erhalten, wenn man $1.2 = 1.3$ machte, indem für diesen Fall die Ellipse in einem Durchmesser des Grundkreises an *b*, hier die Gerade $\dots 3. X \dots$, übergehen würde.

Vereinigt man für ein und dasselbe Sperrstück zwei mehrstufige Sperrklinken, von denen die eine Zug-, die andere Druckklinke ist, so erhält man das ausgebildete Ankergesperre, Fig. 689.

*) Kinematisch gesprochen sind die Punktreihen Reihen von Polen; Polreihen würde man sie zu nennen haben.

Hier kann man durch Hin- und Herführen des Ankers das Rad in absetzend fortschreitende Bewegung gelangen lassen, wie bei den Vorrichtungen in Fig. 682 bis 686. Der Anker ist 10 stufig, das Rad 3 zählig. Man erkennt in dem vorliegenden Getriebe den allgemeinen Fall, aus welchem die Ankergesperre Fig. 682 bis 686 abgeleitet werden können.

Interessante Probleme in grosser Zahl liessen sich noch hier anschliessen, u. a. solche, bei denen bei stetiger Drehung des sperrenden Stückes absetzende Drehung des gesperrten entsteht. In der Uhrmacherkunst gibt es Anwendungen derselben.

Einleuchtend ist, dass bei dem Staffeigesperre alle Abänderungen, welche die Achsenstellung mit sich bringt und welche bei Unendlichkeit von 2.1 und 2.3 entstehen, vorkommen können und eine grosse Mannigfaltigkeit der Ausführungsformen ermöglichen.

§. 244.

Ruhende Zahngesperre.

Das ruhende Zahngesperre kann als eine Vereinigung zweier laufenden von entgegengesetzter Sperrungsrichtung angesehen werden. Fig. 690 stellt das Schema einer solchen Verbindung dar.

Fig. 690.

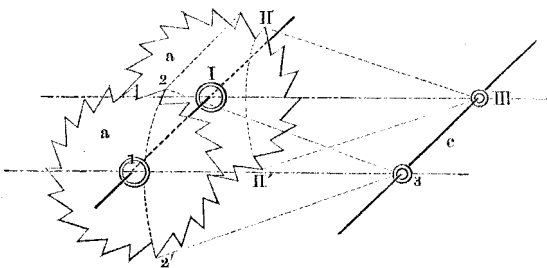
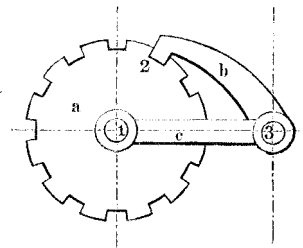


Fig. 691.



Von den vier Sperrungen bei 2, 2', II und II' können viermal je zwei entgegengesetzt sperrende Klinken- und Zahnpaare vereinigt werden, nämlich

$$\begin{array}{ll} 2 \text{ mit II,} & 2' \text{ mit II'} \\ 2 \text{ mit II',} & 2' \text{ mit II.} \end{array}$$

Die beiden ersten Verbindungen liefern identisch das bereits früher dargestellte ruhende Gesperre Fig. 691. Vermöge des Zusammenrückens der sperrenden Zahnflanken aus den beiden Zacken-

rädern erhalten die Zahnlücken ein schartenförmiges Profil; die Sperrklinkenendung wird eine Art Zinke, welche in die Scharte eingreift; auch die Radzähne erhalten Zinkenform. Man kann

Fig. 692.

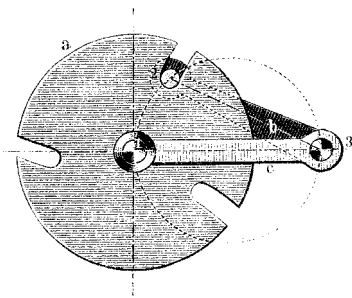
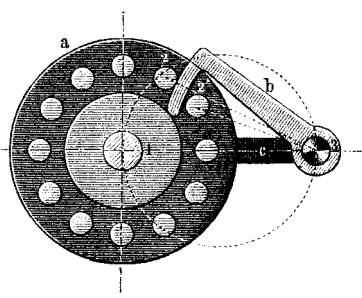


Fig. 693.



dieses ruhende Gesperre ein Schartengesperre nennen. Festzuhalten ist, dass die Sperrung sicher erzielt wird, wenn man todte Verzahnung, oder eine solche mit $(90 - \sigma) < \varphi$ (§. 237) anwendet. Mancherlei Ausführungsformen bieten sich dar.

Fig. 694.

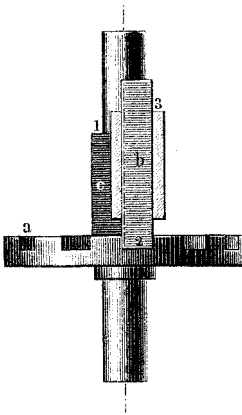
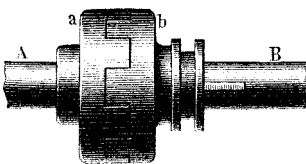


Fig. 692 und 693 stellen zwei Abänderungen des Schartengesperres dar. Die Unterscheidung von Zug- und Druckklinge fällt weg, weil die Klinge beides zugleich ist. Wird der Abstand der Achsen 1 und 3 unendlich, so geht die Klinge in einen Riegel über. Fig. 694 stellt das Gesperre dar, welches sich bei geschränkten Achsen ergibt. Das Rad wird ein Kronrad; der Riegel könnte auch mehr als eine Zinke haben *).

Ein anderes Schartengesperre mit unendlich weit auseinander liegenden Achsen 1 und 3 ist der in Fig. 695 (a. f. S.) dargestellte Stellfallen - Mechanismus,

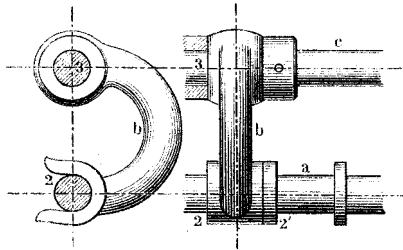
*) Dieses Schartengesperre erkennen wir wieder in der gewöhnlichen



Zahnkupplung, welche nebenstehende Figur darstellt. Die Welle A trägt das Kronrad a, die Kupplungshälfte b ist der Riegel; die Welle B vertritt, indem sie gegen A mittelst eingreifenden Zapfens drehbar ist und die Führung für b an sich trägt, das Verbindungsstück c.

der dazu dient, die Achsen ausrückbarer Räder an Windwerken, Drehbänken und anderen Maschinen in der einen oder anderen

Fig. 695.



Stellung an Längsverschiebungen zu hindern. Hier ist der Halbmesser a unendlich, das Rad a ein Sperrstab geworden, der insbesondere noch als Drehkörper gestaltet ist.

Die Verbindungen 2 mit II' und 2' mit II in Fig. 690 liefern, wenn 3. 2 = III. II ist, ruhende Gesperre von der in Fig. 696 dargestellten Art. Die Klinke ist in einen Cylinderausschnitt übergegangen; sie wirkt stets mit Druck, bei der Abänderung Fig. 697 dagegen

Fig. 696.

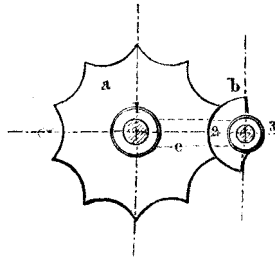
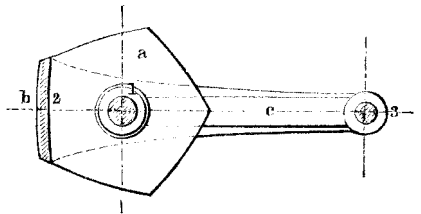


Fig. 697.



immer mit Zug. Das sich ergebende ruhende Gesperre kann man der Klinkenform wegen ein Cylindergesperre nennen. In der Form

Fig. 698.

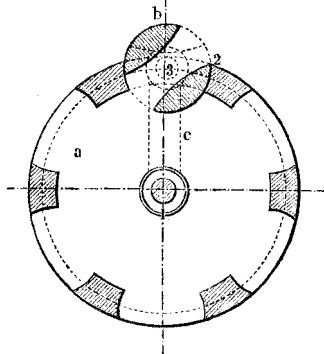
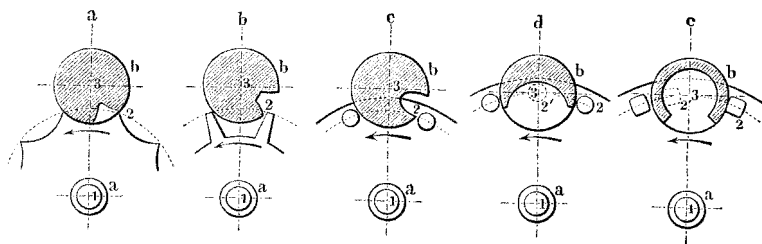


Fig. 696 ist es sehr verwendbar und hat zahlreiche Anwendungen gefunden, u. a. bei der Thomas'schen Rechenmaschine und anderen Zählwerken.

Der Ausschnitt des Cylinders b kann auch ganz innerhalb des Umfangskreises desselben fallen, wie bei Fig. 698. Wird derselbe den Zähnen gegenübergestellt, so kann das Rad beliebig weit nach links und rechts gedreht werden. Will man dieses Spiel beschrän-

ken, z. B. auf eine Theilung begrenzen, so kann dies durch entsprechende Gestaltung der Cylinderscharte geschehen, u. a. so, wie es in Fig. 699 *a* gezeigt ist. Die Verzahnung des Rades *a* braucht hierbei mit ihren Profilen nicht unbedingt den Kreisprofilen des Cylinders *b* zu folgen (vergl. §. 237); die Stützung an zwei Stellen, links und rechts von 1. 3, genügt, siehe bei *b*; demnach kann man auch dem Rade *a* Triebstockverzahnung geben, wie bei *c*. Diese letztere Figur zeigt die Gestaltung, welche der Scharte bei der Anordnung Fig. 698 zu geben ist, wenn der Spielraum des Rades *a* verkleinert werden soll. In Fig. 699 *d* geht der Theilkreis des Triebstockrades *a* durch die Achse 3; die Cylinderscharte ist bedeutend vergrößert. Der Zahn 2 schlüpft, wenn in der Pfeilrichtung getrieben, in die Scharte hinein, sobald die Oeffnung der letzteren ihm zugewendet wird; er trifft sodann das Hohlprofil der Scharte, kann aber nach der anderen Seite erst hinausschlüpfen, sobald die Schartenöffnung dorthin gewendet wird. Es findet somit eine Art Theilsperrung statt.

Fig. 699.

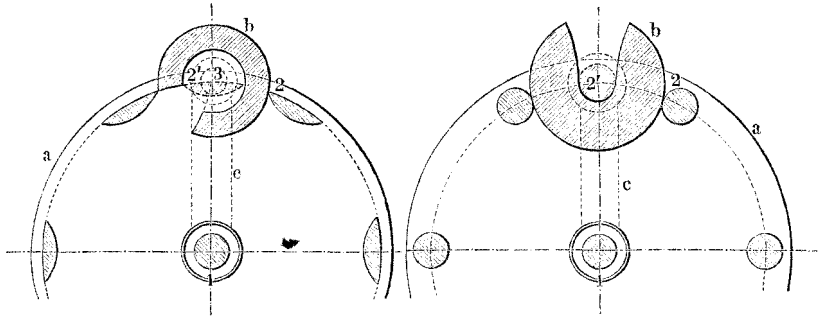


Ganz ausgebildet erscheint diese bei der Einrichtung Fig. 699 *e*. Hier ist das Schartenprofil innerhalb *b* konaxial dem Aussenprofil cylindrisch gestaltet, d. i. so, wie das in Fig. 697 besprochene der Zugklinke. Druck- und Zugklinke sind also hier vereinigt angewandt. Der Zahn 2 tritt, wenn ihm die Schartenöffnung zugekehrt wird, nach 2' an die innere Sperrfläche, und rückt von da um den Rest der Theilung weiter, wenn die Scharte nach links gewendet wird. Soll dieses Theilgesperre spielfrei werden, so müssen die beiden ausserhalb des Cylinders diesem zunächst liegenden Radzähne den Cylinder berühren, Fig. 700 (a. f. S.). Wird auch noch verlangt, dass die Theilung der Sperrung eine genaue Halbiring sein soll, so ist der Theilungsbogen, welcher der Zahndicke am Rade *a* entspricht, gleich dem von der Hohlcharte abgeschnitte-

nen Theilkreisbogen zu machen. Wird Spielraum gestattet, so fällt die Zahndicke geringer aus*).

Wenn wir nunmehr, nach Betrachtung verschiedener Gestaltungen des Cylindergesperres, dasselbe nochmals mit dem Schartengesperre, z. B. dem in Fig. 692 dargestellten vergleichen, so wird ersichtlich, dass wir das zweite auch aus dem ersten hätten ableiten können. Gäbe man der Klinke *b* in Fig. 692 eine Reihe von

Fig. 700.



Zähnen wie der Zahn 2, geordnet in einen Cylinder um 3, und führte die vom Kreisbogen profilirte Scharte an *a* durch das Rad hindurch, so erhielte man die Cylindersperrung etwa in der durch Fig. 698 angedeuteten Form. Das Schartengesperre kann also auch aus dem Cylindergesperre abgeleitet werden und umgekehrt, indem man das sperrende mit dem gesperrten Stücke vertauscht und die nöthigen Weiterbildungen der Formen vornimmt. Die Vertauschbarkeit der beiden Stücke kann auch in der vollständigen Gleichheit beider ihren Ausdruck finden, wie in dem in Fig. 701 dargestellten Falle**).

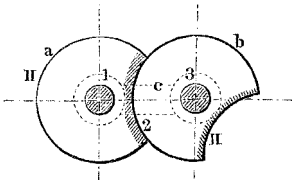
Bei den höheren Achsenstellungen lässt sich das Cylindergesperre in verschiedene recht brauchbare Formen bringen, von denen einige angeführt werden mögen. Bei rechtwinkliger Schränkung der Achsen kann man den Sperrcylinder in eine von Plan-

*) Vergleicht man mit dem vorliegenden Theilgesperre das in Fig. 682 dargestellte, so bemerkt man eine ähnliche Bildung. Die cylindrische, todte Verzahnung bei 2 Fig. 682 ist hier, Fig. 699, zu einem überstumpfen Winkel ausgedehnt; desgleichen die hohlcylindrische bei 2'; Druckklinke bei 2, Zugklinke bei 2'; der Umfassungsbogen 2.2' ist hier sehr klein gemacht; die Halbmesser beider sind dagegen dort gleich, hier verschieden; ausserdem die Sperrung hier ruhend, dort laufend.

***) Vergl. dieses Gesperre mit dem laufenden Gesperre Fig. 671.

kegeln begrenzte Scheibe überführen, Fig. 702; dieses Plankegelgesperre ist u. a. angewandt von Thomas in seiner Rechenmaschine, wo von dem Rade *a* nur ein einziger Zahn zur Ausführung gebracht

Fig. 701.



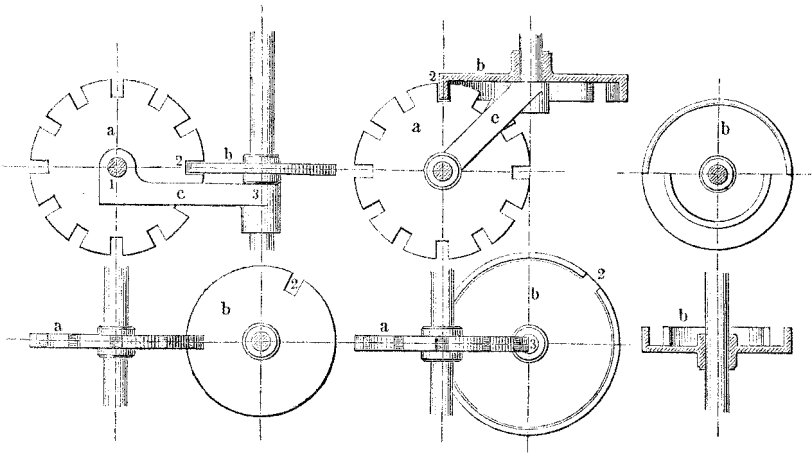
ist. Aus dem Globoidräderwerk Klasse III (vergl. §. 224 zu Ende) geht das Gesperre Fig. 703 hervor; sperrend wirkt ein cylindrischer Ring mit Scharte. Fig. 704 zeigt, wie man auf dieser Grundlage ein Theilgesperre bilden kann.

Von den sämtlichen vorliegenden ruhenden Gesperren, bei welchen das sperrende Stück ein Drehkörper mit Ausschnitt ist, gilt noch eine hervorzuhobende Eigenthümlichkeit. Es ist die, dass man aufeinanderfolgende Auslösungen sowohl bei stetiger Drehung

Fig. 702.

Fig. 703.

Fig. 704.



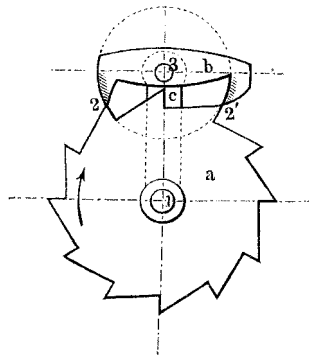
oder Fortdrehung, als auch bei hin- und hergehender Drehung, Wendedrehung oder Kehrdrehung wie man sagen kann, hervorzubringen im Stande ist. Wäre also die Aufgabe gestellt, von einer sich fort-drehenden Welle aus das Lösen eines der vorliegenden Gesperre zu bewirken, so brauchte man dieselbe nur unmittelbar mit dem Sperrcylinder zu kuppeln; stünde dagegen nur eine schwingende Bewegung eines Maschinentheiles zur Verfügung, so würde auch mit dieser die Aufgabe erfüllbar sein, indem man nur *b* durch sie mit genügender Schwingungsweite um die Achse 3 hin- und herzudrehen hätte. Von beiden Formen der Auslösung macht die Praxis ausgiebigen Gebrauch.

§. 245.

Präzisionsgesperre.

Denkt man sich das laufende Gesperre, Fig. 682, so abgeändert, dass nach Lösung der Sperrung bei 2 diejenige bei 2' früher als nach einer halben Theilung eintritt, so ändert sich das Prinzip nicht. Wohl aber geschieht dies, wenn der Fallwinkel δ beidemale bis auf Null vermindert, d. h. die Klinkenform so gewählt wird, dass im Augenblick des Auslassens bei 2 die Klinkenspitze bei 2' dicht

Fig. 705.



über dem Zahnspitzenkreise steht, Fig. 705. In diesem Falle kann das rückwärts betriebene Rad *a* an beiden Klinkenspitzen vorbeigedreht werden. Jede kleine Ungenauigkeit aber in der Stellung der Klinke *b* bringt diese entweder bei 2, oder bei 2' zum Eingriff und damit das in der Pfeilrichtung gehende Rad zum Stehen. Ein Gesperre von dieser Einrichtung kann man ein Präzisionsgesperre nennen. Hier insbesondere haben wir ein laufendes Präzisionsgesperre vor uns.

Das Prinzip ist aufs mannigfachste anwendbar, auch auf die ruhenden Gesperre. Fig. 706 stellt ein ruhendes Präzisionsgesperre mit Schartenverzahnung dar, desgl. Fig. 707. Im letzteren Falle

Fig. 706.

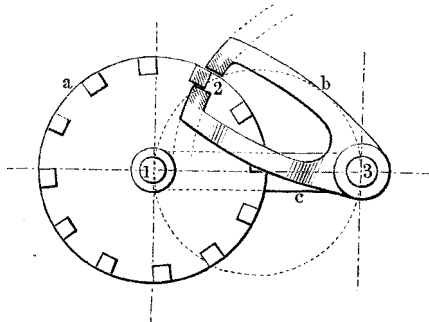
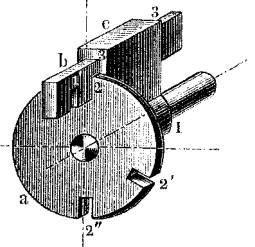


Fig. 707.



ist die Klinke in einen Riegel übergegangen, dem hier mehrere aufeinanderfolgende Scharten gegeben sind. Die praktischen An-

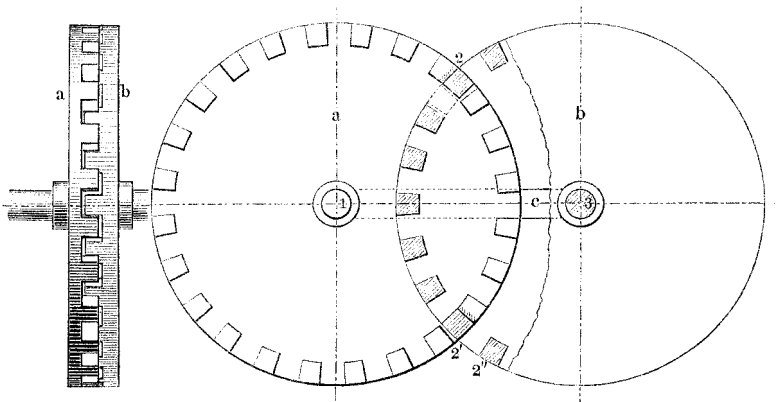
wendungen der Präzisionsgesperre sind zahlreich; wir kommen weiter unten auf dieselben zurück.

§. 246.

Allgemeine Auffassung der Zahngesperre.

Mehrere der bis hierhin betrachteten Gesperrformen, bei welchen das gesperrte und das sperrende Stück bis zur Uebereinstimmung ähnlich erschienen oder gar wirklich vertauschbar und thatsächlich wechselwirkend auftraten, deuten darauf hin, dass es noch eine allgemeinere als die besprochenen Formen geben mag, aus welcher diese letzteren durch besondere Ausbildung hervorgehen, und in welcher der Unterschied zwischen sperrendem und gesperrtem Stück an sich nicht bleibend ist. In der That kann man zwei gezahnte Räder, und zwar Schildräder (§. 211) drehbar gelagert an gemeinsamem Stege, Fig. 708, so einrichten, dass sie

Fig. 708.



bei geeigneter Verzahnung völlig gegenseitig als sperrende und gesperrte Stücke wirken. In unserer Figur ist als Beispiel ein ruhendes Schartengesperre gewählt. Rad *b* sperrt Rad *a* bei 2 wie bei 2' in der gezeichneten Lage; wird es aber um den halben Theilungswinkel gedreht, so lässt es *a* frei. Wird darauf aber *a* wie eine beliebige ungerade Zahl von halben Theilungswinkeln gedreht, so sperrt *a* das Rad *b*. Beide Male haben wir zugleich ein Präzisionsgesperre vor uns, und zwar eines von der Art, welche bei Fig. 706 erklärt wurde. Die Theilgesperre mit ankerförmiger

Klinke ergeben sich auch leicht; es wird deutlich, dass der Anker nicht sowohl vermöge eines Kunstgriffes durch Vereinigung zweier Gesperre gebildet werden muss, sondern so in dem allgemeinen Problem vorgebildet daliegt. Zackenverzahnung, Schartenverzahnung, Staffelforzahnung, auch gemischte, alle sind anwendbar und führen zu den einzelnen Gesperrarten; immer ist darauf zu achten, dass in den Sperrungslagen die Zahnform solche Krafrichtungen bedingt, dass das zu sperrende Stück das sperrende nicht drehen kann. Zwischenformen ergeben die „hebende“ Wirkung (§. 237). Einleuchtend ist auch, dass das sperrende Stück unter Umständen eine Kehrdrehung, unter anderen Umständen eine Fortdrehung haben kann.

Da auch hier, wie oben §. 235 gezeigt worden, bei fest aufgestelltem Rade der Lenker *e* gesperartes Stück wird, so kann die vorliegende Kombination von Theilen auf vier Arten zu einem Gesperre gemacht werden, nämlich:

- 1) *c* fest aufgestellt, *a* gesperartes, *b* sperrendes Stück
- 2) *c* „ „ „ *b* „ „ „ „
- 3) *a* „ „ „ *c* „ „ „ „
- 4) *b* „ „ „ *c* „ „ „ „

Als Hauptergebniss unserer Untersuchung können wir hienach Folgendes verzeichnen: die Zahngesperre sind Zahnradpaare oder Ausschnitte aus solchen, bei denen die Verzahnung so gestaltet ist, dass bei gewissen Stellungen der Räder die Mittelkraft aus den Zahnpressungen bei einem der Räder entweder durch dessen Achse geht, oder von dieser Richtung um weniger als den Reibungswinkel abweicht.

§. 247.

Abmessungen der Gesperrtheile.

Die Mannigfaltigkeit in der Gestaltung der Zahngesperre ist so gross, dass die Bestimmung ihrer Abmessungen nicht füglich in enge Regeln gebracht werden kann. Durchweg kann bei der besonderen Ermittlung übrigens auf bereits Besprochenes zurückgegriffen werden. Für die Sperräder geben die Zahnäder den nöthigen Anhalt, namentlich die Räder mit Daumenverzahnung, §. 212. Das stossartige Aufsetzen der Klinken ist zu berücksich-

tigen; dies gilt auch hinsichtlich der Bestimmung der Zapfendicken. Häufig erhalten die Klinken ein gebogenes Profil; sie sind dann auf zusammengesetzte Festigkeit, s. §. 18, beansprucht. Bei oft auszurückenden Sperrklinken ist die Anwendung von Stahl an den Sperrflächen empfehlenswerth und ist jedenfalls auf Kleinhaltung des Flächendruckes hinzuwirken.

§. 248.

Laufende Reibungsgesperre.

Mechanismen, welche geeignet und bestimmt sind, die Fortschreitung bewegter Körper durch Reibung zu mässigen, heissen Bremsen oder Bremswerke. Sind solche so eingerichtet, dass nach ihrer Ansetzung der aufzuhaltende Körper vollständig durch die Reibung behindert wird, die Bewegung zu machen, in welche die auf ihn wirkenden Kräfte ihn zu versetzen streben, so sind sie Reibungsgesperre. Auch hier können laufende und ruhende Gesperre unterschieden werden

(vergl. §. 235). Wir betrachten zunächst die ersteren.

Fig. 709.

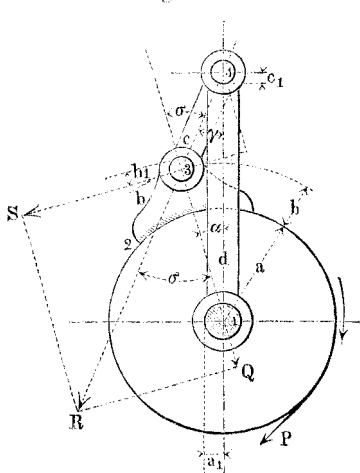


Fig. 709 stellt ein laufendes Reibungsgesperre für parallele Achsen dar. An demselben wird durch den Sperrbacken b , sobald derselbe nur anliegt, Reibung hervorgebracht, wenn das Rad in der Pfeilrichtung abzulaufen beginnt, indem der Backen die Klinken c mitzunehmen sucht und die Klinken nach 4 hin presst. Die radiale Komponente Q der in der Richtung 4, 3 wirkenden Pressung drückt den Backen b an. Es entsteht

die tangentielle Seitenkraft S , welche wir uns zusammengesetzt denken können aus den mit ihr gleichgerichteten Kräften S_1 und S_2 , welche den Reibungen bei 1 und bei 2 das Gleichgewicht halten. In 3 greifen aber zwei entgegengerichtete Kräfte S_3 und S_4 an,

welche vermöge der Reibungen bei 3 und 4 entstehen. Das Moment M der vier Reibungen ist: $M = (S_1 + S_2 - S_3 - S_4) (a + b)$. Hierin ist bei den eingeschriebenen Winkelbezeichnungen, und wenn $1.2 = a$, $2.3 = b$, $3.4 = c$, $4.1 = d$, und wenn a_1 , b_1 und c_1 noch die bezüglichen Zapfenhalbmesser sind, $S_1 = Qf a_1 : (a + b)$, $S_2 = Qf a : (a + b)$, $S_4 = Rf c_1 : c \cos \sigma = (Qf : \cos \sigma) c_1 : c \cos \sigma$ und $S_3 = S_4 (b_1 : c_1) (d\alpha + d\gamma) : d\gamma$. Es ist aber $(a + b) \sin \alpha = c \sin \gamma$. Hiermit kommt $S_3 = (Rf b_1 : c \cos \sigma) d : (a + b) \cos \alpha = (Qf : \cos \sigma) (b_1 : c \cos \sigma) d : (a + b) \cos \alpha$. Man hat hiernach für M :

$$M = Qf \left(\frac{a + a_1}{a + b} - \frac{1}{\cos^2 \sigma} \frac{b_1 d}{c (a + b) \cos \alpha} + \frac{c_1}{c} \right) (a + b).$$

Die Kraft P , welche das Rad a in der Pfeilrichtung, bei 2 angreifend, zu drehen strebt, möge durch ein Kräftepaar hervorbracht sein. Dann folgt für $M = Pa$:

$$\frac{Pa}{a + b} = Qf \left[\frac{a + a_1}{a + b} - \frac{1}{\cos^2 \sigma} \left(\frac{b_1 d}{c (a + b) \cos \alpha} + \frac{c_1}{c} \right) \right]$$

Nun ist aber Q eine Funktion von P und zwar hat man $Pa : (a + b) = Q \operatorname{tg} \sigma^*$. Dies einsetzend erhält man:

$$\sin \sigma \cos \sigma - f \sin \sigma \frac{a + a_1}{a + b} = f \left[\frac{a + a_1}{a + b} - \frac{b_1 d}{c (a + b) \cos \alpha} + \frac{c_1}{c} \right]$$

und mit genügender Annäherung, da σ und α kleine Winkel sind, die mit zunehmender Anpressung nur kleiner werden:

$$\sin \sigma \leq f \left[\frac{a + a_1}{a + b} - \left(\frac{b_1 d}{c (a + b)} + \frac{c_1}{c} \right) \right] \quad \dots \quad (233)$$

Hierbei ist noch folgender bemerkenswerthe Umstand zu erwähnen. Wird durch eine unabhängige Kraft ausser Q noch ein Normaldruck N auf den Radumfang ausgeübt, so vermindert die Reibung Nf die treibende Umfangskraft, welche das Rad rückwärts zu treiben strebt, demzufolge wird aber auch Q vermindert. Soll nun Aufhaltung durch die Reibung, welche Q hervorbringt, eintreten, so muss nach wie vor die Grösse von σ der Gleichung (223) entsprechen. Nur wenn N allein ausreichend gross ist, darf Q auch Null sein; in solchem Falle aber ist das Gesperre ein ruhendes, und kein laufendes; die Zufügung von N ist also nutzlos.

Der Klinkendruck R fällt sehr gross aus. Man erhält nämlich: $R = Q : \cos \sigma$, woraus annähernd:

*) Das Moment der der Kraft P gleichgewordenen Reibungen bei 2 und 1 ist nämlich $= P (a + a_1) - Pa_1 = Pa$.

$$R = \frac{Pa}{(a + b) \sin \sigma} \dots \dots \dots (234)$$

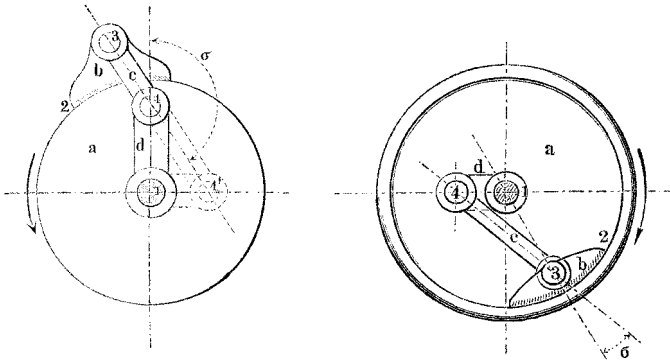
Beispiel. $a = 360$, $a_1 = 40$, $b = 50$, $b_1 = 15$, $c = 300$, $c_1 = 15$ mm, f an allen vier Stellen*) = 0,10, gibt zunächst annähernd $d = a + b + c = 710$ und damit $\sin \sigma \leq 0,10$ ($400 : 410 - (15 : 300)$ ($710 : 400 - 15 : 300$), woraus $\sin \sigma \leq 0,084$, was nahe $4\frac{5}{6}^\circ$ entspricht. Der Sicherheit halber wählen wir $\sigma = 4\frac{1}{2}^\circ$, d. i. $\sin \sigma = 0,0787$ und haben noch $R = P (360 : 410) : 0,1787 \sim 11,18 P$. Die Länge d wird nur wenig kleiner als $a + b + c$.

Wie man sieht, fallen die Verhältnisse ungünstig aus. Von der Abhülfe weiter unten.

Die Klinke c kann auch nach dem Innern des Rades hin gerichtet sein, Fig. 710, wobei σ ein stumpfer Winkel wird. Dabei kann die Klinkenachse statt nach 4 auch nach 4' oder darüber

Fig. 710.

Fig. 711.



hinaus in die Verlängerung von 3.4 verlegt werden; die Klinke wird hier eine Zugklinke. Ist a ein Hohlrad, so erhält man die in Fig. 711 dargestellte Einrichtung, bei welcher die Klinke wieder auf Druck beansprucht wird.

Bemerkenswerth sind die Fälle, in welchen eine oder mehrere der Drehachsen in unendliche Ferne rücken. Fig. 712 (a. f. S.) stellt den Fall dar, in welchem die Klinkenlänge c und damit sowohl d als c_1 unendlich gesetzt erscheint. Hier verlangt Gleichung (233) für den Stützungswinkel: $\sin \sigma \leq f [(a + a_1) : (a + b) - b_1 : (a + a_1) - 1]$. Die Lösung wird unmöglich, wenn a_1 klein, z. B. $= b$; das Ganze erzeigt sich also als unpraktisch.

*) Will man unterscheiden, so hat man für S_1, S_2, S_3 und S_4 verschiedene Koeffizienten f_1, f_2, f_3, f_4 einzuführen.

Macht man den Arm a unendlich, so muss auch a_1 unendlich werden, und man erhält die Anordnung Fig. 713. Das Rad ist in einen Sperrstab übergegangen. Die Bedingung für die Sperrung wird: $\sin \sigma \leq f [2 - \frac{1}{2} (b_1 : c) - (c_1 : c)]$, eine gut verwirklichte Forderung.

Fig. 712.

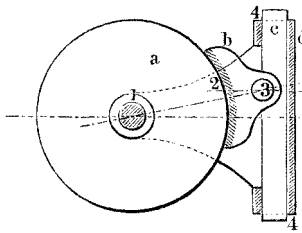
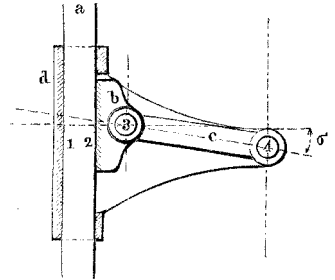


Fig. 713.



Die Grösse a mit a_1 und auch c unendlich setzend, erhält man die in Fig. 714 dargestellte Konstruktion. Es kommt die Bedingung: $\sin \sigma \leq f (2 - 1)$. Das Gelenk bei 3 dient gleichsam nur zur Sicherung des guten Anlegens der Flächen bei 1, 2 und 4. Dasselbe gilt von dem Gelenk bei 4 in der Konstruktion Fig. 715,

Fig. 714.

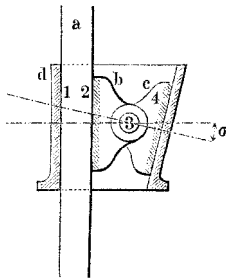


Fig. 715.

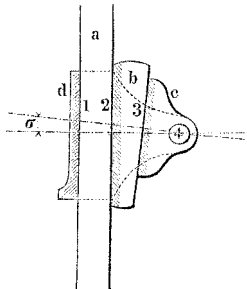
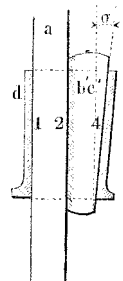


Fig. 716.



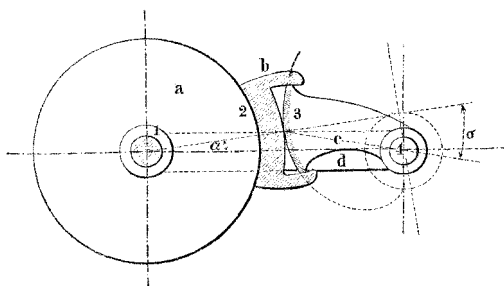
wo a, a_1, b_1, c und d unendlich, b aber, als der Unterschied zwischen zwei unendlichen, aber verschieden gerichteten Längen a und b_1 wieder endlich wird. Man erhält demzufolge aus (244) die Bedingung: $\sin \sigma \leq f (2 - 1)$. Wegen Erlässlichkeit des Gelenkes könnte man die beiden Konstruktionen auch in die vereinfachte Fig. 716 überführen. Der Sperrschuh ist in einen keilförmigen

Riegel übergegangen, wie schon in Fig. 715, sodann die Zahl der Stücke auf drei vermindert (siehe übrigens den folgenden §.).

Die gefundenen Beziehungen sind nicht besonders günstig für das untersuchte Gesperre; sie zeigen, dass man bei der Wahl der Abmessungen mit besonderer Sorgfalt verfahren und u. a. auf die Formänderungen unbedingt Rücksicht nehmen muss, welche die Theile bei grossem P erleiden. Wie das obige Beispiel erkennen lässt, ist die Kleinheit des Stützungswinkel σ bedenklich. Ergab sich doch die Länge d daselbst nur um etwa 1 mm kleiner, als $a + b + c$. Nun wird aber durch die Pressungen Q und R eine Dehnung von d und eine Kürzung von a , b und c bewirkt. Bei $P = 200$ kg berechnen sich diese Formänderungen bei gewöhnlicher Konstruktionssicherheit zusammen etwa auf $1/2$ mm. Gesellt sich hierzu noch eine kleine Abnützung, so geht σ leicht auf Null und das Gliederwerk bc schlägt durch die Zentrale, Sperrung findet nicht mehr statt. Hiergegen sind Mittel anzuwenden, wenn das Gesperre überhaupt benutzbar werden soll.

Als wirksam kann geeignete Annahme der numerischen Grösse von a_1 , c und d benutzt werden, um wenigstens die Abnützung weniger schädlich zu machen. Indessen ist dieses Mittel doch selten willkommen. Nur bei dem Stabgesperre Fig. 713 ist es nicht schwer, von ihm Gebrauch zu machen; man wähle also bei demselben die Länge c recht gross.

Fig. 717.

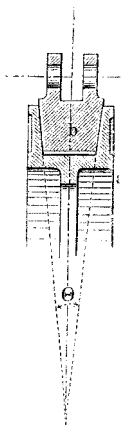


Sodann wird man auf Mittel sinnen müssen, das Durchschlagen des Gestänges zu verhüten. Dies kann gelingen, wenn man bei 3 statt des runden Zapfens zwischen die Klinke und den Backen einen geeigneten Zahn- oder Kurveneingriff einschaltet, siehe Fig. 717. Gibt man dem Backen aussen Kreisprofil aus 1 und der Klinke Evolventenprofil, abgewickelt von einem Kreise aus 4 vom

Halbmesser $d \sin \alpha$, so bleibt σ trotz eintretendem elastischen Nachgeben der Theile und entstehender Abnützung nahezu konstant. Der zu erwartenden Vergrößerung von 1.4 wegen möge man die Halbmesser des Grundkreises der Evolvente noch um ein Geringes grösser wählen als $d \sin \alpha$. Die Konstruktion scheint neu. Noch andere Abänderungen von ähnlichem Erfolge bieten sich dar, vergl. den folgenden §.

Man kann auch sein Augenmerk auf den Koeffizienten f , d. h. dessen Steigerung bei 2 richten. Hinsichtlich der Materialien ist wenig zu thun, da Holz selten anzuwenden, auch Schmierung der reibenden Flächen in der Regel unerlässlich sein wird. Dagegen

Fig. 718. kann man durch Anwendung von Keilprofil an Backen und Radkranz, s. Fig. 718, bedeutend helfen (vergl. die Keilräder, §. 196). Statt der Koeffizienten f tritt der Werth $f: \sin \frac{1}{2} \theta$ ein. Bei dem Keilwinkel $\theta = 60^\circ$ gibt dies $2f$, bei $\theta = 30^\circ$ nahe $4f$, was wesentlich in Betracht kommen kann*). Vereinigt man noch diese Methode mit der vorigen, so gelangt man zu recht gut anwendbaren Verhältnissen.



Weiterhin kann auch auf Herabziehung der Kraft R gewirkt werden, um die Formänderungen zu vermindern. Dies kann dadurch geschehen, dass man statt eines einzigen Gesperres zwei oder mehr von derselben Gattung auf dasselbe Sperrstück wirken lässt. Die Praxis macht hiervon Gebrauch, s. folg. §. Doch ist auch nicht zu vergessen, dass die Bedingung für σ durch die Wiederholung nicht geändert wird, indem in ihr der numerische Werth der Sperrkraft P nicht vorkommt.

Endlich steht noch eine andere Weise der Steigerung der Gesperrwirkung zu Gebote, welche recht gut nützlich gemacht werden kann. Geht man auf Formel (223) nochmals prüfend zurück, so erkennt man in ihr den Einfluss der Abmessung a_1 als ungefähr ebenso wirksam wie den von a selbst. Vergrössert man also a_1 bis auf nahezu den Werth von a , s. Fig. 719, so steigert man dadurch beträchtlich den Minimalwerth von σ . Freilich tritt dann das Hinderniss ein, dass nunmehr die Zapfenreibung bei 1 auch beim Leergang und Vorwärtsgang stark hinderlich auftritt. Dies

*) Man beachte übrigens die Anmerkung S. 633

aber kann man umgehen, wenn man die Scheibenachse besonders lagert und den Mechanismus um die entsprechenden Theile bereichert, etwa wie in Fig. 720 dargestellt ist. Beim Bestreben des

Fig. 719.

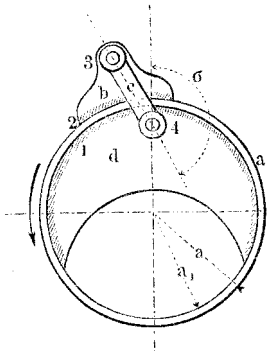
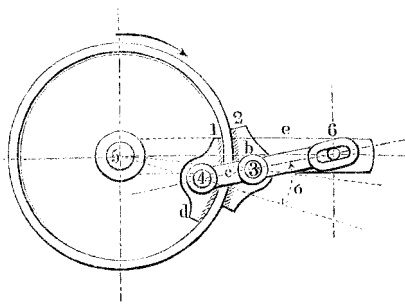
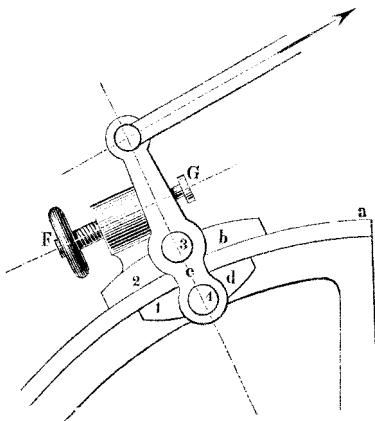


Fig. 720.



Rücklaufs von a werden die Stücke b und d nun gegen den Radkranz a von aussen und von innen gepresst. Winkel σ kann nun ungefähr doppelt so gross genommen werden, als bei der

Fig. 721.



früheren Anordnung, alles Uebrige gleichwerthig vorausgesetzt. Eine praktisch benutzte Form dieses Gesperres zeigt Fig. 721, an Sägegattern angewandt; die Schraubenvorrichtung FG dient zur Einstellung des Spieles des Hebels c *). Macht man $a_1 > a$, so kommt man auf die in Fig. 722 (a. f. S.) dargestellte Einrichtung, welche auch anwendbar sein möchte. Wird aus dem Rad- in das Stabgesperre übergegangen, so erhält man die Konstruktion Fig 723 (a. f. S.). Auf dieses Gesperre mit Doppelbacken kommen wir noch zurück.

*) S. Goodeve, El. of mechanism, London 1860, p. 49.

Es bedarf nur der Erwähnung, dass das Backengesperre auch für die höheren Achsenstellungen anwendbar ist; es hat auch für dieselben Anwendung gefunden.

Fig. 722.

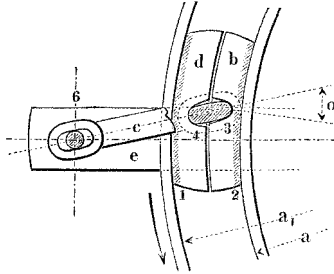
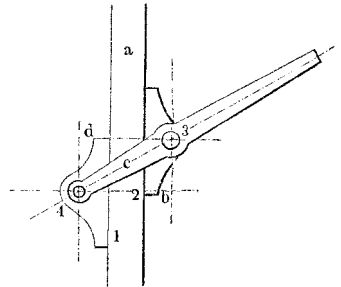


Fig. 723.

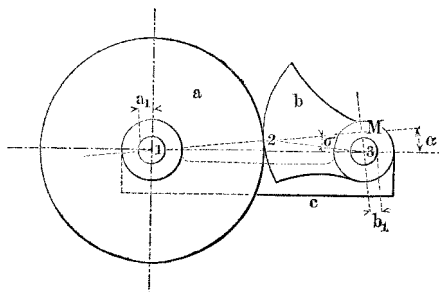


§. 249.

Laufende Klemmgesperre.

Ist die Sperrkraft nicht besonders gross, so kann man in dem laufenden Backengesperre den Sperrschuh unterdrücken, indem man ihn durch eine ballige Druckfläche an der Klinke ersetzt. Der Mechanismus geht dann auf drei Theile zurück: Rad *a*, Klinke *b*, Gestell oder Verbindungsstück *c*, Fig. 724. Man kann die Gesperre dieser Bauart Klemmungs- oder Klemmgesperre, das vorliegende insbesondere ein Gesperre mit Klemmdaumen oder kurz ein Daumengesperre nennen. Die Bedingung für den Stützwinkel σ ist aus dem Früheren

Fig. 724.



leicht abzuleiten. Man erhält gemäss den hier beigeschriebenen Beziehungen:

$$\sin \sigma \leq f \left(\frac{a + a_1}{a} - \frac{b_1}{b} \right) \dots \dots \dots (235)$$

Als zweckmässiges Profil für den Daumen ergibt sich nach dem, was bei Fig. 717 erörtert wurde, die Evolvente zum Grundkreis $c \sin \alpha$ aus 3. Wir können dasselbe sehr wohl durch einen Kreisbogen aus M annähern, wobei $3.M \perp 1.M \dots$ ist. Lässt man a und c unendlich werden, so gelangt man hier unmittelbar zu der in Fig. 712 dargestellten Sperrung (das gerade Profil 2 ist dann Evolvente von unendlichem Fahrstrahl, das Profil 3 ein Umfangsstück eines unendlich grossen Cylinders).

Wird das Sperrrad als Keilrad gestaltet, so erhalten wir die Konstruktion Fig. 725. Das Keilrad kann auch mehrspurig aus-

Fig. 725.

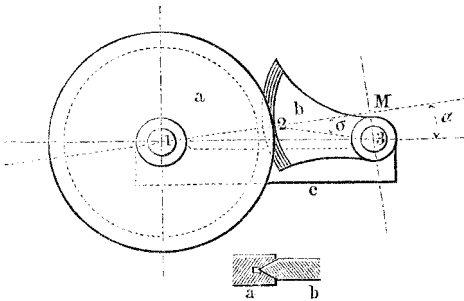
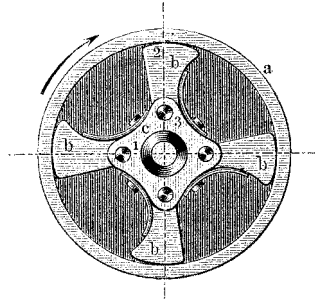


Fig. 726.



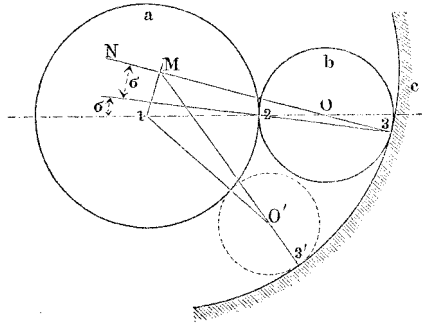
geführt werden (vergl. §. 196), womit man bei grossen Sperrkräften den Flächendruck an den Sperrflächen herabziehen kann. Man kann die Klinke als eine Vereinigung mehrerer gleichartiger ansehen. Ein Klemmgesperre, bei welchem sich eine wirkliche Wiederholung der Daumen behufs Herabziehung des Klinkendruckes angewandt findet, ist das Dobo'sche Gesperre Fig. 726, durch A. Clair an seinem Indikator mit grossem Geschick verwerthet*).

Wird der bei Fig. 717 erwähnte Grundsatz, einen Drehzapfen durch einen Zahn- oder Kurvengriff zu ersetzen, beim Daumengesperre auf den Zapfen 3 angewandt, so gelangt man zu einer sehr nützlich gewordenen Abänderung des Klemmgesperres. Man kann offenbar die Kurven, welche bei 2 und 3 anzuwenden sind, auf mancherlei Weise gestalten. Sehr einfach gelangt man zum Ziel, wenn man die Kurve bei 2 und die bei 3 als einem einzigen Kreise angehörig ausführt und die zugehörige Kurve bei 3 für den Gestelltheil entsprechend gestaltet. Der Daumen b geht dann in

*) S. Morin, *Notions géométriques sur les mouvements*, Paris, 1861, p. 200.

einen Cylinder über, s. Fig. 727. Macht man den Winkel $O 2. 3 = \sigma$, zieht und verlängert den Radius $3 O$ bis N , so ist $3 O N$ die Normale zu der in 3 mit b in Berührung zu bringenden Kurve, indem $\angle 2. 3 O$ ebenfalls $= \sigma$. Recht geeignet als Kurve für c ist ein

Fig. 727.



Kreis, beschrieben aus dem Punkte M der verlängerten $3 O N$, wenn $1 M \perp 3 O N$. Diese Profilierung bleibt ungefähr ebenso günstig wie jetzt, wenn man einen dünneren Sperrcylinder, wie z. B. den bei $O' 3'$, anwendet, indem bei diesem die Stützwinkel fast genau dieselben sind,

wie bei $O 1. 2$. Mit anderen Worten: wenn die Sperrwalze b etwas abgenutzt sein sollte, schliesst sie dennoch das Gesperre noch sicher.

Die Pressungen bei 2 und 3 werden, s. Fig. 728, $T = Q : \cos \sigma$, $R = T : \cos \sigma = Q : \cos^2 \sigma$, wobei $Q = P [a : (a + a_1) f]$.

Eine ziemlich derbe Anwendung des vorstehenden Gesperres ist in demjenigen der Wheeler & Wilson'schen Nähmaschine, Fig. 729, zu finden. Statt der Walze dient eine Kugel aus Kautschuck als sperrendes Stück. Sehr vorzüglich ist die Anwendung desselben Gesperres in der älteren Langen'schen Gaskraftmaschine,

Fig. 728.

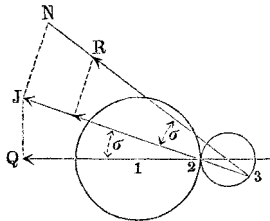
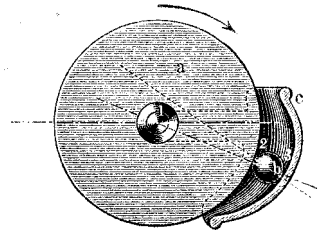


Fig. 729.



s. Fig. 730. Der Sperrwalzen sind viele angewandt, um die auf die einzelne kommende Kraft, wie oben besprochen, herabzuziehen. Vermöge der gleichförmigen Vertheilung derselben rings um das Sperrrad wird der Einfluss von a_1 aufgehoben. Das Ganze dient

in einem Schaltwerk, in welchem durch Kehrdrehung (Hin- und Herdrehung) von *c* das Rad *a* vorwärts bewegt werden soll, s. Pfeil II. Sperrung tritt ein, wenn *c* aus der Drehung in der Richtung des Pfeiles I in die umgekehrte übergeht. Die vorher durch die

Fig. 730.

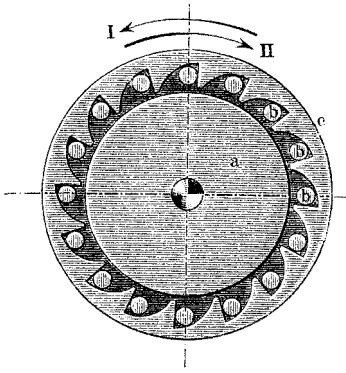
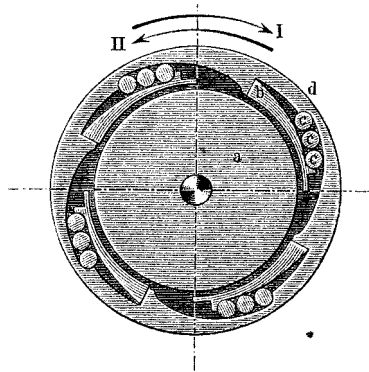
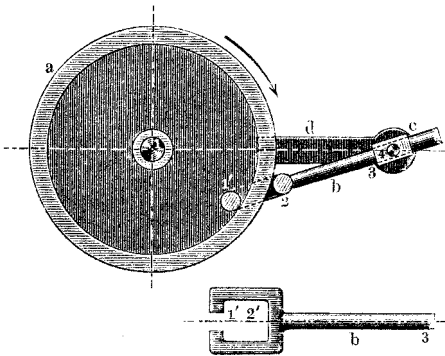


Fig. 731.



Zentrifugalkraft gegen die Aussenwände der Lücken gedrängten Sperrrollen suchen beim Wechsel der Drehungsrichtung ihre Bewegung fortzusetzen und klemmen sich deshalb sofort zwischen *c* und *a* ein. Diese Sperrrollen haben in der Gaskraftmaschine

Fig. 732.



eine sehr beträchtliche Pressung auszuhalten; schmiedeeiserne Wälzchen nutzten sich rasch ab, solche aus Phosphorbronze zeigten sich indessen recht haltbar, obwohl auch sie allmählich sich zusammenpressten, dafür aber verlängerten.

Ein zweites von Langen angegebenes Gesperre, zu demselben Zwecke wie das vorige bestimmt, zeigt Figur 731. Auch hier ist Wiederholung der Theile benutzt, zugleich aber das Backengesperre wieder vervollständigt. Die Sperrrollen sind die umgestalteten Klinen. Bei der Klinke *c* des ursprünglichen Mecha-

nismus in Fig. 709 ist an beiden Enden, bei 3 und 4, der Zapfen durch Kurveneingriff ersetzt und zwar nach der bei Fig. 727 besprochenen Weise. Der Backen *b* ist erhalten, sein Anpressungsdruck durch Wiederholung auf ein Viertel des Gesamtwertes herabgezogen.

Die Gesperre mit Doppelbacken sind ebenfalls auf die Form der Klemmgesperre gebracht worden. Die Einrichtung in Fig. 720 erscheint wieder in dem Saladin'schen Klemmgesperre Fig. 732 a. v. S. Der Erfinder nannte den Mechanismus „Einklinkung durch Frik-tion*). Auch auf das Stabgesperre wandte Saladin das Prinzip an, und zwar in der in Fig. 733 dargestellten Form, bei welcher die Ringgestalt der Klinke die Verwandtschaft mit dem Daumengesperre erst bei näherer Analysirung erkennen lässt**). Schon

Fig. 733.

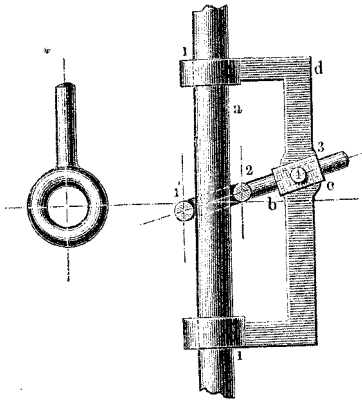
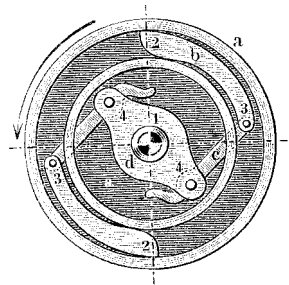


Fig. 734.



Hornblower hatte übrigens 1798 ein Klemmgesperre desselben Prinzips angewandt, s. Fig. 734, nämlich in einer rotirenden Dampfmaschine***).

*) S. Bulletin von Mülhausen, Bd. XII, 1833, S. 296, auch Salzenberg's Maschinendetails.

***) Bei den Ringspindeln haben in neuerer Zeit Vorrichtungen zahlreiche Anwendung gefunden, die mit dem vorliegenden Gesperre aufs engste verwandt sind. Die Klinke *b*, Fig. 732, ist aus dünnem Draht hergestellt und wird bei 4 vom Faden in einem Ohr gefasst. Indem Winkel σ grösser gewählt ist, als die Sperrung erfordern würde, entsteht eine Bremsung, nicht wirkliches Festhalten; vergl. den Eingang von §. 248.

****) Zu einer ähnlichen Aufgabe benutzte Carter noch ein anderes Klemmgesperre. Bei demselben war bei der Wegschaffung eines der

§. 250.

Entlastung laufender Reibungsgesperre.

Das Auslösen eines unter Druck stehenden Reibungsgesperres kann eine bedeutende Kraft erfordern, indem die Backen oder Daumen an den Gleitflächen eine Reibung haben, die mindestens gleich P ist, also auch mit einer ebenso grossen Kraft daselbst P entgegen bewegt werden müssen, wenn die Lösung unter Druck stattfinden soll. Die Lösung ist deshalb unter weit ungünstigeren Umständen zu vollziehen, als bei den Zahngesperren, wo z. B. bei todter Verzahnung nur der f te Theil von P am Sperrpunkte aufzuwenden ist. Man kann die Lösungskraft

Fig. 735.

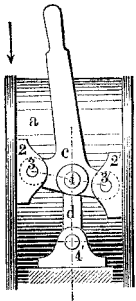
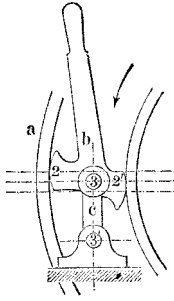


Fig. 736.



dadurch einigermaassen herabziehen, dass man zwei Reibungsgesperre mit einander verbindet, welche entgegengesetzte Schliessungsrichtungen haben, siehe Fig. 735 und 736. Während das Gesperre bei 2 durch die dem Pfeile nach wirkende Richtung geschlossen wird, erfährt dasjenige bei 2' eine Einwirkung auf Lösung. Wegen der Verschiedenheit der Abstände 43 und $43'$ u. s. w.

bleibt ein auf Schliessung wirkendes Moment übrig. Diese Gesperre scheinen neu. Man kann sie Drosselgesperre nennen*).

§. 251.

Ruhende Reibungsgesperre.

Ein ruhendes Reibungsgesperre ist ein solches, bei welchem die Schliesskraft von dem Sinne der durch die Sperrkraft an-

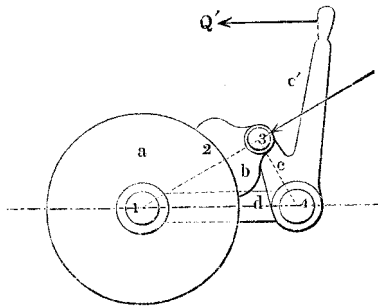
Zwischentheile †) statt des Backens die Klinke beseitigt; siehe beide Konstruktionen in Farey's Steam Engine Taf. XV, Fig. 8 und 9, auch Severin's Abhandlungen S. 141.

*) Es möge bemerkt werden, dass Reibungsgesperre auch in der Natur vorkommen. Mehrere Fische stellen mittelst dreitheiliger Gesperre gewisse Knochengebilde (Stacheln) aufrecht fest und können sie auch niederlegen. S. u. a.: O. Thiele, die Sperrgelenke einiger Welse etc., Dorpat 1879.

†) Kinematisch gesprochen der angewandten „Verminderung“ der Gliederzahl.

gestrebtten Drehung unabhängig ist. Fig. 737 stellt ein solches Gesperre dar. Parallele Achsen 1 und 4, Backen b mit solchem

Fig. 737.



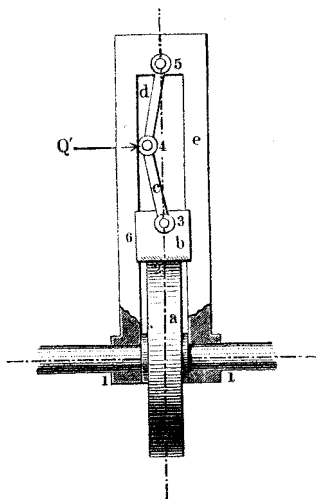
radialen Drucke Q gegen das Sperrad a gepresst, dass bei der Umfangskraft $\pm P$ die folgende Beziehung besteht: $Qf(a + a_1) \geq Pa$, oder:

$$Q \geq \frac{P}{f} \left(\frac{a}{a + a_1} \right) \dots (236)$$

Ist Q kleiner als der Werth zur Rechten, so wird P nur theilweise aufgehoben; es findet Bewegung von a gegen d unter Gleitung

bei 2, mit anderen Worten unter Bremsung statt (vergl. §. 248). Die vorliegende Konstruktion, obwohl sie eine verhältnissmässig grosse Schliessungskraft Q' am Hebel cc' voraussetzt, findet äusserst zahlreiche Anwendung bei den Eisenbahnfuhrwerken, vorwiegend

Fig. 738.



unter Wiederholung (zweifacher Anwendung) von b und c behufs Aufhebung des Achsendruckes und Verminderung der Abnutzung der Backen. Durch Hebelanordnungen mancherlei Art und auch durch andere Mechanismen zieht man bei den genannten wie anderweitigen Benutzungen das Verhältniss $Q' : Q$ herab.

Bei Schränkung der Achsen 1 und 4 entstehen hierbei auf leichte Weise günstige Konstruktionsverhältnisse. Geschränkte Achsenstellung liegt bei dem Schema Fig. 738 vor, wo zugleich durch die Hebelanordnung die Schliessungskraft Q' im Verhältniss zu Q stark herabgezogen wird;

das Hebelwerk 3, 4, 5 ist durch eine Gleisführung 6 vor Seitenpressungen geschützt. Verwandelt man a in ein Hohlrad und macht auch die Berührung bei 1 zu einer solchen im Hohlrad, so werden bei derselben Hauptanordnung die Verhältnisse ganz

besonders günstig. Ein derartiges ruhendes Reibungsgesperre mit Wiederholung ist die früher mitgetheilte Fossey'sche Kupplung, Fig. 452. Ebenso ist die Köchlin'sche Kupplung Fig. 451 ein ruhendes Reibungsgesperre und zwar mit Wiederholung zu 3 und einem Schraubenmechanismus zum Andrücken der Sperrschuhe. Ueberhaupt sind die weiter oben behandelten Reibungskupplungen ausnahmslos aus dem ruhenden Reibungsgesperre gebildet; die verschiedenen in §. 248 besprochenen Mittel zur Verkleinerung des Schliessdruckes und der Abnutzung finden dabei Anwendung und sind auch Gegenstand fortwährender Ausbildung auf dem Erfindungswege.

§. 252.

Spannwerke.

In den vorstehenden Paragraphen haben bei Besprechung der Gesperre die daraus gebildeten Aufhalte- oder Sperrwerke bereits genügende Besprechung gefunden; die anderen fünf Anwendungsarten der Gesperre (vergl. §. 235) bleiben noch zu behandeln, zunächst die Spannwerke.

Damit ein Spannwerk seinen Zweck gut erfüllen könne, ist es mit Einrichtungen zum Auslösen zu versehen. An Geräthen und Vorrichtungen, wo Spannwerke gelegentlich durch Menschenhand auszulösen sind, genügt meist ein griffartiger Fortsatz der Sperrklinke, der Drücker (Gewehrschlösser, Fallwerke etc.). Wo aber die Auslösung in regelmässigen Wiederholungen automatisch zu vollziehen ist, sind besondere Auslöser hinzuzufügen, welche auf den Drücker wirken.

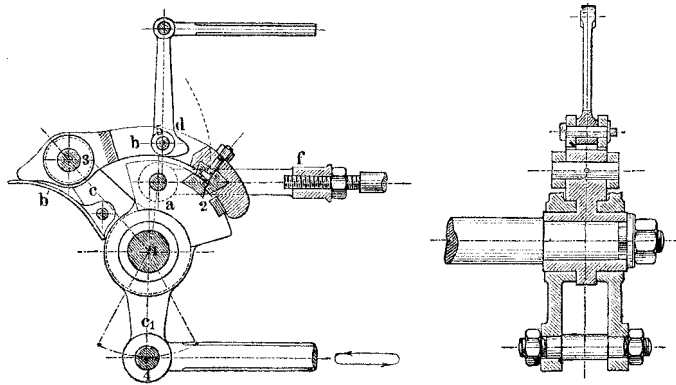
Die Sperrkraft im Spannwerke kann noch insbesondere die Spannkraft genannt werden. Sie wird durch Gewichte, Federn, Dampfpressung, Luftpressung u. s. w. ausgeübt und hat die Aufgabe, das gespannte Stück nach erfolgter Auslösung rasch oder auch langsam fortzubewegen. Eine reiche Auswahl an Beispielen liefern die nach Millionen zählenden Gewehrschlösser, sodann auch die Dampfmaschinen in zahlreichen Steuerungsmechanismen, u. a. denjenigen, zu deren Ausbildung die Corlissmaschine das Signal gegeben, die aber von Sickles*) erfunden worden sind. Es sei hiermit vorgeschlagen, sie Spannwerksteuerungen zu nennen. Bei

*) F. E. Sickles in Providence, V. St., der 1842 sein erstes Patent auf den „Trip cut off“ erhielt.

denselben werden durch Spannwerkklösung Ventile geschlossen; dies soll rasch, aber ohne Stoss geschehen, weshalb Buffer in Hülfe genommen werden. Je nach der Wahl der Spannkraft, des Gesperres selbst, des Drückers, des Auslösers und des Buffers unterscheiden sich die verschiedenen Systeme der Spannwerksteuerungen von einander. Die ursprüngliche Corliss'sche Konstruktion und die ihr bei der Corlissmaschine rasch folgende Konstruktion von Spencer und Inglis werden bei uns kaum noch gebaut; andere Bauarten sind jenen gefolgt, und zwar in grosser Anzahl, was sich leicht daraus erklärt, dass, wie wir gesehen haben, die Zahngesperre in so viele Formen gebracht werden können. Die bereits ausserordentlich grosse Zahl liesse sich noch leicht vergrössern. Einige Beispiele ausgeführter Steuerungen seien vorgeführt.

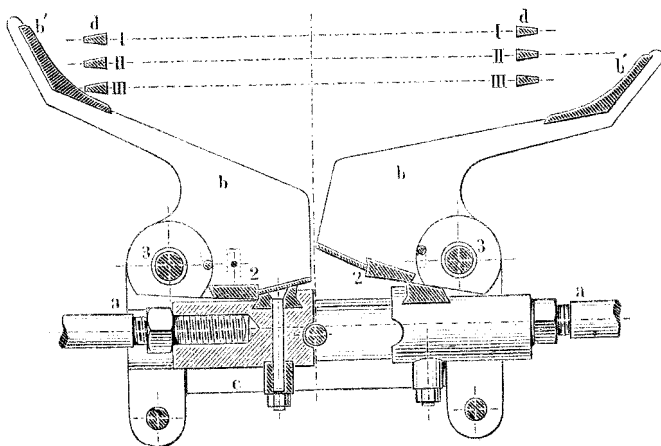
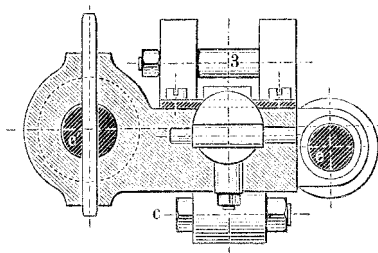
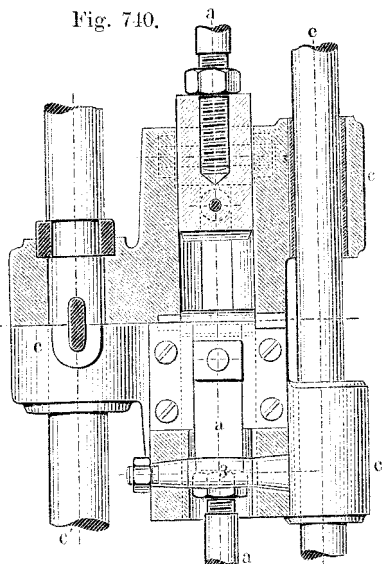
1. *Beispiel.* Spannwerksteuerung von Cail & Cie. in Paris, Fig. 739. *a* gesperrtes oder Spannstück, einzahniger Radsektor, auf der Achse 1 des Drehschiebers befestigt, *b* Sperrklinke, *c* Lenker, auf der Nabe bei *a* frei drehbar, *b'* Schliessfeder, *d* Auslöser. Drücker ist derjenige Theil der Klinke, an welchem der Zapfen 5 des Auslösers angreift. Bei 2 sollte todt

Fig. 739.



Verzahnung sein, ist aber nicht vorhanden, wie der aus 3 beschriebene Kreis erkennen lässt. Die Zähne sind aus Stahl hergestellt und in Rad wie Klinke besonders eingesetzt. Die Spannkraft wird einer Schraubenfeder entnommen, welche vermittelst Koppel *f* zusammengedrückt wird, wenn das Werk vermöge der durch *c*₁ eingeleiteten schwingenden Bewegung gespannt wird. Buffer ist eine von derselben Stange *f* betriebene Kolbenpumpe, welche beim Spannen Luft aufnimmt. Je nachdem der Regulator den Auslöser neigt, tritt die Lösung früher oder später ein.

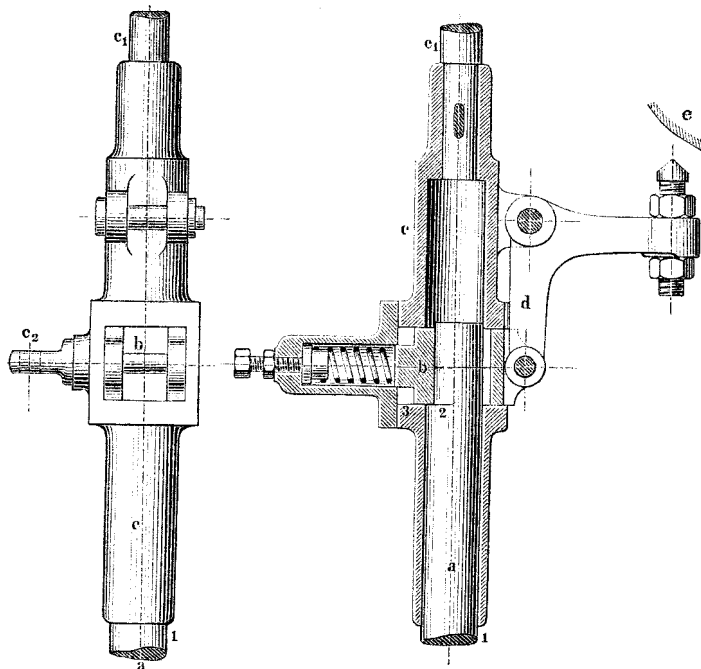
Fig. 740.



2. Beispiel: Spannwerksteuerung von Wannick in Brunn, Fig. 740. Hier liegen die Spannwerke für die beiden flachen Einlasschieber dicht hintereinander, das eine beim Vor-, das andere beim Rückgange des Stückes *c* wirkend. Wir haben Stabgesperre mit Klinke vor uns. Die Schließung der letzteren erfolgt durch ihre Schwere. Die Spannkraft wird durch Dampfdruck ausgeübt, welcher in einem kleinen Hülfszylinder auf einen an *a* befestigten Kolben wirkt; Luftbuffer ähnlich wie vorher. *a* Spannstück, stangenförmig, *b* Klinke, beide doppelt vorhanden; Verzahnung die totte an verstärkten Zahnflächen. *c* Klinkenträger, der vermittelt der Stange *c*, hin- und hergeschoben wird; *d* Drücker, *e* Auslöser, der in drei Stellungen schematisch eingetragen ist, in welche er durch den Regulator gestellt wird; *e* Führungsstange. Die Stange *c* bewegt bei ihrem Hin- und Hergange die auf ihr befestigten beiden Auslasschieber; sie selbst wird von einem Exzenter hin- und hergeschoben.

3. Beispiel. Spannwerksteuerung von Powel in Rouen*), Fig. 741, gebildet aus Stabgesperre mit Riegel. Spannstück ist hier der Riegelträger *c*, in welchem der Riegel *b*, von einer Schraubenfeder angepresst, eingebettet liegt. Die Sperrstange *a* wird durch ein Exzenter auf- und niederbewegt;

Fig. 741.



*c*₂ ist Führung für den Riegelträger *c*. Der Drücker *d* löst früher oder später aus, je nachdem der Regulator den Auslöser *e* stellt. Als Spannkraft wirkt der Dampfdruck auf die weiter oben kolbenartig verdickte Schieberstange *c*₁, welche auch den Kolben eines Luftbuffers an sich trägt.

Die Verwendung der Spannwerke in Dampfmaschinensteuerungen ist an sich schon sehr alt; sie findet sich schon bei der alten Newcomen'schen Pumpmaschine und hat sich bis in die zwanziger Jahre bei der Dampfmaschine überhaupt weiter entwickelt, bei der kornischen Maschine auch bis heute erhalten und sehr ausgebildet. Nur dienten und dienen diese Steuerun-

*) Näheres über dieses wie die vorigen beiden Beispiele in dem vorzüglichen österreichischen Bericht über die Weltausstellung 1878, Abtheilung Dampfmaschinen, von A. Riedler, Wien 1879.

gen, bei welchen vor Hubschluss eines oder mehrere Spannwerke für den Ventilbetrieb gespannt und dabei andere ausgelöst werden (vergl. Fig. 670 und 671) nicht dazu, Ventile zu schliessen, sondern solche zu öffnen. Ausserdem bewirken die Lösungen der Ventilspannwerke auch noch den Richtungswechsel der Kolbenbewegung, während in den obigen Beispielen vorausgesetzt ist, dass der Wechsel der Bewegungsrichtung durch das Kurbelgetriebe bewirkt wird.

Spannwerke, welche den Bewegungswechsel einzuleiten haben, werden auch anderweitig angewandt, z. B. so, dass ein belasteter Hebel bis in eine labile Gleichgewichtslage geführt wird, aus welcher ein kleiner Anstoss ihn links oder rechts heraustreiben und dadurch das Spannwerk lösen kann. Eine beliebtere ältere Form besteht darin, dass der besagte Hebel mit horizontaler Achse, Fig. 742, ein Spanngewicht G an seinem Ende oberhalb

Fig. 742.

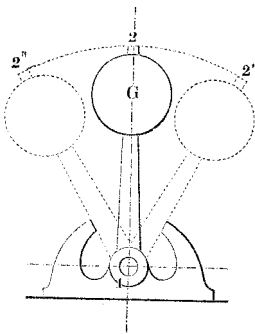
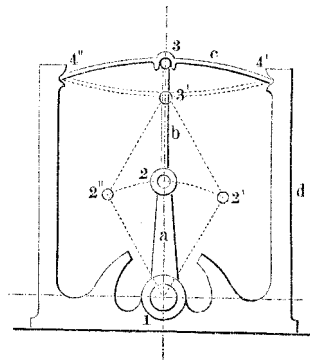


Fig. 743.



der Achse trägt. In der senkrechten Stellung 1. 2 wird der Druck des Gewichtes durch die Achse 1 aufgenommen; die Zapfenreibung bildet dann eine meist genügende Sperrung. In der Mittellage 1. 2 steht der Hebel auf der Kippe, wonach man ihn Kipphebel nennen kann. Anwendungen bei den Wendegetrieben für Hobelmaschinen, Schraubenschneidmaschinen u. s. w.

Eine andere Form des Kipphebels zeigt Fig. 743. Hier wird die Spannkraft durch eine Feder ausgeübt und durch einen Lenker 3. 2 auf 2. 1 übertragen. (Von Ing. Kley bei Wasserhaltungsmaschinen benutzt). Eine dritte Form des Kippspannwerkes ist die, u. a. von Shanks bei Hobelmaschinen benutzte, Fig. 744 a. f. S.

hinrollt und die Schleife im Sinne der begonnenen Drehung noch weiter bis zur Hubgrenze dreht. Die Rolle kann durch eine um 2 drehbare, wie vorhin bei $d d'$ belastete Schwinge b ersetzt werden, siehe Fig. 746, die nach Ueberschreitung der Kipplage $2_0 3_0$ in die Lage $2' . 3'$ fällt und den Hebel a dahin mitnimmt. Die Aehnlichkeit mit dem obigen Kipphebel leuchtet ein. Macht man $3 . 2$ unendlich, d. h. die Schleife gerade, so fallen die beiden Kipplagen zusammen. Hofmann hat gelegentlich seinen Mechanismus als Gesperrwerk wieder vervollständigt, nämlich für die Stellungen bei 3_0 und $3'$ ein Gesperre angebracht, welches den Zapfen 3 auffängt, selbst aber rechtzeitig durch den Katarakt gelöst wird *).

Manchmal ist es erforderlich, ein Spannwerk so einzurichten, dass es mit sehr geringer Kraft ausgelöst werden kann. Man nimmt dann gern ein zweites Spannwerk zu Hülfe, welches an sich leicht auslösbar ist, dessen Spannstück aber bei seiner Lösung durch Schlag oder Stoss den Drücker des Hauptspannwerkes in Bewegung setzt. Das Ganze bildet dann ein Spannwerk höherer, hier zweiter Ordnung. Vergl. die Schlösser der Scheibenbüchsen, wo der Drücker des Hilfsspannwerkes der Stecher heisst **). Auch in Maschinen des Spinn- und Webefaches kommen Spannwerke höherer Ordnung zur Verwendung (Jacquard-Stuhl). Ferner bilden die Treibgewichte der Wand- und Thurmuhren mit ihren Walzen und Gesperren ebenfalls Spannwerke, ebenso die Federn („Zugfedern“) der Wand- und Taschenuhren. Auch der Betrieb der Laufwerke an Morsetelegraphen und vielen anderen Vorrichtungen geschieht durch Gewichts- oder durch Federspannwerke. In allen diesen zuletzt angeführten Fällen ist die durch das Spannwerk bewirkte Fortbewegung eine langsame. Weiter unten davon noch mehr.

§. 253.

Fangwerke.

Fangwerke können in mancherlei Maschinen benutzt werden ***), ihre hauptsächlichste Anwendung finden sie aber bei

*) Zeitschr. des Vereins deutscher Ingenieure 1860, Bd. IV, S. 209 ff.

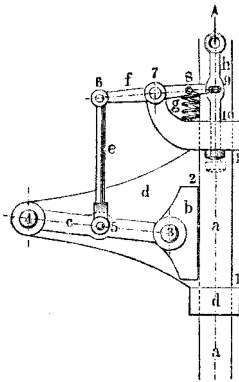
***) Die Stecherschlösser waren schon vor Jahrhunderten bei den Armbrüsten in Gebrauch, und zwar in sehr feinen Ausführungen. Da Bogen und Sehne etc. an der Armbrust schon ein Spannwerk bilden, so ist die mit Stecherschloss versehene Armbrust ein Spannwerk zweiter Ordnung.

****) Vergl. z. B. die letzte Anmerkung in §. 251.

Maschinen zum Heben und Senken von Lasten, insbesondere den Schachtaufzügen, Fahrstühlen u. s. w., um daselbst bei allfälligem Seilbruch das Fallen der Last zu verhüten. Man hat bisher meines Wissens sein Augenmerk nicht darauf gerichtet, dass die Fangvorrichtungen der Gruben- und anderen Aufzüge nichts anderes sind, als besondere Benutzungen der Gesperre; das Voraufgehende lässt aber erkennen, dass dem so ist und dass die Uebersichtlichkeit der zahlreichen hier in Betracht kommenden Konstruktionen durch diese Auffassung sehr gewinnt. Hier kann allerdings nur in grösster Kürze auf die Vorrichtungen eingegangen werden.

Als Schema der Fangwerke für Aufzüge kann ein Stabgesperre gelten, Fig. 747, bei welchem der Sperrstab *a* fest auf-

Fig. 747.



gestellt, das belastete Stück *d* der zu sperrende Theil ist und die Klinke *c* mit Backen *b* durch einen Auslöser *f* ausgerückt gehalten wird, so lange das Zugkraftorgan *g* gespannt ist; im anderen Falle lässt der Auslöser *f* mittelst der Verbindung *e* die Schliessvorrichtung *g* zur Wirkung kommen, welche dann das Gesperre schliesst. Wird Zahn- statt Reibungsgesperre angewandt, so fehlt der Backen *b*. Je nachdem die Theile *a* bis *h* angeordnet und konstruktiv hergestellt sind, unterscheiden sich die verschiedenen Arten oder Systeme der Fangvorrichtungen,

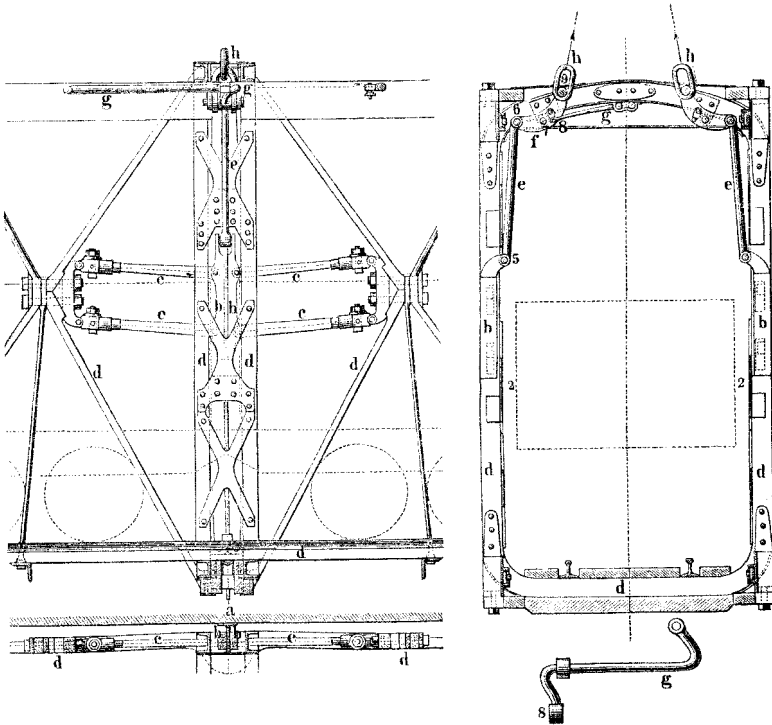
welche die Praxis jetzt benutzt oder nur versucht hat. Man übersieht alsbald, dass die Abänderungen zahlreich sein müssen, da die Gesperretheile, wie nachgewiesen, in so mannigfacher Weise gestaltet werden können.

Eine Zusammenstellung der eingeführten wie der vielleicht bloss vorgeschlagenen Systeme hat der Verein für Gewerbefleiß im Jahre 1879 veröffentlicht*). Auf dieselbe kann hier wegen Einzelheiten verwiesen werden. Ueber 80 Fangvorrichtungen werden daselbst beschrieben. Der überwiegenden Zahl nach haben

*) Berliner Verhandlungen 1879, S. 345: Gekrönte Preisschrift von Dr. F. Nitzsch über Fangvorrichtungen an Bergwerksförderungen etc. Vergl. auch: Maiss, Beschreibung der Fangvorrichtungen etc. in der berg- und hüttenmänn. Z. 1879, S. 361 ff.

die Konstruktionen mehr den Charakter derber Nothbauten, als denjenigen von ausgebildeten Maschinenwerken. Als Sperrstab werden vielfach die Zimmerhölzer des Schachtausbaues, meistens indessen die Schachtlatten oder Führungsbäume, in einigen Fällen auch senkrecht gespannte Leitseile benutzt. Die Reibungsgesperre überwiegen an Zahl; Klemmgesperre nach Art der in Fig. 724 dargestellten sind häufig, dabei meist das Rahmachten

Fig. 748.



der Klemmdaumenflächen bis zur Zähnelung oder Zahnung getrieben. Unter den wenigen der in der Abhandlung dargestellten Vorrichtungen, welche mit der der Aufgabe heute gebührenden konstruktiven Sorgfalt durchgearbeitet sind, steht diejenige von Hoppe oben an. Bei ihr sind die in §. 248 behandelten Prinzipien als durchgeführt deutlich erkennbar. Das eigentliche Fangwerk derselben, deren an jeder Flanke des Förderkorbes eines angebracht ist, stellt Fig. 748 dar.

Das benutzte Reibungsgesperre ist das in Fig. 713 vorgeführte mit Wiederholung zu 4 (zusammen also 8). Als Sperrstäbe dienen die Schachtlatten oder Leitschienen a , aus T-Eisen hergestellt und stark und genau verlascht. Bei 1 Führungsprismen zwischen d und a (Schachtführungen); bei 2 greifen die stählernen, gehärteten Doppelbacken b, b an, welche bei 5 gemeinschaftlich an den Einrücker e gebolzt sind. Die Schliessfeder g ist eine Torsionsfeder (vergl. VII, S. 64, auch Fig. 9, S. 68), sie ist am Dache des Förderkorbes bei gg befestigt und wirkt durch Vermittlung des Auslösers f bei 8 auf die Einrückstange e oder 6 . 5 ein, sobald die bei 9 angreifende Kraft der Zwisselkette den Auslöser f nicht mehr nach oben zieht.

Die genaue Einstellung der Klinkenlänge 3 . 4 geschieht durch die bei c angebrachte Keilvorrichtung. Hoppe hat festgehalten, dass der Winkel σ [vergl. (237)] nicht unter eine gewisse Grenze gehen dürfe, solle der Druck nicht das Gestell d sprengen oder doch bleibend verdrücken und hat deshalb in den Ständern d Hubbegrenzungen für die Klinken c angebracht. Die Längen 3 . 4 richtet er so, dass unter Berücksichtigung der elastischen Nachgiebigkeit des Fachwerkes dd die Gesamtreibung bei 2 . 2 etwa das Doppelte der Förderlast beträgt. (Nach eingetretener Abnutzung hat entsprechende Nachstellung bei c stattzufinden.) Vermöge dieser Einrichtung wird der fallende Förderkorb nicht stossweise plötzlich aufgefangen, was ihn sehr leicht zu Bruche führen würde, sondern durch Bremsung verzögert bis zum Stillstande; weshalb die Vorrichtung als Fallbremse wirkt und auch so benannt worden ist. Sie hat sich vorzüglich bewährt.

Würde die vom Verfasser angegebene Einrichtung aus Fig. 717 bei 3 angewandt, so wäre σ im Voraus und konstant festzustellen. Bei Verwendung von gewöhnlichen Vignolschienen für die Leitbäume könnte man auch noch die Keilwirkung benutzen (Fig. 718), indem man die Backen b beiderseits an den Schienenkopf greifen liesse. Es ergäbe sich dann eine weit geringere Beanspruchung des Fachwerkes d .

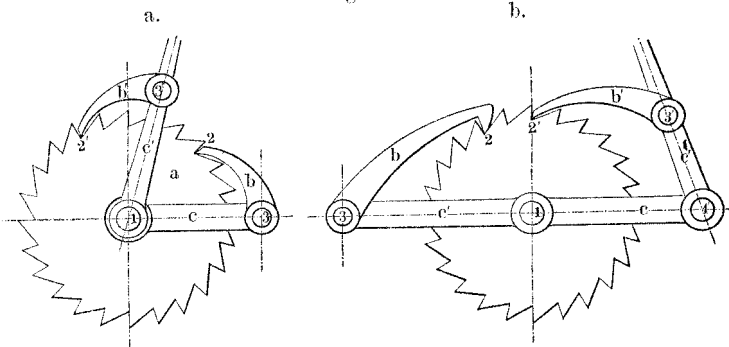
Die Bremsapparate der Eisenbahnzüge sind ebenfalls Fangwerke. Auch bei ihnen muss der Stoss, welcher plötzlichen Stillstand herbeiführen würde, aus denselben Gründen, die Hoppe für das Schachtfangwerk anführt, vermieden werden. Wenn die Laufräder bis zum Festhalten gebremst sind, üben die Radreifen auf den Schienen Bremswirkung aus wie hier die Backen b .

§. 254.

Schaltwerke aus laufendem Zahngesperre.

Durch geeignete Anordnung und Betriebseinrichtung von Gesperren lassen sich Schaltwerke, d. i. Mechanismen für absetzend fortschreitende Bewegung, erzielen. (§. 235, Nr. 4.) Die Verbindung zweier laufenden Gesperre gleicher Art, die auf ein und dasselbe Rad wirken und von denen das eine auf den Lenker *c* gestellt, das andere um die Achse 1 schwingend bewegt wird, Fig. 749, liefert ein allbekanntes Schaltwerk. 3. 2 ist dann

Fig. 749.



die Sperrklinke, 3'. 2' die Schaltklinke. Ein Hub der Schaltklinke von 1 bis nahe 2 Theilungen gibt 1 Theilung Vorschub, ein Hub von 2 bis nahe 3 Theilungen gibt deren 2 u. s. w.; im allgemeinen also beträgt der Vorschub bei regelmässigen Schwingungen von *c* stets ganze Theilungen.

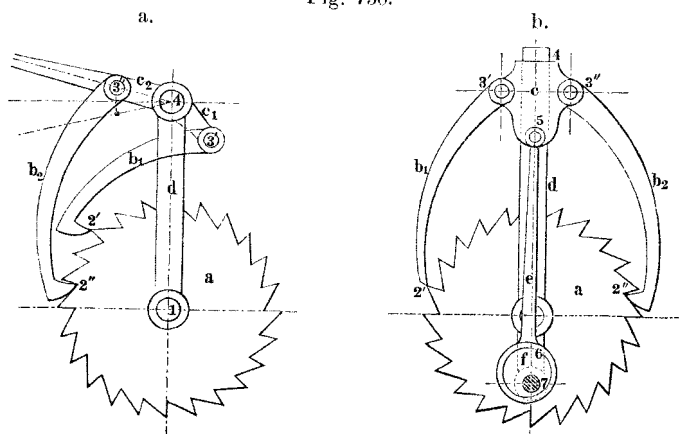
Legt man diesem Schaltwerk Theilgesperre nach §. 242 zu Grunde, so können Vorschübe von $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{4}$ u. s. w. Theilungen und Vielfache derselben erzielt werden, wie u. a. bei den Sägegattern sehr gebräuchlich ist. Wenn man den Lenker *c* der Schaltklinke um eine ausserhalb 1 gelegene Achse 4 schwingen lässt, Fig. 749 b., so findet beim Schalten an der Eingriffsstelle 2 Relativbewegung zwischen Klinke und Rad statt, während in der Anwendungsform *a* zwischen Schaltklinke und Rad beim Schalten keine Bewegung, also auch keine Abnutzung entsteht.

Man kann nun die beiden Gesperre auch noch anders verbinden, z. B. so, dass beide Klinken schalten. Richtet man es so

ein, dass dies abwechselnd geschieht, siehe Fig. 750 a., so entsteht Vorschub bei jeder halben Schwingung der verbundenen Lenker c_1 und c_2 ; man erhält die Doppelschaltung oder sogenannte Lagarousse-Schaltung*). Dieselbe lässt sich noch auf mancherlei Art einrichten, u. a. auch so wie Fig. 750 b. zeigt. Gibt man den Klinken einen Hub, der < 1 und $> 1/2$ Theilung ist, so beträgt der Fortschritt des Rades bei jeder ganzen Schwingung 1 Theilung; bei jeder halben Schwingung können somit Vorschübe von $1/2$ Theilung und Vielfachen davon erzielt werden. Auch Theilgesperre lassen sich hier wieder verwenden (Furniersägen).

Stellt man bei der Einrichtung Fig. 750 a. den Hebel $c_1 c_2$ fest, lässt dann aber das Verbindungsstück d um die Achse 4 mit

Fig. 750.



dem früheren Schwingungswinkel schwingen**), so geht das Radmittel hin und her, das Schalten findet aber wie früher statt. Thompson hat ein solches Schaltwerk bei einem Telegraphenapparat benutzt.

Auch aus einem einzigen laufenden Gesperre lässt sich ein Schaltwerk bilden und zwar unter Benutzung des Rückfalls der Radzähne bei gleichzeitiger Erzielung vollständig zwangläufiger Bewegung. Dies ist u. a. gezeigt worden von Gebr. Mauser in Oberndorf, die ein derartiges Schaltwerk an ihren Revolvern und

*) Nach dem Erfinder, Herrn de la G. oder de La Garousse benannt und schon im Jahre 1737 bekannt. (Bélicor, Arch. hydraulique.)

**) Gewöhnliche kinematische Umkehrung.

Revolverbüchsen benutzen. Fig. 751 stellt das Mauser'sche Schaltwerk dar. Dasselbe ist aus dem Krongesperre gebildet, vergl. Fig. 677 und 678. *a* Schaltrad, *b* Schaltklinke, mit Gelenk 3 am Schieber *c* angebracht, *d* Gestell. Das Zackenprofil ist rinnenförmig in das Kronrad eingeschnitten, eine Kante parallel der Achse, die andere geneigt dazu oder schraubenförmig und zwar so, dass der Stützwinkel $\sigma < 90 - \varphi$ und $> \varphi$ ist [§. 237, Fälle (4) und (5)]. Die Klinkenhebung bewirkt deshalb Rückfall

Fig. 751.

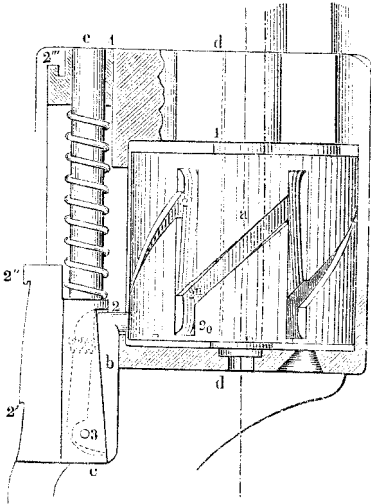
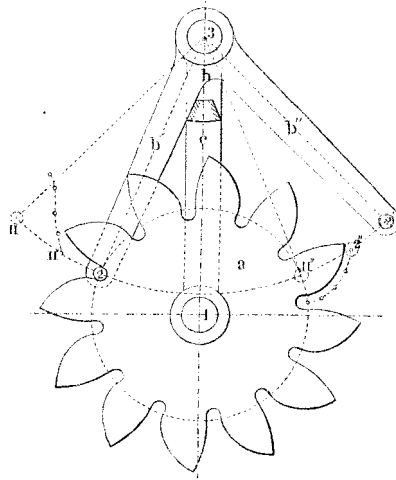


Fig. 752.



des Rades. Zu bemerken ist noch, dass bei 2' und 2'' Stufen im Grund der zackenförmigen Rinne liegen, von welchen beim Fortschreiten der Klinke in der angegebenen Pfeilrichtung die Klinkenspitze jedesmal herabfällt und dadurch verhindert wird, in die verlassene Rinne zurückzukehren*).

Aus dem laufenden Ankergesperre Fig. 682 hat man ebenfalls ein Schaltwerk gebildet, Fig. 752, wobei abermals die Bewegung durch Rückfall des Rades bei Hebung der Klinke nach innen bewirkt wird; die beiden letzten Schaltwerke sind somit als rückfallende Schaltungen zu bezeichnen. *a* Schaltrad, *b* *b'* Schaltanker. Wird dieser in die punktirte Stellung gedrängt, so

*) Bei Mauser fehlt die Stufe 2' als erlässlich, da die Klinke *b* beim Rückgang von oberhalb 2' nach 2₀ hin durch die Schlagfeder schnell an dem Punkt 2' vorbeigeführt wird.

Reuleaux, Konstrukteur.

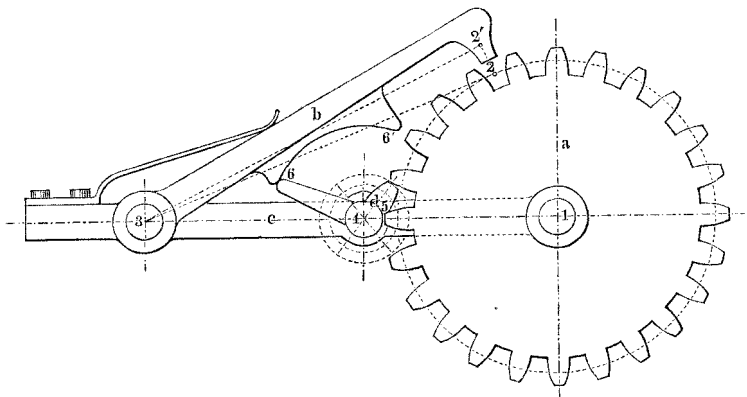
treibt er das Rad um $\frac{1}{2}$ Theilung zurück, wobei Punkt 2' nach II und Punkt 2' nach II'' gelangt. Zurückschwingung des Ankers in die ausgezogene Lage bringt eine neue Fortschreitung um $\frac{1}{2}$ Theilung hervor. Da beim Beginn des Ankerschwunges das Rad, wenn für Rechtsdrehung belastet, vorwärts zu laufen beginnt, muss das Schwingen des Ankers schnell geschehen — derselbe muss geschnellt werden — damit die beabsichtigte Bewegung eintritt. Hierfür muss Vorsorge bei der Bewegungseinleitung in den Anker getroffen sein. (Elektromagnetische Einwirkung auf den Anker.)

§. 255.

Schaltwerke aus ruhendem Zahngesperre.

Wollte man mit ruhendem Gesperre nach der bei Fig. 749 besprochenen Methode verfahren, so müsste man noch Theile anbringen, welche abwechselnd die Klinken aushöben und wieder einlegten. Einfacher gelangt man aber zum Ziel, wenn man das Schalten durch einen rotirenden Zahn bewirkt und mit diesem einen Auslöser für die Sperrklinke verbindet, Fig. 753. Bevor

Fig. 753.



der Schaltzahn 5 angreift, beginnt schon der Auslöse-daumen 6 die Klinke *b* zu heben; auch lässt er sie in die benachbarte Lücke treten, ehe der Schaltzahn die Zahn-lücke ganz verlassen hat. Gewöhnliche Verzahnung reicht meistens aus. Genauer ver-fahrend kann man todte Verzahnung hinzuziehen, Fig. 754, welche

vor dem Eintritt des Schaltzahnes 5 in die Lücke das Vorausgehen, und nach dem Verlassen des Eingriffs das Rückfallen des Rades so lange hindert, bis die Sperrklinke genügend tief eingetreten ist.

Auf einen Schaltstab angewandt, erhält diese Verzahnung die folgende Form, Fig. 755. Hier ist ausserdem der runde Triebstock des Schalters durch ein mit mehr Punkten anschliessendes

Fig. 754.

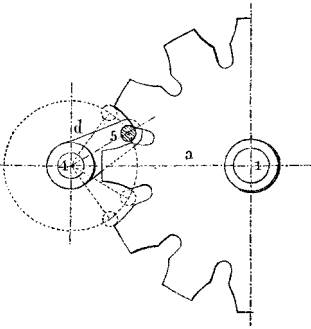
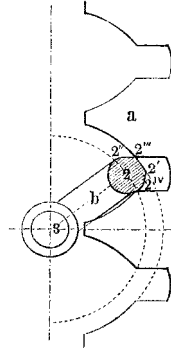


Fig. 755.



Profil ersetzt; $2'2'''$ Kreisbogen aus $3, 2''2'''$ und $2'2''$ Kopfbahnen (vergl. §. 203) der Eckpunkte der Zahnücke.

Wendet man die Cylindergesperre aus Fig. 696 u. ff. an, so kann die Zahl der Theile um 1 vermindert, nämlich der Schaltzahn mit der Sperrklinke unmittelbar verbunden werden. Der dann entstehende Mechanismus, siehe Fig. 756 bis 758 a. f. S., führt verschiedene Namen: Malteserkreuz nach der Form des Rades bei $3 = 4$, Genfer Gesperre nach seinen Anwendungen in Spiel- und anderen Uhren, wo behufs Hubbegrenzung einer der Radausschnitte gefüllt ist, vergl. die Punktirung bei Fig. 756, Sternrad nach einem anderen Vorschlag*), Einzahnrad nach Redtenbacher. Letztere Bezeichnung ist nicht empfehlenswerth, da die allgemeinere Form, Fig. 758 a. f. S., mehrere Zähne im treibenden Rad zulässt; ein zweiter Zahn ist auch in Fig. 756 punktiert angedeutet.

Dieses Cylinderschaltwerk lässt sich noch mannigfach abändern**). Eine interessante Anwendung davon hat Ingenieur

*) Aster über Sternräder, Polyt. Zentral-Blatt 1864.

***) Eine Reihe von Variationen im kin. Kabinet d. königl. techn. Hochschule in Berlin.

Brauer in seinen „Hemmrädern“*) gemacht, siehe Fig. 759. *a* treibendes oder schaltendes, *b* getriebenes Rad. Es findet nach

Fig. 756.

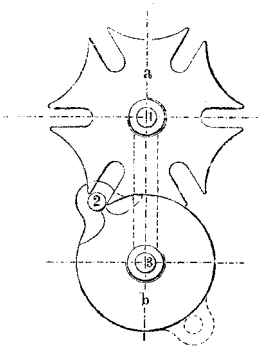


Fig. 757.

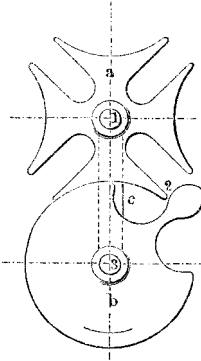
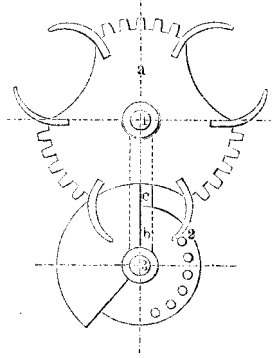


Fig. 758.



Durchlaufung jeder einzelnen Theilung des treibenden Rades ruhende Sperrung während eines kleinen Theilungsbogens (etwa $\frac{1}{3}$ Theilung) statt. Die Scheitel der Zähne des treibenden Rades

Fig. 759.

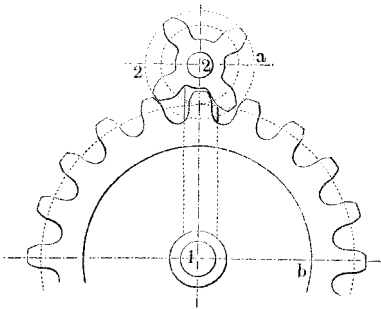
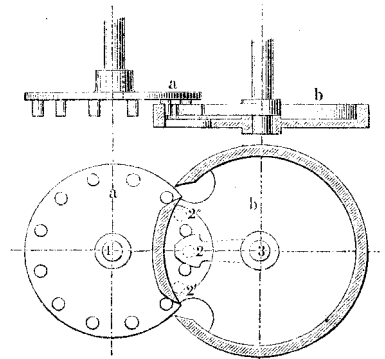


Fig. 760.



bilden die erforderliche tote Verzahnung, entsprechen also dem Ruhebogen des einzahnigen Rades, Fig. 756.

Fig. 760 Cylinderschaltwerk aus dem Gesperre Fig. 700, an

*) D. R.-P. 5583, 1878. Geeignet sind die „Hemmräder“ für manche Windwerke, indem sie die Anbringung besonderer Gesperre entbehrlich machen. — Andere hübsche Anwendung des Cylinderschaltwerkes in Sambon's Kettenaufzug, siehe Mining und scientific Press, 1884, S. 161.

englischen Gasmessern im Zählwerk benutzt *). Fig. 761 Schraubenschaltung, gebildet zu denken aus dem Gesperre Fig. 702

Fig. 761.

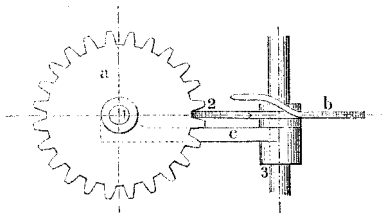
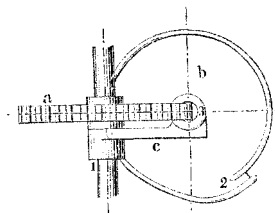


Fig. 762.



durch Einschubung eines kleinen Stückes schraubenartiger Kurvenleiste. Fig. 762 Spiralschaltung, gebildet aus dem Gesperre Fig. 704 durch Einschubung eines kurzen Abschnittes einer spiralartigen Kurvenleiste.

§. 256.

Schliesswerke.

Zu den Schliesswerken, als Gesperrvorrichtungen zur Herstellung leicht lösbarer und dennoch den aufzunehmenden Kräften gegenüber völlig widerstandsfähigen Verbindungen (§. 235, Nr. 5) sind die lösbaren Wellenkupplungen zu zählen, wie sich im Verlaufe der vorstehenden Untersuchungen bereits erkennen liess. Auch die Kupplungen der Eisenbahnfahrzeuge gehören hierher; sie unterscheiden sich von den Wellenkupplungen dadurch, dass sie eine grössere Beweglichkeit in den die Verbindung direkt vermittelnden Theilen haben müssen. Es liesse sich übrigens auch rechtfertigen, die lösbaren Kupplungen insgesamt als eine besondere aus dem Gesperre zu bildende Mechanismenklasse aufzufassen.

An Handfeuerwaffen kommen Schliesswerke vor, angebracht, um das Auseinandernehmen der Schlösser zu erleichtern, unbeabsichtigtes Losdrücken unschädlich, bezw. unausführbar zu machen u. s. w. Die hohe Verfeinerung, welche die Schlossmechanismen dieser Waffen in den letzten Jahrzehnten erfahren haben, beruht überhaupt grösstentheils auf der Anwendung

*) Kin. Kabinet d. königl. techn. Hochschule in Berlin.

geeigneter Gesperre. Um dies deutlich zu machen sei hier ein vollständiges Beispiel, freilich ohne Abbildung, vorgeführt.

1. Beispiel. Der vortreffliche Mauser'sche Revolver, welcher unbestreitbar eine der ersten Stellen unter den Faustfeuerwaffen einnimmt, besteht, wie eine Reihe anderer, in seinem mechanischen Theil aus zwei Vorrichtungen, der einen zum Abfeuern, der anderen zum Herauschaffen der Patronen oder der leeren Hülsen aus der Kammer. Wir wollen die erstere die Schussmechanik, die andere die Entlademechanik nennen. (Bei dem Repetirgewehr oder Mehrlader kommt noch eine Lademechanik hinzu.)

A. Schussmechanik.

Sie besteht aus Drehkammer, Lauf, Hahn mit gerader Triebstange, Feder, Drücker und Nebentheilen, alles vereinigt zu folgenden Mechanismen:

1) Hahn mit Federstange und Drücker in Spannrast = Spannwerk aus Stabgesperre (nach Fig. 659).

2) Federstange mit Drücker in Ruhrast = Schliesswerk für den Drücker aus Stabgesperre (im übrigen nach Fig. 664).

3) Federstange nebst Klinke mit Drehkammer = Schaltwerk aus laufendem Krongesperre mit Riegel (Fig. 751), zugleich in den beiden Endstellungen ruhendes Sperrwerk für die Drehkammer.

4) Sicherheitsklinke mit Drehkammer = Schliesswerk aus ruhendem Gesperre (im übrigen wie Fig. 677).

5) Drehkammer mit Sicherheitsklinke = Sperrwerk, der letzteren Hub begrenzend.

6) Kippgesperre an der Sicherheitsklinke = Sperrwerk für deren drei Hauptstellungen (nach Fig. 669).

7) Vorreiber an der Hahnachse = Schliesswerk aus ruhendem Gesperre (nach Fig. 695).

8) Drückerbügel mit dem ihn befestigenden Stöpsel = Schliesswerk aus ruhendem Gesperre.

9) Genannter Festhaltungsstöpsel mit Drücker = Schliesswerk für den Stöpsel, aus ruhendem Gesperre.

10) Gezogener Lauf mit Geschoss = Schraubenmutter mit Schraubenspindel, ein Führungs- oder Leitwerk zu nennen.

B. Entlademechanik.

Dieselbe besteht aus einem axialen Entladungsschieber, welcher die Patronenhülsen unter deren Rand fasst, und sie herauszuheben bestimmt ist, bewegt mittelst Zahnbogens von einem um eine Achse drehbaren Griff, der in einem Ring endigt, hier Ringgriff geheissen, sodann verschiedenen Gespertheilen. Es sind folgende Mechanismen gebildet:

11) Entladungsschieber mit Zahnbogen am Ringgriff = Schiebwerk aus Trieb und Zahnstange (Fig. 581).

12) Achse der Drehkammer durch Gesperre am Herausgehen gehindert = Schliesswerk aus laufendem Stabgesperre (Fig. 695).

13) Ringgriff hält mit ruhendem Gesperre Lauf und Kammerlager zusammen = Schliesswerk aus ruhendem Gesperre (Fig. 654).

14) Ringgriffachse wird durch Achse der Sicherheitsklinke ruhend gesperrt = Schliesswerk nach (Fig. 701), bildet mit (13) zusammen ein Schliesswerk zweiter Ordnung.

15) Ringgriffachse sperrt nach Zurückschlagung des Ringgriffes die Achse der Sicherheitsklinke = Schliesswerk aus ruhendem Gesperre, bildet mit (4) ein solches zweiter Ordnung.

16) Sicherheitsklinke sperrt als Vorreiber die Achse des Ringgriffes in axialer Richtung = Schliesswerk (nach Fig. 695), bildet mit (4) zusammen ein Schliesswerk zweiter Ordnung.

17) Ringgriffnabe sperrt die Achse der Sicherheitsklinke = Schliesswerk (nach Fig. 695), bildet mit (4) ein solches zweiter Ordnung.

Gemäss dieser Analyse sind im Mauser-Revolver 17 Mechanismen vereinigt; sie sind aus 26 Stücken gebildet. Die Mechanismen sind: 1 Spannwerk, 1 Schaltwerk, 2 Sperrwerke, 11 Schliesswerke, dabei 4 von zweiter Ordnung, 1 Leitwerk, 1 Schiebwerk (Entladungsschieber). Hiernit ist der mechanische Apparat der vorliegenden Feuerwaffe dargelegt, sowohl nach den Zwecken, als nach der Zusammensetzung. (Vergl. indessen noch S. 260.)

Eine sehr wichtige Verwendung finden die Schliesswerke im Eisenbahnwesen in den Weichenstellvorrichtungen, namentlich in den sogenannten Zentralweichenstellungen, welche, durch Saxby und Farmer eingeführt, bei uns durch Henning, Büsing u. A. noch weiter ausgebildet worden sind. Die hier angewandten Schliesswerke sind meist sehr hoher Ordnung, zehnter, zwölfter und oft noch weit höherer, indem sie so kombinirt sind, dass gewisse Weichen- und Signalzüge erst alle passend gestellt sein müssen, ehe die Lösung des letzten Sperrwerkes und damit die letzte Signaleinstellung ausführbar wird. Bei dem von Siemens und Halske hoch ausgebildeten „Blocksystem“ für Weichenstellung sind elektrische Apparate zum Geschlossenhalten, bezw. Freimachen der Schliesswerke der Weichen angewandt; hier sind Spannwerke und Schliesswerke höherer Ordnung kombinirt.

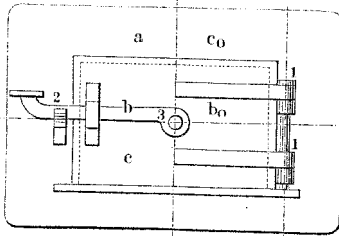
Geradezu unzählbar ist sodann die Menge der Anwendungen, welche die Schliesswerke in den Schlössern, nämlich den Verschlüssen von Thüren, Thoren, Schränken, Laden, Kasten u. s. w. finden. Die Ausführung geht von der Schlichtheit roher Holzkonstruktionen bis zur höchsten Verfeinerung der genauesten Maschinenarbeit, ausserdem verläuft sie historisch wie ethnographisch bis zu den Grenzen des Gebietes der mechanischen Vorkehrungen.

Eine Thürvorrichtung selbst ist an sich schon ein Gesperre (Stück *b* Thür, Stück *c* das Geschränke, Stück *a* das Körperliche, dessen Durchgang verhindert werden soll); die in Angeln gehenden Thüren sind laufende, die Schiebethüren ruhende Ge-

sperre. Ein einfaches Schloss mit Klinke, wie das der Kesselofenthür in Fig. 763, bildet, mit der Thür verbunden, einen Ausschnitt etwa aus einem laufenden Krongesperre, bei welchem die Schlagleiste eine Hubbegrenzung zwischen b und c bewirkt. (In ihrer Eigenschaft als Gespertheile sind Thür und Geschränke noch mit b_0 und c_0 bezeichnet.)

Die Thür mit Schieberriegel, auch dem „Nachriegel“ der gewöhnlichen Zimmerthürschlösser, bildet einen ähnlichen Ausschnitt, aber aus einem ruhenden Gesperre genommen.

Fig. 763.



Bei den Schlössern mit Schlüssel ist dieser der Auslöser der Gesperre; sehr häufig dient er auch ausserdem noch als der Schalter für den Riegel. Schlüssel und Gesperre werden, je sicherer das Schloss sein soll, mit um so grösserer Klügelei so

eingerrichtet — das „Eingerichte“ —, dass komplizierte Formeinzelheiten an den auslösenden und schaltenden Flächen erforderlich sind, um den Auslöser wirksam zu machen. Einige wichtige Schlosssysteme seien in Kürze hier vorgeführt.

2. *Beispiel.* Der Schliessriegel des gewöhnlichen sogenannten französischen Schlosses, Fig. 764, hat die Einrichtung eines Schaltwerkes aus

Fig. 764.

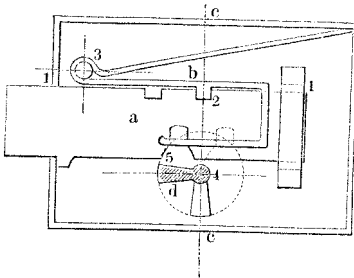


Fig. 765.

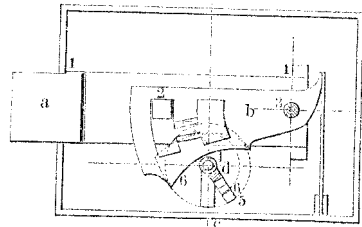


Fig. 753. Der Riegel ist das in einen Schaltstab übergegangene Schaltstück a , die „Zuhaltung“, die Sperrklinke b , oft wie hier mit ihrer Schliessfeder aus demselben Stück hergestellt (Blattgelenk), der Schlosskasten ist das Verbindungsstück oder Gestell c , der Schlüssel der Auslöser und Schalter d . Die üblichen Zimmerthürschlösser mit „Schliessfalle“, Schliessriegel

und Nachriegel vereinigen also in sich ein laufendes und zwei ruhende Gesperre; eines derselben, der Schliessriegel, ist noch mit einem ruhenden Schaltwerk, also einer vierten Gesperranwendung ausgerüstet, welche mit ihm ein Gesperre zweiter Ordnung bildet. Bei einer Flügelthür kommen noch zwei Gesperre in Gestalt der stehenden Thürriegel hinzu.

3. Beispiel. Bei dem Chubbsschloss, Fig. 765, welches bloss als Schrankschloss gedacht sei, bildet zunächst wieder der Schliessriegel mit der Thür und dem Rahmen ein ruhendes Gesperre nach Fig. 691. Sodann ist der Schliessriegel gesperrt mit mehreren, z. B. sechs Präzisionsperrklinken nach Fig. 706 und wird vor oder rückwärts bewegt durch ein Schaltwerk nach Fig. 755, wobei der Schlüssel (der entfernbare Auslöser und Schalter) die Achse 4, den Schaltzahn 5 und so viele Auslösedannen 6 aufweist, als Sperrklinken vorhanden sind. Das Ganze ist ein Gesperre zweiter Ordnung mit Präzisionsgesperre in Wiederholung, hier zu 6.

4. Beispiel. Anders ist das Bramahschloss, Fig. 766 a. und 766 b., gebaut. Hier ist zunächst der Schliessriegel wieder Schaltstab aus dem ruhenden Cylinderschaltwerk nach

Fig. 766 a.

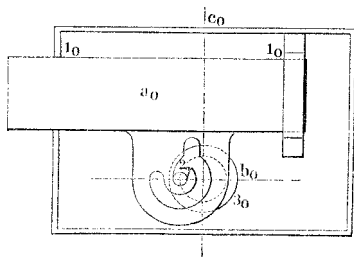
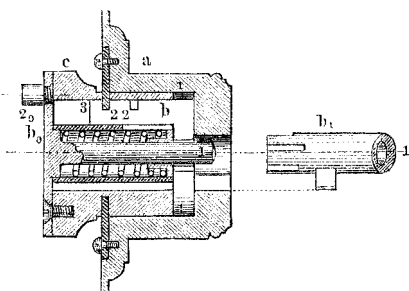


Fig. 755, wird aber nicht wie vorhin durch eine besondere Klinkenanordnung, sondern vermöge der angewandten todten Verzahnung durch den Schalter gesperrt. Der Schalter seinerseits ist durch ein Krongesperre mit Riegeln nach

Fig. 707 gesperrt und zwar mit Wiederholung zu 6 bis 8 (hier 5). Die Scheibe an a, welche die Zahn-
lücken 2 aus Fig. 707 enthält, und zwar mit innerer Verzahnung, ist

Fig. 766 b.



zweithellig hergestellt und in die Ringkerbe an c eingelegt, um alsdann an a festgeschraubt werden zu können. Der Schlüssel ist mit einem prismatischen

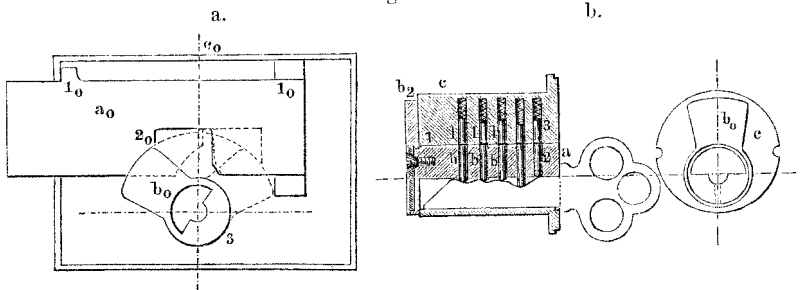
Mitnehmer für den im Schloss stets verbleibenden Schalter und mit den Auslösern für die sperrenden Riegel versehen. Das Ganze ist hiernach ein Schliesswerk dritter Ordnung mit wiederholtem Präzisionsgesperre an dem Schalter; der Schlüssel ist Auslöser und Mitnehmer des Schalters. Die um den Kernzapfen gelegte Schraubenfeder treibt die Riegel b stets nach aussen und bildet ausserdem mit

5. Beispiel. Das Yaleschloss, Fig. 767 a. und b. (a. f. S.), hat ebenfalls einen im Schloss verbleibenden Schalter aus dem Cylinderschaltwerke. Er ist durch Präzisionsgesperre mit Wiederholung nach Fig. 706 (b unendlich lang, d. i. in Riegel übergegangen) gesperrt. Auch hier liegt somit ein Schliesswerk dritter Ordnung vor. Der Schlüssel löst die den Schalter

sperrenden, in Wiederholung angewandten Präzisionsriegel aus und ist wegen seiner plattenförmigen Gestalt (Prisma) zugleich Mitnehmer für den Schalter. Die Figur lässt die geschickte Befestigung des Schalters b_0 an dem Sperrstück a erkennen.

Die sogenannten Kombinationsschlösser sind Schliesswerke mit Präzisionsgesperren, deren Klinken oder Riegel nicht mittelst eines Schlüssels

Fig. 767.



zusammen, sondern mit der Hand einzeln nach gewissen Merkzeichen in die Auslösungsstellung oder aus derselben geführt werden.

Die ausgezeichneten Sicherheitsschlösser von Arnheim, Ade, Wertheim, Kleinert, Polysius, Kromer u. A. sind meist Schliesswerke bis vierter Ordnung, auch Vereinigungen von höheren Schliesswerken mit Kombinationswerken. Auch die amerikanische Industrie (vor allem die Yale-Towne Manufacturing Company in Stamford, Connecticut) zeichnet sich durch vorzügliche Leistungen auf vorliegendem Gebiete aus*).

*) Alt- und neuägyptische, altgriechische und römische, indische, chinesische Vorhängeschlösser beruhen auf dem Prinzip des laufenden Gesperres mit Blattgelenkklinken, welche durch einen geradlinig vorgeschobenen Schlüssel gelöst werden. Die ägyptischen Thürschlösser sind ruhende Gesperre zweiter Ordnung mit Präzisionschliesswerk in Wiederholung, ähnlich wie sie beim Yaleschloss zur Anwendung kommt. Der Bau des ägyptischen Schlosses ist indessen ein gänzlich anderer, indem sein Präzisionsgesperre im Schliessriegel liegt. Altrömische Thürschlösser, auch einzelne in Pompeji gefundene Vorhängeschlösser, haben ähnliche Sperrung. In China, Persien, Bulgarien, Slovenien, Unteritalien, aber auch in Schlesien, Niedersachsen, auf dem Westerwald und endlich auf den Faröer (auch Island?) sind hölzerne Schlösser noch heute im Gebrauch, deren Schliessriegel in zweiter Ordnung durch stehende hölzerne Riegel, 2 bis 6 an der Zahl, gesperrt wird; ein kammförmiger hölzerner Schlüssel dient meist zum Lösen derselben, ein Griff am Hauptriegel zum Schalten des letzteren. Andere Variationen — aber immer im oben begrenzten Gebiete liegend — zeigen noch die japanischen Schlösser, namentlich weil sie meist an Schiebethüren („ruhenden“ Gesperren) anzubringen sind. Von Herrn Prof. Dr. Wagner in Tokio sind auf Anregung des Verfassers die japanischen Schlösser freundlichst und höchst sachverständig gesammelt und der vom Verfasser angelegten Schlössersammlung in dem kinematischen Kabinete der königl. techn. Hochschule in Berlin zur Verfügung gestellt worden.

§. 257.

Hemmwerke. Verschiedene Gattungen derselben.

Die Hemmwerke sind als die wichtigsten der Gespermechanismen anzusehen, weil sie geeignet sind, die Verwendung von Elementarkräften zu geregelter mechanischer Arbeit zu vermitteln. Sie werden hierzu in grossartigstem Maassstabe benutzt und aus Gesperren dadurch gebildet, dass das gesperrte Stück zeitweise vermöge Gesperrlösung dem Antrieb der Sperrkraft überlassen und alsdann durch Gesperrschliessung wieder aufgehalten wird. Der Bogen, Winkel oder Weg, welcher zwischen Lösung und Wiedersperrung durch das Sperrstück zurückgelegt wird, möge die Weite der Hemmung, Hemmweite genannt werden. Während des Durchlaufens der Hemmweite verfliesst ein Zeitabschnitt, welcher die Hemmzeit heissen kann; dann folgt Stillstand des Sperrstückes bis zur nächsten Lösung; der während desselben verrinnende Zeitabschnitt heisse die Sperrzeit. Die Hemm- und die Sperrzeit können a) konstant, b) periodisch veränderlich, c) beliebig veränderbar oder stellbar sein. Wir wollen hiernach unterscheiden:

- a) gleichförmig schreitende,
- b) periodisch wirkende,
- c) stellbare Hemmwerke,

und solche nacheinander in gedrängter Kürze besprechen.

§. 258.

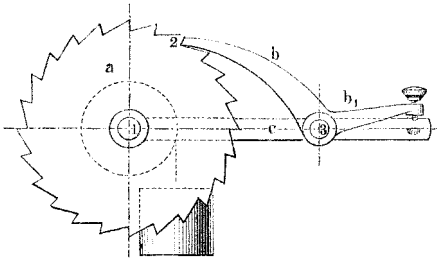
Gleichförmig schreitende Hemmwerke.

Wird bei einem gewöhnlichen laufenden Gesperre, Fig. 768 a. f. S., dessen Rad a durch eine Kraft, hier Gewichtszug, angetrieben ist, die Sperrklinke b ausgehoben und alsbald wieder eingerückt (durch Loslassen des niedergetupften Drückers b_1), so zwar, dass die Klinke den nächsten Radzahn noch auffängt, so hat Hemmung in dem besprochenen Sinne stattgefunden. Die Hemmweite betrug eine Theilung. Wird nach einer gewissen Sperrzeit der

Vorgang stets wiederholt unter Innehaltung konstanter Zeitabstände der Auslösungen, so hat man ein gleichförmig schreitendes Hemmwerk vor sich. Im Maschinenwerk ist die auslösende Hand durch ein Maschinenorgan zu ersetzen, welches sich behufs gleichmässiger Fortschreitung des Rades taktgemäss bewegen muss; es möge der Taktgeber des Hemmwerkes heissen.

Am zahlreichsten sind die gleichförmig schreitenden Hemmwerke bei den Uhren angewandt. Bei ihnen ist Taktgeber ein isochronisch, oder wie wir sagen wollen, zeitgleich schwingendes Organ: das Pendel,

Fig. 768.



oder die Unruhe oder ein verwandter Apparat; das Rad *a* führt dabei den Namen Steigrad. Die eben genannten Taktgeber schwingen nahezu zeitgleich bei grösserem wie bei kleinerem Ausschlag. Wenn demzufolge bei einer Uhrhemmung nur

die Zeit zur Wiedereinrückung der Klinke kürzer ist, als die Hemmzeit, so ist die wichtigste Aufgabe des Hemmwerkes erfüllt, diejenige nämlich, dass in irgend einem grösseren Zeitmaass stets dieselbe Anzahl Theilungen vom Steigrad durchlaufen wird, der zugehörige Winkel also zur Zeitmessung dienen kann; es mag dabei ein beliebig grösserer oder kleinerer Theil der Betriebsarbeit überschüssig gewesen und als Stoss aufgenommen worden sein. Diese bemerkenswerthe Eigenschaft der Hemmwerke hat es möglich gemacht, selbst mit verhältnissmässig unvollkommen ausgeführten Werken eine erträglich genaue Zeitmessung zu erzielen. Je grösser die Genauigkeit sein soll, um so sorgfältiger werden die Gesperre ausgewählt und hergestellt, auf Kleinhaltung der Reibungen und Stossverluste geachtet und Zeitgleichheit im Taktgeber erstrebt (Kompensation etc.).

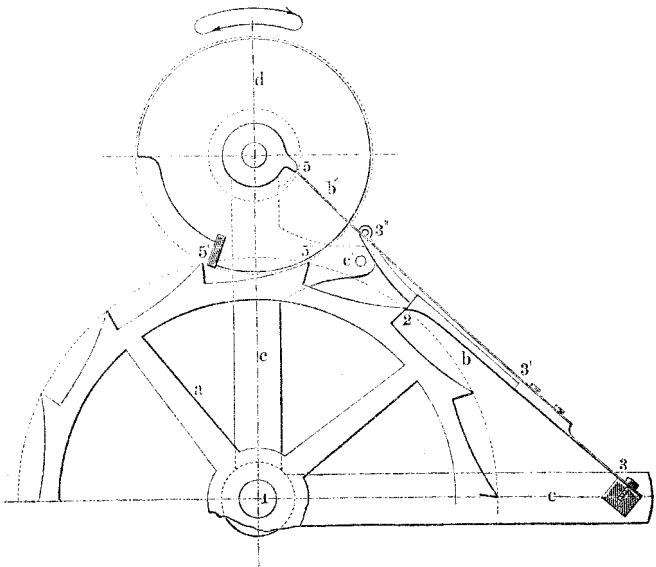
Bei den Uhren wird die aufgewandte Elementararbeit einzig zur Ueberwindung von schädlichen Widerständen benutzt; solche erfährt aber auch der Taktgeber bei seiner Bewegung. Um ihm die lebendige Kraft zu ersetzen, welche er an die schädlichen Widerstände abgibt, fügt man dem Hemmwerk noch Beschleuniger ein, Vorkehrungen, welche einen Theil der Triebkraft auf die schädlichen Widerstände des Taktgebers leiten.

Systematisch unterscheiden sich hiernach die verschiedenen Arten von Uhrhemmungen je nach der Wahl des zu Grunde liegenden Gesperres, des Taktgebers, des Auslösers und des Beschleunigers. Es wird sowohl einfaches oder Einheitsgesperre, als auch Theilgesperre, und zwar sowohl in niederer als in höherer Ordnung, zu Grunde gelegt. Einige hiernach geordnete Beispiele seien vorgeführt.

A. Uhrhemmungen aus Einheitsgesperre.

1. *Beispiel. Die freie Chronometerhemmung. (Julien le Roy, Earnshaw, Arnold, Jürgensen.) Fig. 769, a b c laufendes Gesperre, ausgelöst wie bei Fig. 786 besprochen. Die Sperrklinke b hat bei 3 ein Blattgelenk.*

Fig. 769.



d Taktgeber, hier als Unruhe gedacht, findet sich aber auch als Pendel ausgeführt. 4 . 5 Auslöser, mit *d* fest verbunden, bei 5 mittelst eines zweiten laufenden Gesperres die Klinke auslösend, wenn die Unruhe ihre Links-schwingung (entgegen dem Uhrzeigerlauf) macht; bei *c'* Hubbegrenzung für die Klinke *b*. Bei 5' Beschleuniger, als welcher ein Zahn des Steigrades *a* auf dem Bogen 5' . 5'' unmittelbar wirkt. Nach Durchlaufung dieses Bogens seitens des Steigrades hemmt *b* bei 2 den jetzt bei 5'' belegenen Zahn. Beim Zurückschwingen der Unruhe passiert der Auslöser die Blattklinke *b* als rückwärts gehender Sperrradzahn. Der Taktgeber schwingt von 5'' ab und

auch später zurück, ohne vom Steigrade beeinflusst zu sein, weshalb die Hemmung eine freie heisst*).

2. Beispiel. Die Duplexhemmung, Fig. 770, aus dem ruhenden Gesperre Fig. 699 entwickelbar. Die Unruhe sitzt auf der Achse der Sperrklinke *b*; bei 4 Beschleuniger, auf dem Bogen 4 . 4' unmittelbar auf den Taktgeber wirkend. Aehnlich der vorliegenden ist die sog. Virgulehemmung; bei ihr ist nur der Beschleunigungsarm *b'* länger und einem Komma ähnlich gestaltet. Die grössere Einfachheit dieser beiden Hemmungen gegenüber der vorigen — 3 Theile gegen 5 — erklärt sich daraus, dass der Taktgeber mit der Sperrklinke in eins ausgeführt ist. Nicht völlig übersehen werden darf der Umstand, dass beim Eintritt des Radzahn in die Lücke nach kurzem Vorwärtssprung ein Rückfall von *a* eintritt, hervorgehend aus dem Umstande, dass *b* nicht eine Fortdrehung, sondern eine Kehrdrehung vollzieht (vergl. S. 627.) Ihren Namen hat die Hemmung nach ihrem englischen Erfinder Duplex. Viele glauben, denselben mit „Doppelradhemmung“ verdeutschen zu sollen, weil in *a* zwei Räder vereinigt wären. Ganz dieselbe Vereinigung, nur in anderer Form, findet sich aber auch an anderen Steigrädern, wenn man diejenigen Zahntheile, welche als Beschleuniger wirken, besonders zählen will.

3. Beispiel. Dass auch beim laufenden Gesperre der Taktgeber mit der Sperrklinke vereinigt werden kann, zeigt die Hipp'sche Hemmung, Fig. 771. Einfaches laufendes Gesperre *abc*. Die Klinke *b* hat

Fig. 770.

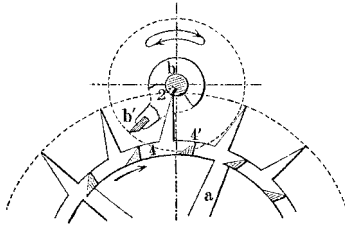
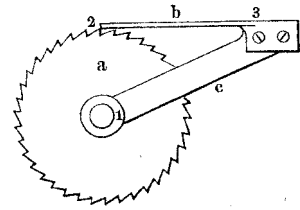


Fig. 771.



Blattgelenk und ist in eins konstruirt mit dem Taktgeber, welcher bei seinen elastischen Schwingungen Zahn um Zahn hemmt und freilässt. Beschleunigung findet an der Kante der schwingenden Lamelle *b* statt. Wird deren Ausschlag gross gemacht, so lässt sie bei jeder Ausschwingung zwei Zähne statt eines durchschlüpfen, wobei denn das Ablaufen doppelt so rasch vor sich geht; hierbei finden aber auch zwei, wenn auch leichte Anstreichungen der Lamellenkante während einer Pendelschwingung statt, wodurch der Ton der schwingenden Lamelle in die obere Oktave springt und den schnelleren Gang des Werkes dem Ohr erkennbar macht.

*) Diese schöne, als erste aus dem bei Fig. 768 angegebenen Prinzip hervorgehende Hemmung ist zugleich wahrscheinlich die erste überhaupt erfundene Pendelhemmung, indem sie nämlich 1641 von Galilei angegeben worden ist. Siehe Gerland, Erfindung der Pendeluhr, in Westermann's Monatsheften, August 1884.

B. Uhrhemungen aus Theilgesperre.

4. *Beispiel.* Lamb'sche, oder sogenannte Triplechemmung. Mit wirklichem Recht könnte man solche Hemmungen, deren Steigräder zwei Sperrzahnringe aufweisen, Doppelradhemmungen nennen. Man hat aber eine bestehende derartige Hemmung für Taschenuhren, vom Amerikaner Lamb herrührend, einen Triplegang genannt (s. allg. Journ. der Uhrmacherkunst 1882, S. 100). Sie besitzt laufende Gesperre mit Wippe, ähnlich wie die in Beispiel 1, auch ähnlichen Taktgeberkörper, nur liegt dieser zwischen einem Hohlrad- und einem Vollradzahnring, welche die Theilsperrung bewirken (vergl. Fig. 686) und wird von diesen beiden aus sowohl beim Vorwärts-, als beim Rückschwing beschleunigt; er rückt die Sperrklinke durch Hebung nach aussen an einer Klinke wie bei Fig. 668 aus. — Eine Doppelradhemmung mit geschränkter Ankerachse ist die Enderlein'sche (s. Laboulaye, Cinématique, 2. Aufl., S. 724); sie ist aus dem Plankegelgesperre Fig. 702 ableitbar. Eine Doppelradhemmung hat auch der Verfasser aus dem Theilgesperre Fig. 686 gebildet.

5. *Beispiel.* Sogenannte Hemmung mit konstanter Kraft von Mudge (auch Tiede), Fig. 772. Zu Grunde liegt

Fig. 772.

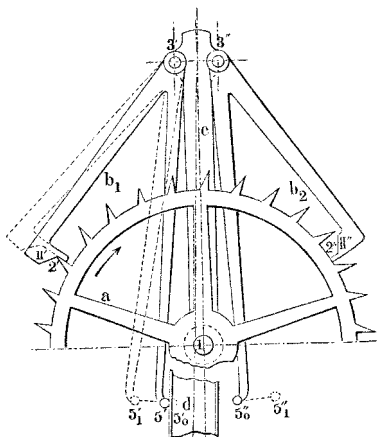


Fig. 679 mit einer Druck- und einer Zugklinke, b_1 und b_2 . Bei 2' und 2'' todte Verzahnung zum Hemmen, sodann bei II' und II'' Hebeflächen für Hebung der Klinken nach aussen (Fall 5 und 7, S. 607). Taktgeber ist ein Pendel d . Die Auslöserarme $3' 5'$ und $3'' 5''$ werden vom Pendel zunächst in der Auslösungsrichtung bewegt, der Arm b_1 , z. B. bis $5'_1$ gehoben; darauf aber treibt der Arm b_1 vermöge, seines Gewichtes (oder einer Federbelastung) das Pendel nach der Mittellinie hin und zwar auf einem grösseren Wege $5'_1 5'_0$ als er gehoben worden war, so dass die Arbeit auf dem Wege $5' 5'_0$ zur Beschleunigung des Pendels übrig bleibt.

Die Hebung des Armes von $5'_0$ bis $5'$ geschieht vermöge der Hebungswirkung bei II' durch die Kraft des Steigrades. U. s. w. auf der anderen Seite des Rades.

6. *Beispiel.* Bloxam'sche oder Denison'sche sog. Schwerkrafthemmung, Fig. 773 a. f. S., der vorigen nahe verwandt. Taktgeber wieder ein Pendel, bei 4 mit Blattgelenk angehängt. Das Steigrad ist in zwei Räder mit versetzten Theilungen aufgelöst, vergl. bei Fig. 686. Die Hebeflächen II' und II'' sind weit günstiger gelegt, als im vorigen Falle, nämlich so, dass sie ungleich weniger Reibung zwischen Rad und Hebefläche bedingen. Durch e wird ein Windflügel dargestellt, welcher schädliche Beschleunigungen des

Steigrades, die bei der grossen Hemmweite 60° entstehen könnten, verhütet; der Windflügel ist auf der Achse 1 des Steigrades nicht fest, sondern mit laufendem Gesperre aufgesetzt, um nach eingetretener Hemmung die in den Massen noch angesammelte lebendige Kraft an die Luft abgeben zu können.

7. Beispiel. Freie Ankerhemmung, Fig. 774. Die beiden Klinken des Theilgesperres sind in eins zusammengezogen, wie bei Fig. 682

Fig. 773.

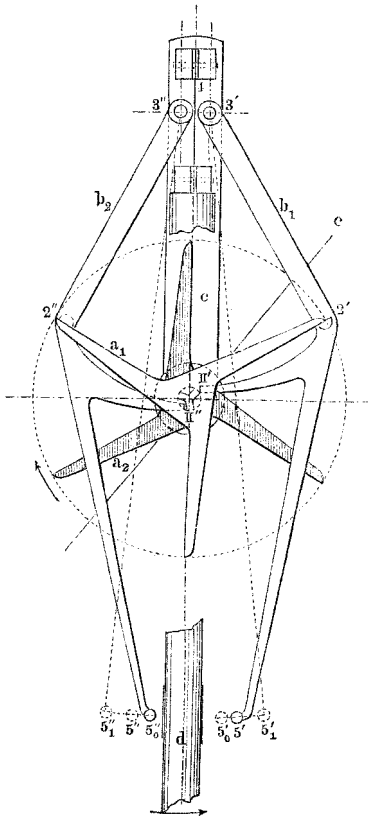
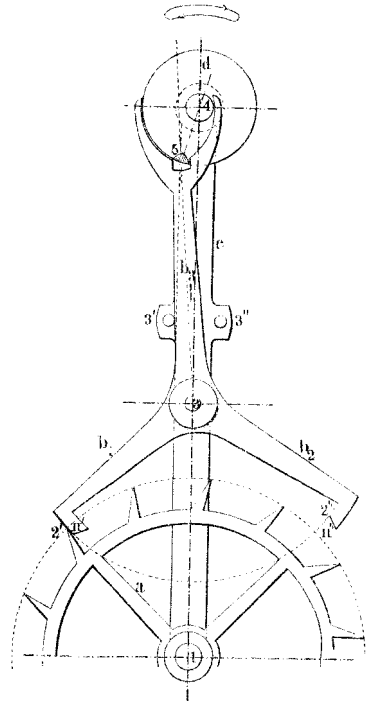


Fig. 774.

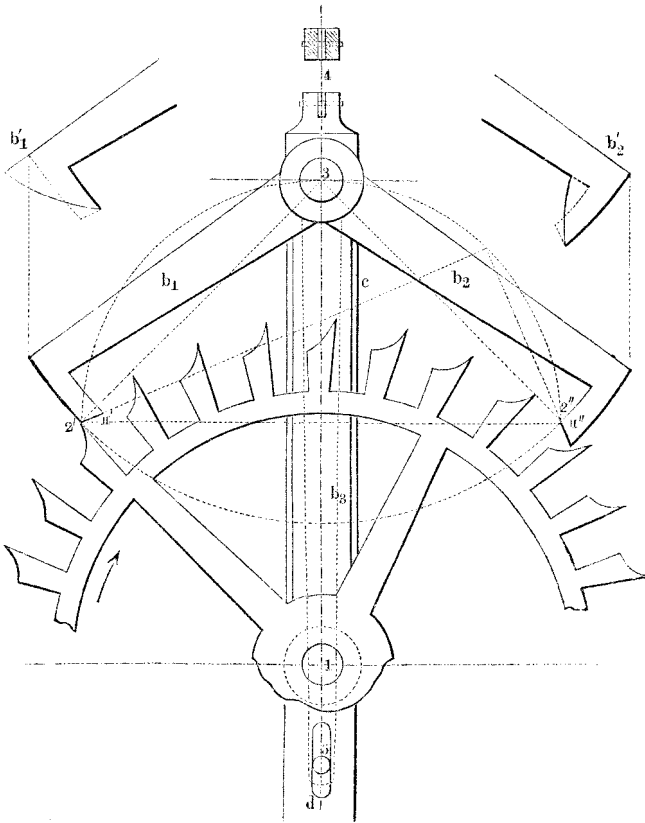


gezeigt worden, wirken aber doch sehr ähnlich wie bei Fig. 772; Taktgeber eine Unruhe d. Sie löst durch Angreifen an den Weiserarm b_3 die Sperrungen bei $2'$ und $2''$ abwechselnd aus, und wird alsbald nach der Auslösung vermöge der Wirkung des Steigrades auf die Treibflächen II' und II'' beschleunigt. Die Zähne $2' II'$ und $2'' II''$ werden Palctten genannt. Auslösung und Beschleunigung geschehen vermittelt der Verzahnung bei 5, welche ruhende Schaltwerkverzahnung nach Fig. 754 ist. Bei $3'$ und $3''$ Hubbegrenzungen des Weiserarms. Manchmal findet man statt ihrer die ruhende Sperrung an dem vorspringenden Cylinder 4 angewandt. Wegen

der Ankerform der vereinigten Klinken b_1 und b_2 der Name (vergl. bei Fig. 682). Da bei 5 wie bei 2 ein Gesperrwerk vorliegt, ist das Ganze ein Gesperrwerk zweiter Ordnung*).

8. Beispiel. Graham'sche ruhende Ankerhemmung, Fig. 775, Bauart im allgemeinen wie bei der vorigen. Nur ist die Verzahnung 5 zwischen Weiserarm b_3 und Taktgeber d anders, daher auch der Gang ein anderer. Der Weiserarm kommt, nachdem er, vom Pendel getrieben

Fig. 775.



die Auslösung bewirkt und dann vermöge der Hebeflächenwirkung das Pendel beschleunigt hat, nicht zur Ruhe, wie vorhin, sondern wird nun

*) Eine Uhrhemmung mit Gesperrwerk dritter Ordnung ist neuerdings von A. E. Müller in Passau konstruiert worden; bei ihr ist zwischen Weiserarm und Steigrad noch ein durch den Weiserarm zu verstellender Sperrcylinder wie bei Fig. 699 b., oder auch wie bei der Duplexhemmung, eingeschaltet.

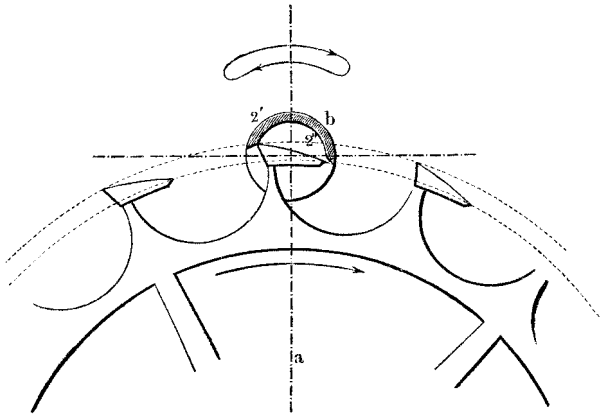
vom Taktgeber wieder weiter geführt, so dass an der Ruhefläche 2' oder 2'' noch Bewegung zwischen Rad und Anker stattfindet. Die Verzahnung bei 5 wirkt also bei jeder halben Schwingung des Taktgebers dreimal, während sie bei der vorigen Hemmung nur zweimal wirkte. Vermöge der todten Verzahnung bei 2' und 2'' ruht das Steigrad während des Weiter-schwingens des Ankers; hiernach hat man die Hemmung eine ruhende genannt.

Bevor man auf diese Formung der Paletten gekommen, hatte man die Fang- und die Hebefläche in eine gekrümmte Fläche zusammengezogen, also nicht todte Verzahnung angewandt, siehe die Nebenfiguren bei b_1' und b_2' (Clement'scher Anker, von Clement 1680, von Dr. Hooke aber wahrscheinlich schon 1666 angegeben). Diese Formung führt bei jedem Ankerein-griff einen Rückfall des Steigrades herbei (Fälle 3 und 5, S. 607) weshalb man die damit konstruirte Ankerhemmung eine rückfallende nennt.

9. Beispiel. Aus dem Theilgesperre Fig. 654 ist die Lepaute'sche oder Stiftenhemmung ableitbar. Dieselbe ist nicht von Lepaute, sondern von dem jungen Uhrmacher Caron, späterem Marquis von Beaumarchais erfunden.

10. Beispiel. Cylinderhemmung, Fig. 776, aus dem ruhenden Cylindergesperre Fig. 700 gebildet, die Hebeflächen auf den Radzahn

Fig. 776.



und die Ankerflanken vertheilt. Taktgeber ist die mit dem Sperrcylinder b fest verbundene Unruhe, deren Schwingungswinkel bei dem grossen Sperrungsbogen sehr gross sein können. Beachtet man, dass die Palettenprofile an dem Graham'schen Anker auch zwischen concentrische Kreise gelegt werden können — wie die Uhrmacher fast immer thun — so erkennt man, dass der „Cylinder“ als Anker von dem Umfassungsbogen = einer halben Theilung angesehen werden kann (vergl. S. 625 unten).

11. Beispiel. Spindelhemmung, Fig. 777. Zu Grunde liegt bei dieser ältesten Uhrhemmung Theilgesperre mit Kronrad, Krongesperre, vergl. S. 241. Werden wie bei Fig. 777 die Sperrklinken als flache Paletten ausgeführt, so ist die Hemmung eine rückfallende. Sie ist so

wahrscheinlich bereits im 10. Jahrhundert an Uhrwerken angewandt worden*) und noch immer vielfach in Benutzung. Da bei den alten Räderuhren der Taktgeber, die Waag, seinen Schwerpunkt in der Drehachse hatte und keine, seine Schwingungen beeinflussende Feder besass, so war die Eigenschaft der Hemmung, rückfallend zu sein, unentbehrlich, um die Waag zum Zurückschwingen zu veranlassen, sie also überhaupt als regelmässig schwingendes Organ benutzen zu können. Dies erklärt die lange Beibehaltung des Mechanismus. Gegen Ende des 16. Jahrhunderts wurde von Hele die in Form einer Schweinsborste wirkende, und erst 1665 durch Huyghens die stählerne Unruhfeder eingeführt und dadurch der bedeutende Fortschritt, welcher die chronometrischen Längenmessungen zur See ermöglichte, gethan. Die Spindelhemmung, welche man an und für sich für rückfallend hält, ist unschwer in eine ruhende zu verwandeln,

Fig. 777.

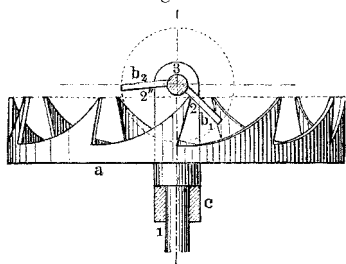
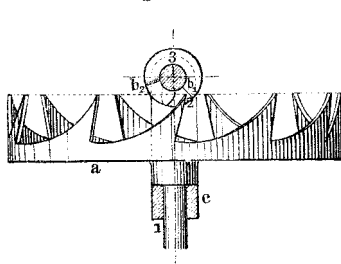


Fig. 778.



wie der Verfasser bereits 1864 gezeigt hat; man braucht nur den Sperrklinken todte Verzahnung wie bei Fig. 699 zu geben. Fig. 778 stellt die so umgeänderte Hemmung dar; die Sperrklinken sind in kegelförmige, oder strenger hyperboloidische Körper übergegangen**).

C. Krafthemmwerke.

Während in den Uhrhemmungen nur die Ueberwindung schädlicher Widerstände des Werkes geregelt wird, lassen sich

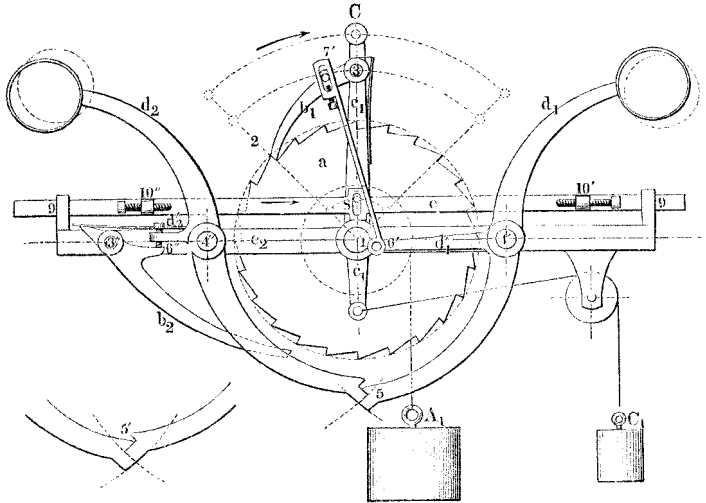
*) An den sogenannten Waag-Uhren, für welche sie der landläufigen Annahme nach durch den Deutschen Heinrich von Wyck gegen 1370 erfunden worden wäre. Waaguhren bestanden aber schon lange vorher; ihre Erfindung soll Bischof Gerbert, der spätere Papst Silvester II., gegen 990 gemacht haben. Die Unruhe war dabei als ein mit radial versetzbaren Gewichten belasteter Querarm auf senkrechter Achse ausgeführt und hatte keine Feder. Er hiess Waag, Bilanz, libramentum, aequilibrium, auch rastrum (wegen der Kerben für die Belastungsgewichte). Auch Huyghens benutzte die obige Hemmung zu seiner Pendeluhr, indem er die stehende Sperrklinkenachse 3 statt unmittelbar auf die Waag, mittelst Getriebes auf einen Zahnbogen mit liegender Achse wirken liess, welche den Weiserarm des Pendels an sich trug. Siehe Gerland a. a. O. Auch die um 1400 gebaute älteste Nürnberger Thurmuh, jetzt im Germ. Museum, ist eine Waaguhr.

**) Schematische Modelle einer grösseren Reihe von Uhrhemmungen im kin. Kabinet der hiesigen techn. Hochschule.

auch Hemmwerke so einrichten, dass die sie antreibende Kraft neben schädlichen auch nützliche Widerstände überwinden, oder Nutzarbeit ausüben kann. Solche Hemmwerke mögen hier zur Unterscheidung von den vorigen Krafthemmwerke genannt werden. Schon die Weckeruhren zeigen Krafthemmwerke, mittelst deren die mitunter beträchtliche Arbeit des Betriebs des Glockenklöppels ausgeführt wird. Von ihrer Beschreibung kann hier abgesehen werden. Andere Krafthemmwerke kommen in Menge vor. Hier sei vorläufig nur ein Beispiel vorgeführt.

12. Beispiel. Krafthemmwerk für hin- und hergehende Bewegung, Fig. 779. a b_1 c_1 und a b_2 c_2 gewöhnliche laufende Gesperre,

Fig. 779.



deren Sperrklinken b_1 und b_2 durch einen Hilfsmechanismus, die Steuerung, ausgelöst und eingekehrt werden. Die Steuerung versieht somit die Stelle des früheren Taktgebers oder ist mit demselben identisch, indem sie ihm wenigstens angehört. Das Hemmwerk dient dazu, vermöge Herabsinkens des Gewichtes A_1 dem Hebel c_1 eine schwingende Bewegung zu erteilen, welche etwa bei C unter Verrichtung mechanischer Arbeit fortgepflanzt werden soll. Das Steuern geschieht vermittelt eines doppelten Spannwerkes d_1 d_2 5 mit Gesperre nach Fig. 671 unter Vermittlung des von c_1 aus bei 8 betriebenen Schiebers e , des Auslösers der beiden Spannwerke. Taktgeber ist also das schwingende Organ c_1 , welches in zweiter Ordnung die Auslösungen des Hemmwerkes bewirkt.

Folgendes ist das Spiel. In der gezeichneten Stellung nimmt das Sperrrad a die Klinke b_1 nebst Lenker c_1 rechtsdrehend mit, bis der Auslöser $10''$ die Klinke d_2 trifft und durch deren Verstellung das Gesperre

bei 5 löst. Dieses Gesperre aber gehört einem Spannwerk an, indem der Arm d_1 mit einem Gewicht auf Rechtsdrehung belastet ist, so dass nach geschehener Auslösung die in der Nebenfigur dargestellte Stellung 5' der Spannwerkklinke eintritt. Mit ihr aber tritt auch Einrückung der Sperrklinke b_2 vermöge Zurückgehens des Drückers bei 6" ein, womit dann das Sperrrad a gehemmt wird und zum Stillstand kommt. Der niedersinkende Arm d_1 hat aber mittelst seines Fortsatzes d_1' und des Drückers 6' 7' die Klinke b_1 gefasst und ausgehoben, worauf alsbald das Gegengewicht C_1 den Lenker e_1 wieder, linksdrehend, in die Anfangslage zurückführt. Wenn dies geschieht, löst der Auslöser e vermöge des Drückers 10' die Sperrung bei 5' wieder aus, zugleich das Spannwerk d_1 spannend. Die Klinke b_1 fällt wieder ein; das ausgelöste Spannwerk d_2 löst Klinke b_2 wieder aus und lässt das Rad a wieder frei zu einem neuen Fortschreiten.

Man kann vorstehendes Hemmwerk ein einfach wirkendes nennen. Dasselbe ist unschwer in ein doppeltwirkendes, bei welchem das Gegengewicht C_1 überflüssig wird, zu verwandeln. Zu dem Ende hätte man ein zweites Sperrrad hinzuzufügen, dem man durch ein Betriebsgewicht Linksdrehung geben könnte; eine zweite Klinke an e_1 kann in das zweite Rad greifen, welches durch eine rechts anzubringende Sperrklinke gehemmt werden könnte. Hebel d_1 bekäme den Drücker zum Auslösen der neuen Hemmungsklinke, Hebel d_2 denjenigen zum Auslösen der zweiten Klinke am Lenker e_1 . Im Uebrigen bliebe die Steuerung dieselbe*). Die erzeugte Hin- und Herbewegung des Lenkers e_1 kann auf die verschiedenste Weise unter Arbeitsleistung weiter übertragen werden. So wie es hier vorgeführt ist, ist das dargestellte Hemmwerk neu; in welcher anders gestalteten Form es in der Praxis aber vorkommt, wird weiter unten besprochen werden. In der That ist seine Bedeutung eine sehr grosse.

§. 258.

Periodische Hemmwerke.

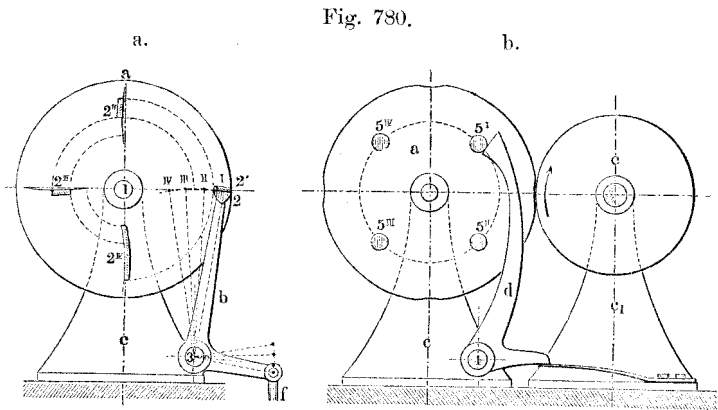
Periodische Hemmwerke von grosser Verbreitung sind zunächst die Schlagwerke der Uhren. Hier hat die Periode die Dauer einer Umdrehung des Stundenrades und bei gewöhnlichen Uhren mit Rücksicht auf die Schlägezähl den folgenden Verlauf der Hemmungsweiten:

1, 1, 1, 2, 1, 3, 1, 4 1, 12,

*) Modelle nach meinen Angaben von diesem und anderen Krafthemmwerken im kin. Kabinet der königl. techn. Hochschule, auch von Vogt, Berlin, Neuenburger Str. 12, zu beziehen.

90 Schläge umfassend. Durch einen angebrachten Regulator (Windflügel) werden die Hemmzeiten den Hemmweiten proportional gemacht; beide wechseln also innerhalb der Periode gleichzeitig. Zwei Bauarten des hier vorliegenden Hemmwerkes sind namentlich im Gebrauch, das deutsche und das englische Schlagwerk, letzteres auch Repetirwerk genannt. Ein wesentliches Stück des letzteren, die Staffelschnecke, wurde oben bei Fig. 688 besprochen; es dient zur Regelung der Periodentheilung. Weiteres Eingehen auf andere Einzelheiten würde hier zu weit führen*). Bemerkt sei nur, dass die eigentliche Schlagvorrichtung ein Spannwerk ist.

Sehr bemerkenswerthe Anwendungen finden sodann die periodischen Hemmwerke bei den Selbstspinnern zum Betrieb der Umsteuerung an diesen wichtigen Maschinen. Bei den Schlagwerken wie auch bei den Spinnstühlen vollziehen die Hemmwerke mechanische Nutzarbeit; beide sind also Krafthemmwerke. Der betreffende Apparat aus dem Platt'schen Spinnstuhl sei hier in Kürze vorgeführt. In Fig. 780 a. und b. ist 1 die Steuerwelle, welche



nach vier verschiedenen langen Zeitabschnitten sehr rasch je um 90° gedreht werden soll. abc Hemmwerk, daran a Steigrad mit vier konzentrischen Zahnringen I, II, III, IV (vergl. Fig. 686) mit je einem Zahn. Angetrieben wird das Steigrad a zunächst durch ein Spannwerk adc mit Federdruck, siehe Fig. b, welche

*) Es kann verwiesen werden auf: Rühlmann, allg. Maschinenlehre, Bd. I; Redtenbacher, Bewegungsmechanismen, Denison, Clocks and watches (London 1860).

das Steigrad von der Rückseite darstellt. Nachdem aber Auslösung durch b stattgefunden, und das bei $5'$ antreibende Spannwerk nur durch einen kleinen Weg gewirkt hat, tritt das Reibrad e in Wirkung und treibt a um eine Vierteldrehung weiter, gegen den Schluss derselben die Klinke d wieder spannend. Die an den Quadranten-Endpunkten angebrachten Ausschnitte im Radumfang von a lassen daselbst die Reibradwirkung jedesmal endigen. Hier zeigt sich deutlich, dass nicht bloss, wie bei den Uhren geschieht, ein Spannwerk, sondern dass auch ein Laufwerk die Betriebskraft für ein Hemmwerk liefern kann. Die Auslösungen und Hemmungen bei 2 finden in der Reihenfolge

I II, II III, III IV und IV I

statt. Sie werden herbeigeführt durch ein zweites Hemmwerk, welches in Fig. 781 dargestellt ist. Die zu der Klinke b ,

Fig. 781.

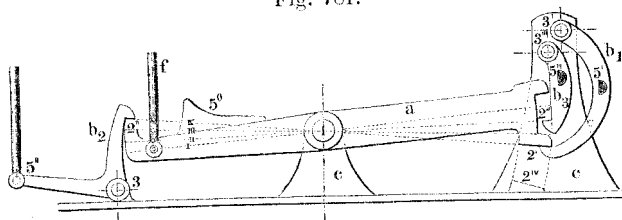


Fig. 780, führende Stange f wird sprungweise bewegt durch den Hebel a , in den Spinnmaschinenbeschreibungen Balancier genannt. Er ist ein Ausschnitt aus einem Steigrade, weshalb wir ihn Steighebel zu nennen haben. Die Hemmung ist aus Theilgesperre, und zwar Viertelgesperre (vergl. §. 242) gebildet, was hier deutlicher wird, als am Original, indem die Klinkenform deutlicher zum Ausdruck gebracht ist. $b_1 b_2 b_3$ und Anschlag an c Sperrklinken, sperrend bei $2'$, $2''$, $2'''$ und $2'iv$. Die Auslösungen werden herbeigeführt durch den Spinnwagen, welcher während einer Hauptperiode die vier folgenden (Unter-)Perioden durchmacht:

1. Periode: Ausfahrt und Herausspinnen, a wird gesperrt bei $2'$
2. " Nachstrecken und Nachdrehung, " " " " $2''$
3. " Abschlagen d. gesponnenen Fadens, " " " " $2'''$
4. " Aufwinden und Einfahrt, " " " " $2'iv$.

Folgendes ist der Gang. Bei Beendigung der ersten Periode trifft ein Vorstoss des Spinnwagens bei $5'$ an die Klinke b_1 . Der

Steighebel, welcher rechts schwerer ist als links, geht aus der Stellung I in die Stellung II, woselbst er von der Klinke b_2 aufgefangen wird; dabei hat er mittelst Stange f die Klinke b des vorigen Hemmwerks nach 3 II verlegt; die zweite Periode ist damit eingeleitet.

Am Schluss der zweiten Periode wird durch das Zählwerk des Selbstspinners (ein einstellbares Schaltwerk), welches bei 5'' angreift, die Klinke b_2 ausgelöst; der Steighebel fällt in die Stellung III, verlegt die Klinke b nach 3 III und wird bei 2'' durch die Klinke b_3 gehemmt. Die Verstellung der Klinke b hat die dritte Periode eingeleitet.

Die dritte, sehr kurze Periode endigt damit, dass der Fadenaufwinder, bei 5''' anstossend, die Klinke b_3 auslöst, worauf der Steighebel in Stellung IV fällt und mittelst Stange f die Klinke b nach 3 IV verlegt. Es beginnt die vierte Periode.

In derselben fährt der Spinnwagen wieder ein und drückt kurz vor Schluss seiner Bewegung, mit einer Rolle bei 5° angreifend, den Steighebel links wieder hinab in die erste Stellung (spannt das Spannwerk). Dabei bringt aber der Steighebel die Klinke b auch wieder in die Anfangsstellung 3 I und es beginnt vermöge der Umsteuerung die Hauptperiode wieder mit der Unterperiode 1.

Der Gesamtmechanismus ist, wie sich ergeben hat, ein periodisches Hemmwerk zweiter Ordnung, da wo es Kupplungen einrückt, dritter Ordnung, und wenn die Spannwerke mit betrachtet werden, ein Gesperrmechanismus fünfter Ordnung; ein sechster Gesperrmechanismus wirkt in dem erwähnten Zählwerk mit*).

§. 259.

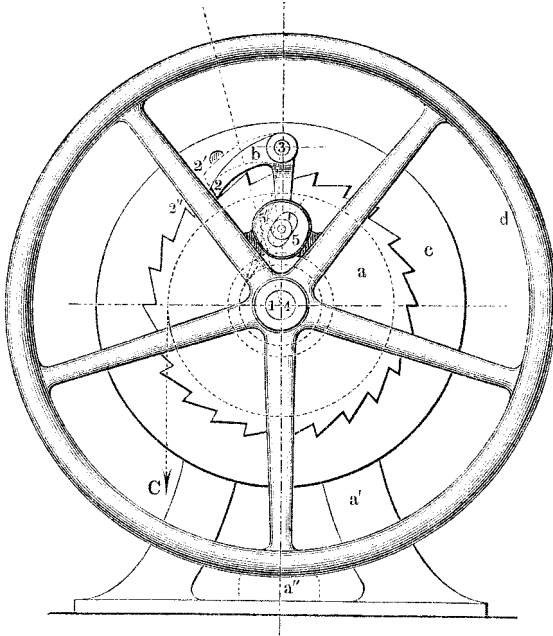
Stellbare Hemmwerke oder Stellhemmungen.

Man kann ein Hemmwerk so einrichten, dass das gesperrte Stück, nachdem die Lösung stattgefunden, durch seine demzufolge

*) An dem Selbstspinner von Parr - Curtis, wie er bei uns üblich ist, findet sich statt des in Fig. 780/81 dargestellten ein anderes, aus Krongesperre gebildetes Hemmwerk mit halben statt Vierteldrehungen, übrigens ähnlich wirkend. Vergleiche wegen dieser Mechanismen: Stamm, Selfactor, deutsch von Hartig, Leipzig 1862, und Schmidt, Bew. - Mechanismus des Parr - Curtis - Selfactors, Stuttgart 1865.

beginnende Bewegung das Gesperre wieder schliesst, also Hemmung herbeiführt. Man könnte ein so vorgerichtetes Hemmwerk demnach eine Selbsthemmung nennen. Indessen wird bei einem solchen Mechanismus die Hemmungsweite abhängig sein von der Grösse der Verstellung des auslösenden Organs; sie kann demnach gross und klein gestellt werden. Deshalb wurde oben (§. 257) für Hemmwerke dieser Art der Name stellbare Hemmwerke, wofür wir auch Stellhemmungen sagen können, gewählt.

Fig. 782.



Dieselben scheinen berufen, im neueren Maschinenwesen eine an Bedeutung zunehmende Rolle zu spielen.

Eine leicht verständliche Stellhemmung zeigt Fig. 782. Sie ist (durch den Verfasser) aus dem stummen Gesperre Fig. 674 abgeleitet. *a* Sperrrad, feststehend, mit dem Gestell *a'* nämlich fest verbunden, *b* Sperrklinke, *c* radförmig ausgebildeter Lenker, durch ein Gewicht *C* in dem Drehungssinne, welchen die Sperrung verhindert, getrieben. 3. 5 ist ein Fortsatz der Klinke. Diese kann mittelst des um 4 = 1 drehbaren radförmig ausgebildeten Stellers *d* ausgerückt werden, wenn letzterer nämlich im

Sinne der angestrebten Drehung von c etwas gedreht wird. Geschieht die Drehung von d so weit, dass die Klinke b gerade ausgehoben wird, so setzt das Treibgewicht C das Rad c in Drehung. Dabei aber wird die Klinkenachse 3 mitgenommen und dadurch die bei 5 aufgehaltene Klinke 6 im Sinne des Schliessens des Gesperres bewegt; sie tritt sofort in die Zahnücke 2", worauf Sperrung wieder hergestellt ist. Damit nach vollzogener Ausrückung das Rad d nicht unsicher steht, kann bei a'' eine Bremse angebracht werden. Dreht man den Steller d um zwei, drei, vier Theilungsbogen, so wird das Rad c jedesmal bei der Auslösung frei gemacht und nach Durchlaufung von zwei, drei, vier Theilungsbogen wieder gehemmt.

Nach dem Früheren ist klar, dass man das Gesperre, welches irgend einer Stellhemmung zu Grunde liegt, auf das mannigfachste abändern kann, ebenso den Aus- und Einrückungsmechanismus, so dass die erzielbaren Konstruktionsformen sehr zahlreich sind. Unter denselben werden diejenigen, welche sich bei Zugrundelegung der ruhenden Reibungsgesperre ergeben, besonders zweckmässig sein können, da bei ihnen der Hemmungsbogen beliebig klein und gross gewählt werden kann, also nicht aus Vielfachen des Theilungsbogens bestehen muss.

Wir haben schon weiter oben (§. 256) gesehen, dass mittelst der Gesperre die Kupplungen gebildet werden. Solches kann auch hier geschehen. Will man die Stellhemmung als lösbare Kuppelung anwenden, so kann man z. B. folgendermaassen verfahren. Das Rad c der vorigen Einrichtung gehöre der gelegentlich ausser und in Betrieb zu setzenden Welle an, das Rad a aber derjenigen Welle, welche für gewöhnlich im Gange ist, und mit welcher die von c zu kuppeln wäre. Dann ist die Zahnstellung so zu wählen, dass bei Drehung von a die eingerückte Klinke b und somit das Rad c nebst Steller mitgenommen wird. Soll nun ausgerückt werden, so hat man nur den Steller d festzuhalten. Die Klinkenachse 3 wird dann noch kurze Zeit vermöge des Eingriffs bei 2 mitgenommen, letzterer aber zugleich ausgelöst, worauf c stillsteht. Bewegt man aber darauf d nur ein wenig in der Laufrichtung, so entsteht wieder Eingriff bei 2 und erneutes Mitnehmen. Eine aus der Stellhemmung gebildete lösbare Kuppelung kann eine Stellkupplung genannt werden.

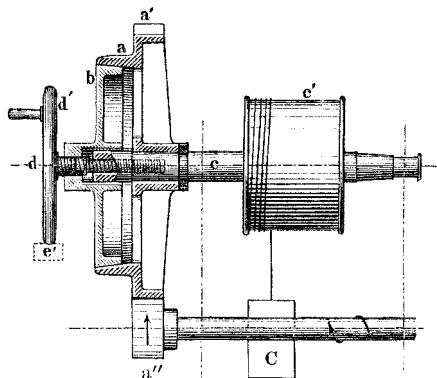
Es ist eine Nebenfrage, ob im einzelnen Falle die vorliegende Anwendung von Zahngesperre zweckmässig sei oder nicht. Der Zahnradmechanismus ist hier nur des leichteren Verständnisses

wegen der Darstellung zu Grunde gelegt worden. Auch für die Stellkupplungen sind in der Regel, obwohl nicht immer, die ruhenden Reibungsgesperre besonders zweckmässig. Eine Stellkupplung mit ruhendem Reibungsgesperre ist die in Fig. 448 dargestellte Kupplung; *A* Sperrad, *B* die in einen Kegel übergeführte ehemalige Sperrklinke, *b* Steller.

Bildet man mittelst der Reibungsstellkupplung einen Aufzug, d. i. eine Maschine, an welcher mittelst Zugseiles oder anderweitig eine widerstehende Kraft wirkt, welche stets Rückwärtsbewegung des Sperrades herbeizuführen bestrebt ist, so entsteht eine neue Vorrichtung von eigenthümlicher Wirkung, nämlich eine Aufzugvorrichtung mit selbstthätiger Bremsung*).

Beispiel. Fig 783 stellt schematisch einen wie vorstehend eingerichteten Aufzug dar (angewandt u. a. als Jochaufzug an der Kölner Schiffbrücke).

Fig. 783.



a ein hohlkonisches Reibungssperrad, äusserlich mit einer Stirnradverzahnung *a'* versehen, und durch das mittelst einer Kraftmaschine stetig umgetriebene Trieb *a''* in steter Drehung im Sinne der Aufwicklung des Zugseiles auf die Trommel *c'* erhalten. Letztere ist auf der Welle *c* befestigt, um welche *a* sich frei dreht. Das Rad *a* wird aber an *c* gekuppelt, wenn der Vollkegel *b*, welcher auf *c* verschiebbar befestigt ist, in den Hohlkegel *a* genügend fest eingepresst wird. Dies geschieht mit-

telst einer Differentialschraube *d* und des Stellers *d'*. Das Differentialgewinde hat derart abgemessene Steigungen, dass 1) die Steigungsdifferenz wenig (etwa 1 mm) beträgt, und 2) das Anpressen bei Drehung des Stellers *d'* in demselben Sinne geschieht, in welchem sich *c'* beim Aufziehen bewegt. Wird die Kupplung durch Vorwärtsdrehen von *d'* angepresst, so findet Aufziehen statt. Wird der Steller *d'* festgehalten, also zur Ruhe gebracht, so bleibt *c'* stehen trotz dem Zuge am Seile, indem die beginnende Ablaufbewegung stets *b* und *a* selbstthätig genau so fest aneinander presst, dass die zwischen beiden entstehende Reibung genügt, der Zuglast das Gleichgewicht zu halten. Wird endlich *d'* rückwärts gedreht, so bewegt die Zugkraft von *C* auch *c'* rückwärts und zwar unter stetiger Bremsung bei *b*, welche Bremsung immer ohne weiteres Zut thun die richtige Grösse erhält.

*) Auf diese vom Verfasser angegebene Vorrichtung und mehrere damit zusammenhängende ist Herrn E. Langen das Reichspatent Nr. 21922 ertheilt worden.

Auf andere höchst wichtige Anwendungen der Stellhemmungen wird noch hingewiesen werden. Es ist aber hier allgemein zu bemerken, dass die Stellhemmungen sich dadurch auszeichnen, dass mittelst ihrer mit geringer Kraftäusserung die grössten Kraftwirkungen eingeleitet und rasch wieder abgebrochen werden können.

§. 260.

Verallgemeinerungen der Gesperrwerke.

Die bis jetzt behandelten Gesperrwerke oder Klinkwerke, wie sie auch zu nennen wären, haben sich als ungemein verwendbar und viel benutzt erwiesen; sie lassen in dieser Beziehung alle anderen Mechanismen weit hinter sich. Dies erklärt sich daraus, dass das Gesperr sowohl relative Bewegung als relativen Stillstand zu vermitteln gleichzeitig geeignet ist. Nach diesen beiden Richtungen sind die behandelten sechs Werke auch noch unter sich gruppierbar, indem die Sperr-, Fang- und Schliesswerke dazu dienen, Bewegungen zu verhindern oder zu beendigen, die Spann-, Schalt- und Hemmwerke dagegen, solche einzuleiten. Diese Bewegungen sind unstetige, während diejenigen der früher behandelten oder berührten Mechanismen aus Kurbeln und Zahen, Reibungsrädern, Zahnrädern stetige waren. Mechanismen für stetige Bewegungen kann man Laufwerke nennen *); sie kommen neben und mit den Klinkwerken zur Anwendung.

Das Gebiet der Gesperrwerke ist in dem beendigten Kapitel nur teilweise durchlaufen worden, indem nur solche Maschinenelemente zu Grunde gelegt wurden, welche starre Gebilde annähern. Eine Ausnahme machten nur die nebensächlich vorkommenden Federn (hier lässt sich übersehen, dass die Schliessfedern der Klinken, sowie auch die Buffer Hülffsspannwerke sind). Es gibt aber noch anders geartete Maschinenelemente, solche nämlich, welche wesentlich in nur einer Richtung den auf sie wirkenden Kräften widerstehen; es sind die Zugkraft- oder Zug- Organe, Seile, Ketten, Bänder, Gurten etc., und die Druckkraft- oder Druck- Organe, die Flüssigkeiten und einige andere Gebilde. Von beiden wird in den folgenden Kapiteln gehandelt werden. Hier ist aber schon hervorzuheben, dass beide durchweg in Gesperren als Sperrkörper dienen können und dienen. Die Zugorgane sind sperrbar durch Reibungs- und Zahnklinken; bei den Druckorganen sind die Ventile die Sperrklinken **)

Indem die Klinkwerke auch auf diese beiden Elementenklassen ausgedehnt werden müssen, erweitert sich ihr Gebiet um ein Bedeutendes, besonders hinsichtlich der Druckorgane. Es zeigt sich dabei, dass zunächst die Kolben- und Ventilpumpen für tropfbare wie für gasförmige Flüssigkeiten Schaltwerke sind, sowie dass Absperrungen in Röhren, Kanälen, Be-

*) S. m. „theoret. Kinematik“ S. 486, wo ich diesen Vorschlag gemacht.

**) Wegen dieses vom Verfasser zuerst geführten Nachweises siehe „theoret. Kinematik“ S. 458 ff.

hältern etc. sehr häufig Sperrwerke, auch Schliesswerke, mitunter Fangwerke sind, dann aber auch, dass verschiedene Kraftmaschinen, wie die Wassersäulenmaschine und die gewöhnliche Dampfmaschine Hemmwerke vorstellen, andere, wie die Gasmotoren, Gemische von Hemm- und Schaltwerk sind; auch zeigt sich, dass Spannwerke aus Druckorganen häufig Anwendung finden, wie z. B. in der Form der Akkumulatoren oder Drucksammler für Wasserkrane, Pressen, Nietmaschinen (S. 155), Schleusenwinden, Gesteinsbohrmaschinen u. a. m., in der Form der Windkessel für allerlei Betriebe u. s. w., sodann auch in dem Katarakt der Hubdampfmaschinen, der ein Spannwerk mit langsamem und regulirbarem Ablauf ist*). Vorwiegend sind die in diesen Fällen zur Anwendung kommenden Klinkwerke solche von höherer Ordnung. Die Geschichte der Entwicklung der aufgezählten Maschinen ist in wesentlichen Punkten diejenige der Klinkwerke.

Als auf ein interessantes Beispiel kann auf das Krafthemmwerk Fig. 779 zurückverwiesen werden, indem dasselbe, wenn man sich das Sperrrad in eine Dampfsäule verwandelt denkt, eine einfach wirkende Hochdruckdampfmaschine mit Farey'scher Steuerung vorstellen kann. Die mannigfachen Abänderungen immer nur des Hemmwerkes, welches der Kolbdampfmaschine zu Grunde liegt, haben die Konstrukteure von den ersten Anfängen der Dampfmaschine an bis heute unablässig beschäftigt. Wir konnten dies schon in §. 252 bemerken, auch aber gilt es von den neuerdings so stark in den Vordergrund tretenden Dampfkraftmechanismen, welche die Franzosen „moteurs asservis“ nennen, und welche u. a. auf den Seedampfern für den Steuerruderbetrieb mehr und mehr Anwendung finden. Dieselben sind nämlich nichts anderes als Stellhemmungen (§. 259) für Druckkraftorgane; solche spielen auch eine Hauptrolle in der geistreichen Maschine des Fischtorpedos.

Erweitert sich so vor unserem Auge das Gebiet der Klinkwerke schon zu grossartigem Umfange, so sind damit die Grenzen desselben noch immer nicht erreicht. Denn weiter getriebene Untersuchung leitet noch zu einer anderen Gebietsausdehnung, zu einer berechtigten, ja wissenschaftlich nothwendigen Verallgemeinerung der gewonnenen Begriffsreihen.

Es lassen sich nämlich den tropfbar wie gasförmig flüssigen Druckorganen statt auf mechanischem Wege, wie mit Pumpen, d. i. Schaltwerken, auch auf physikalischem Wege die inneren Spannungen verleihen, vermöge deren sie in Spannwerken wirken können. Solche Spannwerke wird man den bisher behandelten mechanischen gegenüber physikalische Spannwerke zu nennen haben. Zu den allerwichtigsten derselben gehört der Dampfkessel. Die in ihm mit Ventilen verschlossen gehaltene Dampfmasse, (die Dampfsäule*), bildet mit dem Kessel und dem Verschluss- und Auslassapparat ein physikalisches Spannwerk, als in welchem nämlich den Wassertheilchen auf physikalischem Wege ein besonderer Aggregatzustand, der bei hohen Temperaturen mit hoher Spannung besteht, ertheilt wird.

*) Bei F. Pelzer's Fangwerk, von ihm hydraulische Fallbremse genannt (D. R. P.), wird der Stoss des aufgefangenen Fördergefässes durch einen Wasserkatarakt gemässigt; dieser ist auch hier ein Spannwerk mit langsamem, insbesondere verzögerndem Ablauf.

**) Diese Bezeichnung hat der Verf. in s. „theor. Kinematik“ (S. 493) vorgeschlagen.

Physikalische Spannwerke sind auch die für Kraftabgabe vorgerichteten Behälter mit flüssiger Kohlensäure, welche neuerdings mehr und mehr aufkommen.

Ebenfalls physikalische Spannwerke sind die elektrischen Akkumulatoren, aber unter Umständen auch schon die galvanischen Batterien. Ihre Gesperrtheile sind der Natur der zu übertragenden Kraftwirkung angepasst; Sperrung wird durch Berührung unter Vermittlung der „Kontakte“, Schleifedern u. s. w. bewirkt, diese sind also die Sperrklinken; Kräftewirkung wird durch bloss Annäherung erzielt. Auf Grund dieser Mittel sind diese Gesperrwerke mannigfach ausgebildet. Die dynamo-elektrische Maschine erweist sich hierbei als ein physikalisches Schaltwerk, getrieben von einem mechanischen Laufwerk, die elektrodynamische als ein physikalisches Hemmwerk, welches ein mechanisches Laufwerk treibt. Physikalische Laufwerke lassen sich ebenfalls bilden.

Aber auch noch durch chemische Wirkung lassen sich Körper so vorbereiten, dass sie mechanische Kraftwirkungen zu äussern vermögen; es sind die Kraftwirkungen durch Wärme und durch Galvanismus. Man darf so vorbereitete Körpergruppen chemische Spannwerke, Laufwerke u. s. w. nennen.

Ein chemisches Spannwerk ist die Kohle, der Brennstoff überhaupt; durch Entzündung ausgelöst, gibt er das in ihm gebundene mechanische Arbeitsvermögen in Wärmeform ab. Die abgegebene Arbeit kann zu mancherlei Zwecken dienen. Für uns kommt es auf Hervorrufung mechanischer Bewegung an. Dieselbe kann dadurch erzielt werden, dass die Wärmearbeit zum Spannen eines physikalischen Spannwerkes benutzt wird, wie in der Dampfindustrie geschieht, auch durch den galvanischen Strom, wie im Telegraphenwesen. Jedes der erwähnten Spannwerke, Laufwerke, Schaltwerke u. s. w. kann unter Umständen auf irgend ein anderes aus der Reihe seine Wirkung übertragen.

Unter diesen Gesichtspunkten stellt sich z. B. unsere übliche Betriebsdampfmaschine mit Kessel und Feuerung dar als eine geordnete Verbindung oder Verkettung folgender Haupttheile:

eines chemischen Spannwerkes (Feuerung)
mit einem physikalischen Spannwerk (Dampfkessel),
einem mechanischen Hemmwerk (eigentliche Dampfmaschine)
und einem mechanischen Laufwerk (Kurbelgetriebe mit Rad),

welche vier „Werke“ einander die im ersten sich auslösende mechanische Arbeit ordnungsmässig überliefern. Betreibt vorstehende Dampfmaschine eine Lokomotive, so tritt an das Kurbelgetriebe ein Laufwerk in Form der Reibräder nebst Schienen und in dem angehängten Zug ein Leitwerk, bestehend aus Wagenrädern und Lagern nebst Gleis, so dass das Ganze in sechster Ordnung arbeitet.

Die chemischen Spannwerke können noch anders mechanisch benutzt werden, als bereits angedeutet, nämlich so, dass die aufgespeicherte Wärmearbeit in ganz kurzer Zeit, plötzlich, ausgelöst werden kann, das Verfahren, welches bei den Explosivstoffen eingeschlagen wird, den Sprengstoffen, Schiessstoffen, auch Gasen u. s. w. Die absichtliche Auslösung dieser Stoffe gestaltet sich meist zu einer besonderen Aufgabe. Das Auslösen

kann unmittelbar mechanisch, etwa durch Stoss oder Reibung, aber auch mittelbar, durch Entzündung an bereits entzündetem Körper, bewirkt werden. Nach unseren Kategorien kann also Auslösung erster, zweiter u. s. w. Ordnung angeordnet werden. Bei unseren gewöhnlichen Feuerwaffen findet meist chemische Auslösung zweiter Ordnung statt. Zuerst die des Zündhütchens, welches ein mechanisch leicht auslösbares chemisches Spannwerk ist, und danach vermittelt dessen Hitzewirkung die Auslösung der Pulverladung, welche das Geschoss schleudern soll. In unserem in §. 256 besprochenen Mauser'schen Revolver kommen demnach zu den dort aufgezählten mechanischen Werken noch die genannten beiden chemischen Spannwerke (statt des Zündhütchens ein Zündring) hinzu; somit findet das Schleudern des Geschosses daselbst, da der Hahn einem mechanischen Spannwerk angehört, durch Spannwerk dritter Ordnung statt. Bei der gewöhnlichen Dynamit-Sprengladung wird das Zündhütchen durch ein chemisches Laufwerk, die Zündschnur, ausgelöst.

Nennt man, um zusammenfassen zu können, die hier in Betracht kommenden Vorkehrungen zur Kraft- und Bewegungsübertragung allgemein Treibwerke, so zeigt das vorstehend Entwickelte, dass die Technik über

mechanische, physikalische und chemische Treibwerke

verfügt und solche in angemessen scheinenden Verbindungen, und zwar Ueber- wie Nebeneinanderordnungen, zur Verwendung bringt.

Die übliche Dampfmaschine ergibt sich, wie vorhin erwiesen, hiernach als ein Treibwerk vierter Ordnung. Treibwerke hoher Ordnung sind häufig und leisten ausgezeichnete Dienste. So in der elektrischen Telegraphie, wo ein physikalisches Spannwerk zweiter Ordnung (beim Relaisbetrieb) dazu dient, ein mechanisches Laufwerk auszulösen und ein Schreibwerk zu bewegen; die beiden physikalischen Spannwerke werden durch chemische Spannwerke (oder auch Laufwerke, wenn man so will) in Spannung erhalten; der ganze Akt geht in fünfter Ordnung vor sich. Die gewöhnlichen Läutewerke der Eisenbahnstationen wirken als Treibwerke vierter Ordnung unter Zugrundelegung eines mit Handkraft gespannten Gewichts-Spannwerkes. Die Westinghouse'sche Bremse ist, vom Dampfkessel ab gerechnet, ein Treibwerk fünfter Ordnung, bestehend aus:

Hemmwerk, Schaltwerk, Spannwerk, Hemmwerk, Sperrwerk,
Dpfmachine*), Lftdrckpumpe**), Windkessel, Kolbengetriebe, Bremse.

Zählt man Dampfkessel und Feuerung mit, so ergibt sich siebente Ordnung. Die ausgezeichneten Dienste, welche diese und verwandte Bremsvorrichtungen leisten, beruhen darauf, dass zum Bremsen ein reichlich gespanntes Luftspannwerk stets bereit steht und mit grösster Leichtigkeit ausgelöst werden kann.

Mehr und mehr, um noch ein letztes Beispiel anzuziehen, versucht man jetzt wieder, tief gelegene Schachtpumpen durch Druckluft zu betreiben; einen dafür bestimmten Drucksatz theilt u. a. die Zeitschrift des V. d. Ingenieure 1884, S. 776 mit. Setzt man für denselben die sehr übliche

*) Ohne Laufwerk, bloss hin- und hergehend.

**) Unmittelbar von der Dampfmaschine betrieben.

Beschaffung der Druckluft mittelst einer Dampfmaschine mit Kurbelgetriebe voraus, so erhält man für den vorliegenden Fall folgende Treibwerkreihe:

1) Feuerung	chemisches	Spannwerk,
2) Dampfkessel	physikalisches	„
3) Eigentliche Dampfmaschine . .	mechanisches	Hemmwerk,
4) Kurbelgetriebe dazu	„	Laufwerk,
5) Luftpresspumpe	„	Schaltwerk,
6) Windkessel	„	Spannwerk,
7) Luftdruckmaschine im Schacht	„	Hemmwerk,
8) Wasserpumpe	„	Schaltwerk.

Die Beförderung des Wassers geschieht also durch ein Treibwerk achter Ordnung. Die Höhe der Ordnungszahl gibt u. a. auch einen Anhalt über die zu erwartenden Effektverluste. Diese müssen hier sehr gross ausfallen. Manchmal kommt es indessen darauf, anderen vortheilhaften Seiten gegenüber, nicht an*).

* *
* *

Aus den vorstehenden Erörterungen und Beispielen, welche letztere mechanische, physikalische und chemische Treibwerke in verschiedenen, höchst wirkungsvollen Verbindungen angewandt zeigten, ergibt sich, dass die mechanisch-technische Wissenschaft genöthigt ist, die physikalischen und chemischen Treibwerke neben und mit den mechanischen in Betracht zu ziehen, wie denn auch thatsächlich in der Maschinenlehre geschieht; derselben gehört nach Vorstehendem auch die Elektromechanik zweifellos an. Die Erfindung beschäftigt sich unausgesetzt mit der Aufsuchung neuer Treibwerke aller drei Gattungen. In der Verwendung derselben tritt an die Stelle früheren suchenden Tastens mehr und mehr Bestimmtheit, welche

*) Auf das Luftdruckwerk für Uhrenbetrieb von Ingenieur Mayrhofer in Wien kann noch als ein interessantes Beispiel hingewiesen werden (D. R. P.). Eine Zentraluhr mit Gewichtsbetrieb (vergl. S. 651) an sich in dritter Ordnung, mit ihrem automatischen Aufzug in fünfter gehend, löst stündlich ein physikalisches Spannwerk (Batterie) aus: sechste Ordnung, diese ein mechanisches Spannwerk dritter Ordnung, welches die Gesperre (Hähne) des Spannwerkes Wasserleitung — selbst sechster Ordnung — löst. Dieses Treibwerk neunter Ordnung löst aber erst in zehnter Ordnung grösseren Wasserzufluss aus, der nun ein Luftspannwerk spannt. Letzteres treibt sämtliche Uhren des Kreises dadurch, dass es sie mit Gesperwerk zweiter Ordnung aufzieht und ausserdem mittelst Gesperwerkes dritter Ordnung richtet, d. i. von ihrem Zeigerstandfehler befreit. Die genannten Uhren, wiederum an sich in dritter Ordnung gehend, stehen hiernach in sechszehnter und siebenzehnter Ordnung mit der Zentraluhr in Verbindung und werden in elfter beziehungsweise zwölfter Ordnung betrieben. Zur Rückstellung der sechs Gesperwerke zwischen Zentral- und Kreisuhr wird ein Gesperwerk dritter Ordnung zu Hilfe genommen; ein Sicherheitsapparat enthält noch sieben weitere Gesperwerke. Summa, von allen Nebenwerken gänzlich abgesehen: $16 + 1 + 6 + 3 + 7 = 33$ mit einander wirkende Treibwerke.

sich namentlich in der zweckmässigen Uebereinanderordnung, sodann in der Nebeneinanderordnung der verschiedenen Treibwerke kundgibt. Dies geschieht nicht bloss bezüglich der kraftgebenden und -leitenden Vorrichtungen, sondern auch hinsichtlich derjenigen, welche die unmittelbare technologische Verwendung der Kräfte bezwecken. Deutlich zeigt sich dies neuerdings in zahlreichen Arbeitsmaschinen, wo mehr und mehr Treibwerke über- und nebeneinander gesetzt werden, um sowohl die Handgeschicklichkeit zu ersetzen, als deren Leistungen noch wesentlich zu erhöhen, nämlich um durchweg Ersatzstücke, d. i. Erzeugnisse von völlig kongruenten Formen, herzustellen.

Neunzehntes Kapitel.

ZUGORGANE ALS MASCHINENELEMENTE.

§. 261.

Verschiedene Arten von Zugorganen.

Während die bisher besprochenen Maschinenelemente Kräften von beliebiger Richtung zu widerstehen vermögen, und starre Körper vorzustellen oder anzunähern bestimmt sind, gibt es eine Reihe von Elementen, welche wesentlich nur Zugkräften zu widerstehen geeignet sind, während sie biegenden, stauchenden und verdrehenden Kräften gegenüber sich sehr nachgiebig verhalten. Es sind die Schnüre, Seile, Drähte, Bänder, Gurten, Riemen, Ketten; wir wollen sie unter der gemeinsamen Bezeichnung Zugkraftorgane, oder abgekürzt Zugorgane, zusammenfassen. Ihre Benutzbarkeit ist wegen des erwähnten eigenthümlichen Festigkeitszustandes eine beschränkte; andererseits aber ermöglicht dieser, mittelst der Zugorgane neue und besondere Aufgaben zu lösen, nämlich mittelst eines und desselben Organes Kräfte in wechselnder Richtung, in gebogenen und zusammengesetzten Richtungslinien zur Wirkung zu bringen, womit vorzügliche praktische Ergebnisse erzielt werden. Erhöht wird der Werth der letzteren noch dadurch, dass die Beanspruchung des Materials bei den Zugorganen besonders günstig ist und sie deshalb geringen Materialaufwand erfordern.

§. 262.

Benutzungsweisen der Zugorgane.

Man hat „stehende“ und „laufende“ Zugorgane unterschieden. Erstere dienen zum Tragen von Lasten, Verspannen von

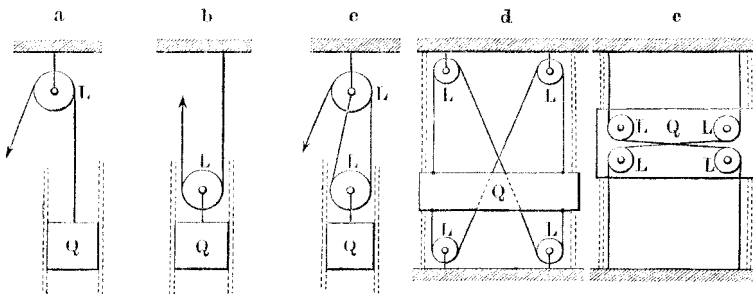
Bauwerken, auch als Konstruktionsteile von Maschinen; Beispiele bieten die Hängebrücken, Schiffbrücken, Takelwerk, Schlepptaue oder -Trossen, Zuggestänge aus Drahtseil u. s. w. Die laufenden Zugorgane kommen in Maschinen in Verbindung mit anderen Elementen, welche ihnen anzupassen sind, als bewegliche Kraftvermittler vor. Man kann deutlich drei Arten der Zusammenwirkung laufender Zugorgane mit anderen Maschinenelementen unterscheiden, solche nämlich:

- 1) zum Leiten,
- 2) zum Wickeln (Aufwickeln oder Abwickeln),
- 3) zum Treiben — so möge heissen das Aufwickeln und beim selben Bewegungssinn danach erfolgende Wiederabwickeln — der Zugorgane.

Die Verbindungen der Zugorgane mit den Vorrichtungen zum Leiten, Wickeln und Treiben kommen einfach, mehrfach und in Verbindungen, zusammen oder nicht zusammen mit stehenden Zugorganen vor. Für das Verständniss der verschiedenen Verwendungen bedarf es eines Ueberblickes über die wichtigsten der üblichen Vereinigungen; dieselben seien deshalb hier in Kürze vorgeführt.

I. Leitung. Fig. 784 stellt schematisch mehrere Zugorganwerke, bei welchen nur Leitung vorkommt, dar. *a* die sogenannte

Fig. 784.



festen Rolle, über welche ein Zugorgan (z. B. ein Seil) in einem Winkel geleitet ist behufs Einwirkung auf eine zu bewegende Last Q . Eine, hier punktierte, Führung des Körpers Q ist vorausgesetzt, oder wird bei Lasthebwerken durch die Schwerkraft annähernd bewirkt. Zur Leitung dient eine um eine Achse drehbare, ausgekehlte runde Scheibe oder Rolle.

b die sogenannte lose Rolle; die Rolle ist an dem zu bewegenden Stück angebracht; der Widerstand von Q ist auf zwei Seile vertheilt.

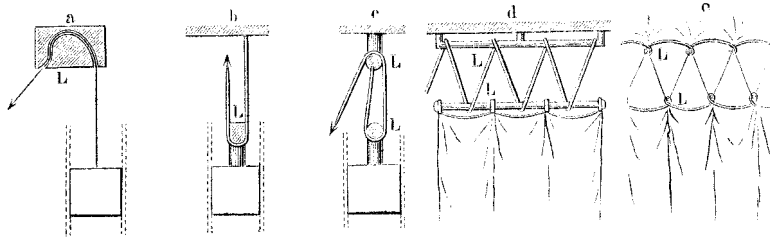
c Kombination von *a* mit *b*, sogenannter Flaschenzug, Klobenzug, auf Schiffen Block (Paar von Blöcken), auch Talje genannt.

d Kombination von vier Leitungen von der Form *a*; der Körper Q , auf geraden, den seitlichen Seiltrümmern parallelen Bahnen gehend, wird durch die Seilleitungen parallel geführt. (Parallelführung von Th. Bergner, an Reissbahnen angewandt.)

e Kombination von vier Leitungen nach *b*. Q wird wiederum parallel geführt (ältere Parallelführung am Spinnwagen des Selbstspinners, auch am Wagen des Laufkraus von Tangye*).

Die Leitscheibe wird manchmal statt von einem blossen Zapfen von einem Rollenlager nach Fig. 506 getragen (vergl. auch §. 265). Sie dient zur Verminderung der Reibung an der Biegungsstelle, kann daher umgekehrt auch weggelassen werden, wenn nur die Biegungsstelle gut gerundet ist. In Fig. 785 entsprechen die Darstellungen *abc* den vorigen unter Weglassung der drehbaren

Fig. 785.



Scheiben. Kräftewirkung wie vorhin, die Reibung wird nur grösser. In der Vorrichtung *d* ist ein sechszügiger Flaschenzug zu erblicken. Im Seewesen werden manchmal statt der Rollen einfache Oesen, aus Strängen gebildet, benutzt, wie in *e* angedeutet**).

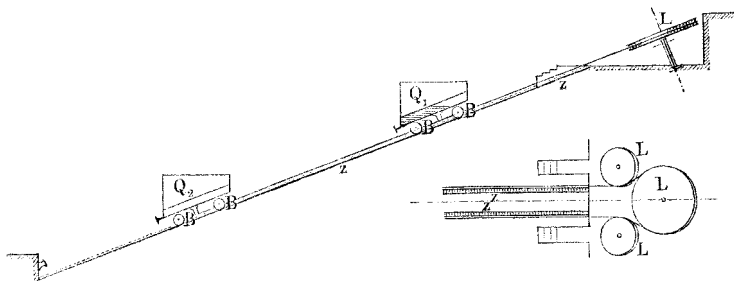
*) *d* ist eine kinematische Umkehrung der älteren Konstruktion *e*.

**) In der Theorie der Flaschenzüge wurden bisher die drehbaren Scheiben, über welche die Seile geleitet werden, als wesentliche Theile angesehen. Sie sind es, wie man sieht, im allgemeinen nicht (vergl. aber S. 700). Flaschenzüge ohne drehbare Rollen sind häufig im Gebrauch. Gewisse Riemenspanner hat man so ausgeführt; aber schon jede gewöhnliche Schnalle ist eine „lose Rolle“; ja diese kommt beim einfachen Verschnüren von Packeten bereits zu überaus praktischer Verwendung. Eine Schnü-

Die eben erwähnte Reibung ist im allgemeinen gross, weil das Zugorgan auf alle von ihm berührten Punkte der konvexen Leitungsfläche presst; ihre Grösse nimmt mit dem Umfassungswinkel rasch zu (§. 264). Aber eben dieser Umstand, welchem hier durch Einschaltung der Leitscheiben entgegengewirkt wird, wird andererseits sehr nützlich verwerthet. Die Seilreibung, wie man die hier in Betracht kommende Form der gleitenden Reibung genannt hat, spielt in den Zugorganwerken eine hervorragende Rolle, auf welche weiter unten zurückzukommen ist.

Fig. 786 anderes, auf blosser Leitung beruhendes Zugorganwerk, die Riggensbach'sche Seilrampe*). Zwei Fahrzeuge, auf

Fig. 786.



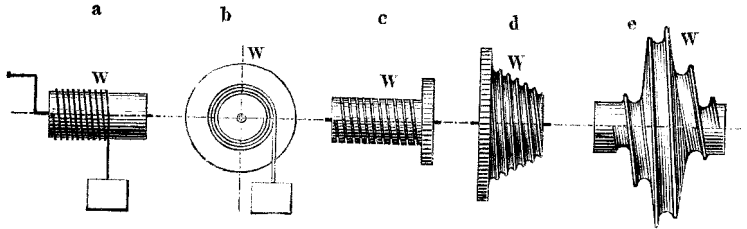
neben einander liegenden Schiefebenen gehend, durch ein über das Rampenhaupt geleitetes Seil verbunden. Das abwärts gehende Fahrzeug wird am Rampenhaupt mit Wasser belastet, soweit, dass es das aufwärts zu bewegende heraufziehen kann. Die Fahrzeuge (durch Laufräder, §. 198, auf den Schienen geleitet) können behufs Mässigung der Abwärtsbewegung gebremst werden. Sie haben jedes zwei Bremsen, deren Räder mittelst Verzahnung in eine mitten im Gleis liegende Zahnstange z eingreifen. Die eine der Bremsen wird im gewöhnlichen Betrieb benutzt und von Hand angespannt, die andere tritt selbstthätig in Wirkung, wenn das Leitseil reissen sollte.

rung an Kleidungsstücken und Schuhwerk, selbst eine gewöhnliche Naht lässt sich als ein Flaschenzug betrachten, dessen Züge nur nicht alle auf einmal, sondern nach und nach ein- und angezogen werden, und darauf einer grossen, von allen Fäden gemeinsam getragenen Kraft das Gleichgewicht zu halten vermögen.

*) Vortreffliche Ausführungen: am Giessbach, Schweiz, mit 28 Proz. Steigung, in Born Jesus de Braza in Portugal (1877) mit 45 Proz., bei Montreux (1883) mit 57 Proz., in Lissabon (Strasse Lavra) (1883) mit 25 Proz. in S-förmiger Kurve.

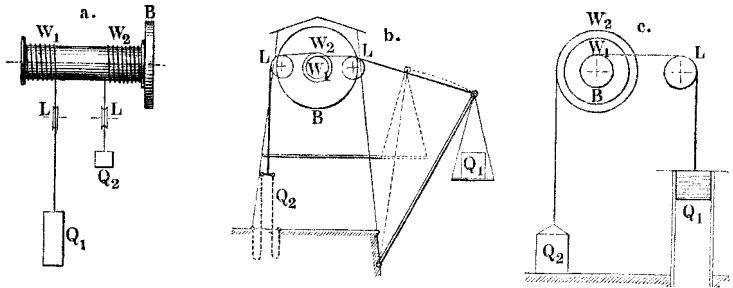
2. Wicklung. Die wichtigsten Formen der Aufwicklungs-körper sind in Fig. 787 zusammengestellt. *a* cylindrischer Haspelbaum, wenn stehend Erdwinde, auch wohl Tummelbaum, auch Spillbaum genannt, für grössere Winden zur Trommel und bei Fördermaschinen zum Seilkorb erweitert; *b* Trommel für spira-

Fig. 787.



lige Aufwicklung eines Riemens, einer Gurte, eines Bandseils, welches seitlich durch Planscheiben gehalten wird *); *c* Kettentrommel mit schraubenförmiger Rinne zur Bettung der Ketten-glieder; *d* konische Trommel mit kegelschraubenförmigem Auflager für das Zugorgan (Schnecken-trommel bei Taschenuhren, Kegel-trommel bei Fördermaschinen mit schwerem Hängeseil); *e* Seil-

Fig. 788.



schnecke des Selbstspinnners, wo das sich aufwickelnde Seil den Spinnwagen mit zu- und abnehmender Geschwindigkeit heranziehen soll.

Kombinationen von Wicklungen, mit und ohne Leitungen, kommen vielfach zur Anwendung, ebenso auch blosse Vereinigungen von Wicklungen nebst den nöthigen Leitungen.

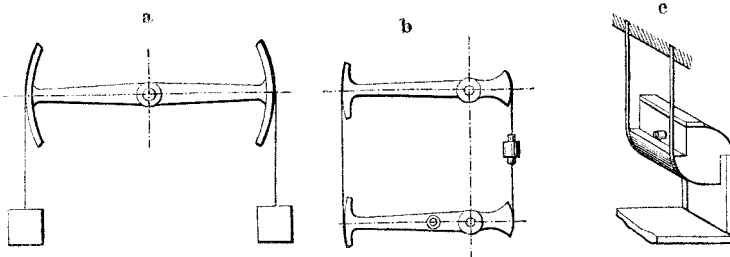
Fig. 788 Kombinationen behufs Senkung von Lasten. *a* Senk-bremsen für Warenhäuser; die Wicklung W_1 lässt die abwärts

*) Neuerdings mit Erfolg auch für runde Drahtseile benutzt auf der Cliftongrube bei Manchester. (Mining and scientific Press, 1884, S. 177.)

zu schaffende Last Q_1 sinken, W_2 zieht mittlerweile das Gegengewicht Q_2 auf, welches nachher das von Q_1 entlastete Seil wieder aufwickelt; B Bremse zur Mässigung der Bewegung; wenn nöthig, werden Leitungen L angebracht*); b Senkbremse für Kohlenwagen; zwei Wicklungen kombinirt, Bremse B zum Mässigen der Bewegung; das Gegengewicht Q_2 hat die Form der Poncelet'schen Kette, deren Wirkung auf W_2 mit zunehmender Senkung der Kette abnimmt**). c Gichtenaufzug von Althans; zwei Wicklungen von Gurten (Stahlbändern) kombinirt; bei Q_1 Belastung mit Wasser, welches den beladenen Gichtenkorb Q_2 auf die Gichtsohle hebt, worauf die Wasserbelastung abgelassen wird und der entleerte Korb das leere Wassergefäss wieder aufzieht; Bremse zum Mässigen der Bewegung bei B .

Früher wurde mehr als jetzt für schwingende Bewegungen in Hebelwerken die Kombination von Wicklungen Fig. 789 a an-

Fig. 789.



gewandt; b sehr zweckmässige Kombination zweier Wicklungen für Laubsigenbetrieb; c Kombination zweier Wicklungen von feinen Stahlbändchen an Emery's Fühlhebel***).

Bei Lastwinden kommen sowohl einfache Verwendungen nach Fig. 790, als auch Kombinationen zur Benutzung, Fig. 791. a zwei Wicklungen und eine Leitung kombinirt zur sogenannten chinesischen oder Differenzialwinde. b zwei Wicklungen und eine Leitung, welche aber auch entbehrlich wäre, kombinirt in der Kettenwinde von Ingenieur Brown in Winterthur für Laufkrane,

*) In England nennt man die Einrichtung *Jigger*; als Gegenstück Q_2 dient bei Sackgütern ein zweiter Sack; sehr gut ausgeführt ist Rudler's Senkbremse für Zuckerbrodformen, siehe Armengaud, publ. industr. VII, S. 12.

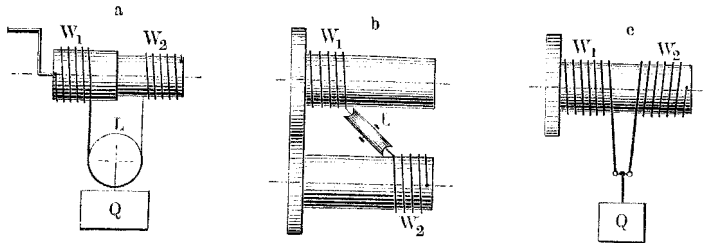
***) In den Kohlendistrikten Englands ist diese Senkbremse (*Drop* genannt) viel benutzt; s. Annales des mines 1842, S. 117.

****) S. Berl. Verhandlungen 1884, Sitzungsbericht vom 3. März.

bestimmt, die Last trotz dem Fortschreiten der Aufwicklungspunkte stets senkrecht steigen oder sinken zu lassen. *c* Vorrichtung für denselben Zweck, vom Verfasser (1862) angegeben; zwei Wicklungen kombiniert; die einmal richtig nach dem Steigungswinkel der Trommelrinne (Fig. 790 *c*) eingelegten Ketten behalten stets dieselbe Neigung zur Trommelachse bei.

Die jetzt ungemein gebräuchlichen Signal- und Schlagbaumzüge für Eisenbahnen sind Kombinationen aus Wicklung und

Fig. 790.



Leitung; auf der Strecke werden einfache Drähte, an den Wicklungen Ketten als Zugorgane verwendet.

Für Krane finden einfache Wicklungen mit Leitungen ungemein häufig Verwendung; Vereinigungen mehrerer zeigt

Fig. 791.

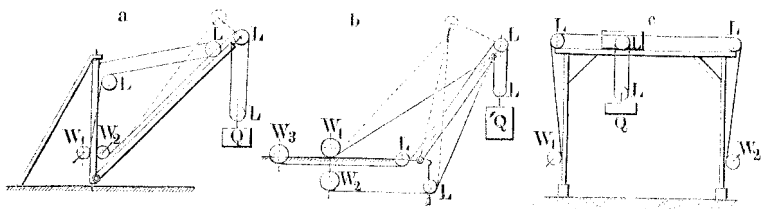
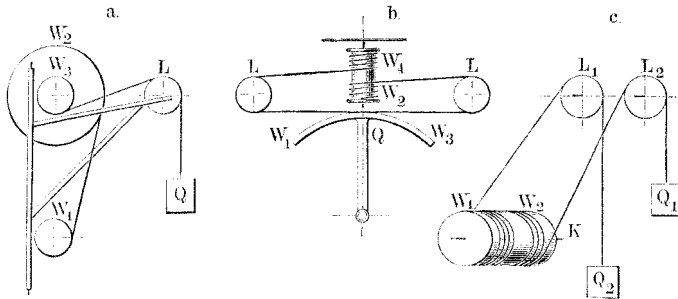


Fig. 791. *a* Kran mit beweglichem Auslader (Wippkran); zwei Wicklungen nebst Leitungen vereinigt. *b* Mastenkran, Scheerkran, drei Wicklungen nebst Leitungen vereinigt; W_1 und W_2 zum Halten und Richten der Scheerbäume, W_3 zum Aufwinden und Senken der Last Q . *c* Laufkran für Bauten; das Gestell ist auf Rädern fortbewegbar; zwei gleiche Wicklungen vereinigt und kombiniert, mit Leitungen verbunden; Hebung oder Senkung von Q findet statt bei nicht parallelem Drehen der gleichen Trommeln W_1 und W_2 , blosse Querbewegung bei parallelem.

Fig. 792 *a*. Drei Wicklungen kombiniert und mit einer Leitung verbunden zum Seilkran; *b* vier Wicklungen untereinander

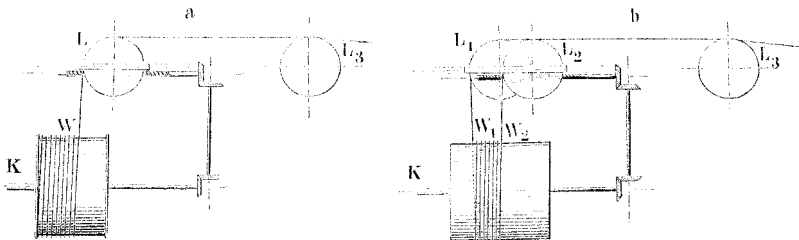
und mit Leitung kombiniert (oft unter Einschaltung von Flaschenzügen) zur Bewegung des Steuerhelms oder der Ruderpinne auf Schiffen, auch Kriegsschiffen, wo noch mancherlei Abänderungen in der Angriffs- und Betriebsweise der Taue oder Reepe (geflochtene Lederreepe) vorkommen; *c* zwei Wicklungen und zwei Leitungen kombiniert für die gewöhnliche Fördermaschine für Bergwerke, wo die verbundenen Trommeln durch eine Kraftmaschine

Fig. 792.



vor- oder rückwärts getrieben werden. Dasselbe System wird auch für Rampen angewandt. Handelt es sich um blosse Abwärtsförderung von Lasten, so bleibt die Kraftmaschine weg (selbstthätige Rampen); Bremsung an der Trommel dient alsdann zum Mässigen der Bewegung. Beispiele: die „Bremsberge“ der

Fig. 793.



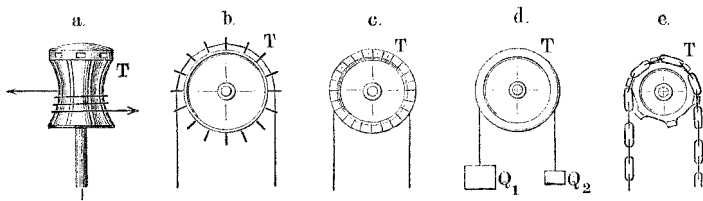
Bergwerke und der Steinbrüche, die Laderampen an Flussufern u. s. w. (s. auch Kap. XXII). Bei Seilrampen mit Kraftmaschine für Personenbeförderung hat man gelegentlich neben dem Hauptseil noch ein zweites, ein Leitseil, als Sicherheitsseil hinzugenommen (ältere Kahlenbergbahn bei Wien).

Bei runden Seilen, die nach Fig. 792 *c* aufgewickelt und weitergeleitet werden, ruft das schraubenförmige Wickeln leicht stö-

rende Zwängungen bei W wie bei L hervor. Man kann denselben durch Anbringung von Schraubenrinnen, wie in Fig. 787 e, einigermaassen vorbeugen. Um auch das schiefe Einlegen in die Rinnen bei W wie bei L wegzuschaffen, hat Riggenbach an den Seilrampen in Lausanne die in Fig. 793 in zwei Formen dargestellte Leitung der ersten Leitrolle angewandt; die Seilkorbachse liegt parallel der Seilebene $WL L_3$ beziehungsweise $W_1 L_1 L_3$ oder $W_2 L_2 L_3$. In b sind die Wicklungen W_1 und W_2 so verbunden, dass für beide dasselbe Seil dient. (Es entsteht Treibung mit begrenztem Spiel.)

3. Treibung. Diese findet die am meisten vielseitige Anwendung. Zunächst hier die wichtigsten Treibungsarten in Fig. 794. *a* Spill; um die ausgekehlte Trommel, welche längs mehrerer Meridiane mit Gleitschienen versehen ist, wird das an beiden Enden zu belastende Zugorgan einigemal umgeschlagen; das-

Fig. 794.



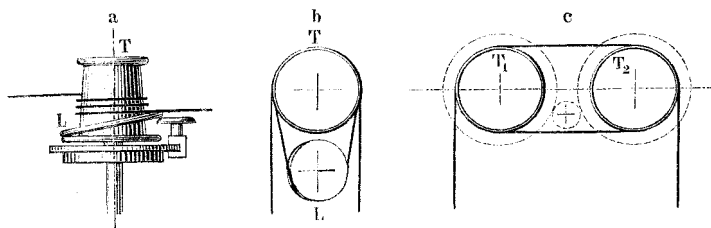
selbe kommt sodann beim schraubenförmigen Aufwinden mehr und mehr auf steilere Profiltheile der Trommel und rutscht schliesslich wieder nach der Tiefe der Kehle hin; das leere, ablaufende Trum kann, da auch bei kleiner Umschlägezah die Seilreibung schon sehr bedeutend ist, leicht von Hand gespannt erhalten werden (vergl. S. 718). Bei Drahtseilspillen bleiben die Gleitschienen der Spilltrommel weg. Man kann das Spill eine Treibwinde nennen*). *b* Rad mit Klemmgabeln, in welche sich das Tau einkeilt, an Bauwinden und Lastwinden mancherlei Art vielfach gebräuchlich. *c* Fowler'sche Klappen- oder Greifertrommel, ringsum mit breiten Zangen ausgerüstet (vergl. weiter unten), welche durch den Zug am Lasttrum sich selbstthätig schliessen und das Zugorgan, ein Drahttau, festgreifen. *d* drehrundes Treibrad, teilweise von einem Zugorgane umfasst, welches an beiden Trü-

*) Wie der Verfasser bereits 1858 vorgeschlagen.

mern so belastet ist, dass es wegen der Seilreibung auf dem Rade nicht gleiten kann. *e* Kettenrad, mit Zähnen zwischen die Glieder der es theilweise umfassenden Kette greifend. In allen fünf Fällen kann sowohl das Rad das Zugorgan, als auch das Zugorgan das Rad treiben.

Durch Kombination von Treibung mit Leitung erhält man zunächst brauchbare Treibwinden, Fig. 795. *a* Seilspinn von David; die Spilltrommel einfach konisch; eine Leitrolle in Ringform schiebt das auflaufende Seiltrum stetig nach dem dünneren Trommelende hin; der Leitring läuft auf zweirolligem Rollenlager (der Trommelflantsche und dem herumstellbaren Tragrädchen). *b* Treibwinde mit Gegenrolle. Die Treibrolle *T* ist zweispurig, die schief gestellte Leitrolle *L* einspurig gedacht. *T* erfährt zwei halbe Umschlagungen oder Umschlagungen; wird mehr verlangt, so erhalten *T* und *L* für jede fernere halbe Umfangung eine Kimme mehr.

Fig. 795.



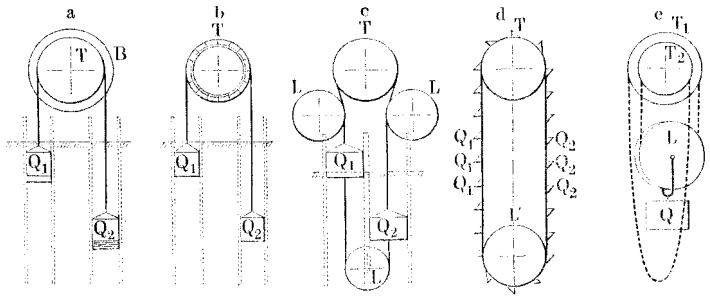
Die Gegenrolle kann auch zur zweiten Treibrolle ausgebildet werden, z. B. vermittelt Zahnradtriebs, Fig. 795 c. (Werkstattkrane, Schleppwinden an Werften etc.)

Durch die Treibung vermag man in Zugorganmaschinen die Wicklung oft mit Vortheil zu ersetzen, da bei ihr die Richtung des Zugorganes sich nicht ändert, auch die Bewegung des letzteren häufig unbegrenzt ist. Die Treibung ist deshalb vielfach an die Stelle der Wicklung gesetzt worden. Zunächst bei den Kranen. Für diese hat man für die gewöhnliche Kette mit ovalen Gliedern nach Bernier's Vorgang die sogenannte Nuss als Treibtrommel in Anwendung gebracht, ein Treibrad, dessen Zähne zwischen die Kettenglieder greifen (siehe §. 275); bei den Gelenkketten oder Galle'schen Ketten greift das Treibrad zwischen die Achsen der Kettengelenke ein (s. unten), Neustadt'sche Krane*).

*) Pétau lässt bei Kranen die Kette von zwei gleich grossen Treibrädern, die im entgegengesetzten Sinne laufen und die Kette zwischen

Andere Benutzungen der Treibung zeigt Fig. 796. *a* Gichtenzug mit Wasserbelastung. *T* glattes Treibrad mit rundem oder flachem Bandseil; die Belastungen Q_1 und Q_2 sind nur wenig verschieden, so dass eine halbe Umfassung völlig ausreicht, um das Gleiten des Zugorganes auf *T* zu verhüten, weshalb die Bremsung an *T* selbst stattfinden darf. Ein Vorgang für die Riggenbach'sche Rampenbahn, Fig. 791, ist in diesem Gichtenzug nur entfernt zu erblicken, da bei Riggenbach die Bremsung ganz nach Q_1 und Q_2 verlegt ist, hier aber an diesen Punkten fehlt, so dass durch die Bremsung bei *B* ein Seilbruch nicht unschädlich gemacht werden kann. Unter Anwendung von Ketten auf *T* ist Vorrichtung *a* durch Green auf dem Great-Westernkanal in England für Schleusen erfolgreich eingeführt worden.

Fig. 796.



b zeigt die Förderung mit Greiftrommel. Auch für Bremsberge hat man diese Einrichtung benutzt; hier dürfen die Belastungen bei Q_1 und Q_2 ganz beträchtlich verschieden sein, ohne dass irgendwie ein Rutschen des Seiles (Drahtseiles) auf der Trommel zu besorgen wäre. *c* Förderungsanlage nach Köppen's System; Drahtseil, rundes oder flaches, auf glatter Rolle. Der Umfassungswinkel auf *T* wird durch zwei Leitrollen so weit gesteigert, dass bei dem gegebenen Maximalverhältniss zwischen Q_1 und Q_2 ein Gleiten nicht zu besorgen ist (vergleiche §. 264); damit das Hängeseil nicht überlastend auf der schweren Seite einwirkt, ist ein dem ersten gleiches Seil unterhalb der Förderkörbe bis zum Tiefsten fortgeführt — das sogenannte Unterseil —, auch daselbst durch eine besondere Rolle nochmals geleitet. Man thäte wahrscheinlich wohl, bei

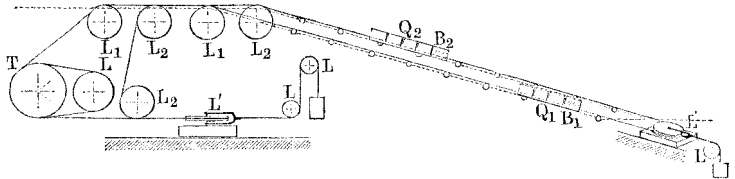
ihre Stirnen fassen, betreiben. Siehe Armengaud, publ. industr. XIX; dasselbe auch bei Arnoux's Schiefenebenbetrieb, Civilingenieur, Bd. IV, (1858), S. 51.

diesem System die Treibwinde Fig. 795 c anzuwenden; sie hätte den Vorzug, nur eine einzige Leitrolle zu erfordern und ausserdem das Seil nur einerlei Art von Biegung auszusetzen. *d* Becherwerk oder Paternosterwerk; Treibung und Leitung kombinirt. Das Zugorgan befördert hier bei stetigem Gange unmittelbar eine Reihe von Traggefässen, die am oberen Planum entleert werden. Sind die Gewichtsunterschiede unbedeutend, so genügt als Zugorgan ein Riemen (Becherwerke der Mühlen, Körnermagazine u. s. w.); sind sie gross, so ist die Anwendung einer Kette zweckmässig (schon sehr früh, bereits im Alterthum, bei Schöpfmaschinen angewandt, auch neuerdings bei Hebewerken für Balken, Schienen u. s. w. gebräuchlich, desgleichen an Baggermaschinen). *e* sogenannter Differentialflaschenzug, Umgestaltung der chinesischen Winde, Fig. 790 a, von Wicklung auf Treibung; T_1 und T_2 fest verbundene, verschieden grosse Treibrollen für Kette, *L* Leitrolle. Das Ganze ist als Treibflaschenzug gegenüber dem älteren Leitungsflaschenzug, Fig. 784 c, zu charakterisiren.

Von der unter *d* angegebenen Treibung ist noch etwas Besonderes zu bemerken. Sie findet in geeigneter Anpassung noch eine Reihe Anwendungen der wichtigsten Art. Wird das Zugorgan nämlich handförmig gebildet und horizontal oder nahezu so gelegt, so kann es kleinteilige Materialien, welche unmittelbar auf seine Fläche gelegt werden, fortbewegen. Die Lauftücher zum Einführen der Webfasern in die Bearbeitungsmaschinen, die laufenden Filze der Papiermaschinen, das Laufteuch an manchen Häckselschneidemaschinen, die Lattentücher (Lattenketten) für Strohtransport, die Transportriemen für Getreide u. s. w. sind Beispiele. In allen diesen Fällen hält die Schwere die fortzubewegenden Stoffe an ihrer Stelle auf dem Zugorgan. Diese Einschränkung kann indessen noch beseitigt werden, und zwar durch Verdopplung des befördernden Zugorganes (vergl. auch Schluss dieses §) in der Weise, dass zwei derselben den fortzubewegenden Gegenstand zwischen sich fassen; der letztere muss selbstverständlich eine hierfür geeignete Form haben. Eine Anwendung von hervorragender Wichtigkeit findet das Zugorgan in dieser Weise in den Schnellpressen zum Fortbewegen der Druckbogen zu und von den Druckwalzen, zu und von dem Falzapparat u. s. w., wo überall die Fortbewegung durch die Laufbänder mit grosser Genauigkeit bei ausserordentlicher Schnelle der Bewegung stattfindet. Auch bei Nadelschleifmaschinen, Zündhölzchenmaschinen u. s. w. hat man das Prinzip mit Erfolg eingeführt.

Die Treibwinde hat u. a. die Möglichkeit gegeben, Rampenbahnen von grosser Länge mit Seilbetrieb einzurichten. Einige Beispiele seien angeführt. Fig. 797, Rampenbetrieb der rheinischen Eisenbahn (ehemals bei Aachen-Ronheide in Thätigkeit). Die Treibwinde TL , mittelst Dampfmaschine betrieben, setzt auf dem einen der Bahngleise das aufsteigende, auf dem anderen das absteigende Seiltrum in Bewegung. L' Spannrollen, welche durch

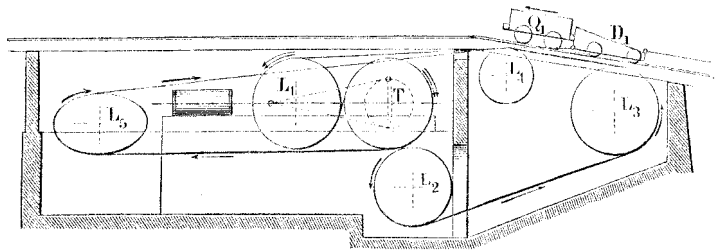
Fig. 797.



seilgeleitete Gewichte das Zugorgan spannen. Die Eisenbahnzüge Q_1 und Q_2 stützen sich gegen die Bremswagen B_1 und B_2 , welche sehr schwer und mit vorzüglichen Bremsen ausgerüstet sind, um den Abwärtsgang mässigen zu können.

Bei und zwischen den Anthracitgruben in Pennsylvanien sind Seilrampen von vortrefflicher Konstruktion für den Transport von Kohlenzügen in ausgedehntem Gebrauch, mehrere nach Art der Fördermaschine Fig. 792 c, dann auch mit Eisenbandbetrieb, meist aber mit Treibwinden. Ein Beispiel stellen schematisch die Figg. 798 und 99 dar*). Der Kohlenzug wird nicht un-

Fig. 798.



mittelbar an das Zugorgan angehängt, sondern vor einem am Seil- oder Bandende befestigten Blindwagen D (*dummy*) gesetzt.

*) Einige nähere Angaben über die pennsylvanischen Rampen, welche ich der Güte von deren leider jüngst verstorbenem Erbauer, Herrn W. Lorenz, Oberingenieur der Philadelphia- und Readingbahn verdanke, seien hier mitgetheilt. Die folgenden vier Rampen liegen im Schuylkill-Revier:

Dieser hat sein besonderes schmales Gleis, welches innerhalb des Hauptgleises liegt und am Rampenfuss stark nach unten abstürzt. Der dorthin beim Abstieg gelangende Blindwagen *D* lässt den bis dahin von ihm gehaltenen Zug frei weiterlaufen, vergl. Fig. 799 a. f. S.; beim Aufstieg tritt er hinter den,

	Mahanoy- Rampe	Obere Gordon- Rampe	Untere Gordon- Rampe	Big Mine- Rampe
Länge	2410'	4650'	4755'	1241'
Höhe	354'	318'	404'	260'
Haupt über Meer	1470'	1590'	1206'	1247'
Seildicke	2 1/4"	2 1/4"	2 1/4"	2"
do. beim Unterseil	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	—

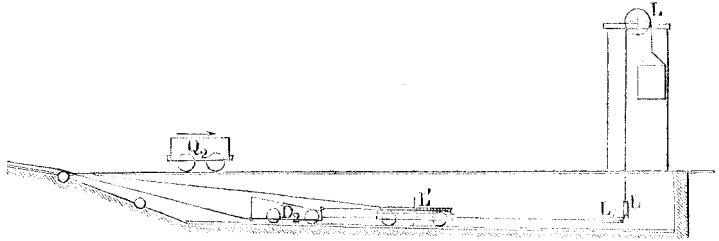
Die ersten drei Rampen haben Dampftrieb, die vierte, bloss abwärts fördernde, ist selbstthätig. Die Seile werden regelmässig erneuert, sobald sie zwei Millionen Tonnen Kohlen befördert haben; ein Seilbruch ist auf den Rampen noch nicht vorgekommen. Die nachstehenden drei auf einander folgenden Rampen im Wyomingrevier, übrigens zum obigen Netz gehörig, fördern die Kohlen aus dem Thal auf eine Gesamthöhe von 1026,7'.

	Nr. I.	Nr. II.	Nr. III.
Ashley-Rampe	3700'	3000'	5000'
Länge	3700'	422,2'	269,0'
Höhe	334,7'	1381,06'	1643,31'
Haupt über Meer	958,86'	470'	850'
Abstände der Rampen		5,4'	6,75'
Gefälle zwischen den Rampen		13020'	
Gesamtlänge den Schienen nach		1025,9'	
Gesamthöhe der drei Hebungen			5780'
Länge des Hauptseiles	4610'	3670'	
Dicke desselben	2 1/2"	2 1/4"	2 1/2"
Dicke des Unterseils	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"
Halbmesser der Treibrolle	124 1/8"	124 1/8"	124 1/8"
Wagen angehängt	15	11	22
Gewicht derselben	49 t	33 t	71 t
Kohlen darin	86 „	63 „	127 „
Zusammen	135 „	99 „	198 „
Zug am Seil	17 „	20 „	16 „
Bruchbelastung des Seiles	114 „	124 „	114 „
Mittlere Zeit eines Aufstieges	8 min.	5 min.	6 min.
Gesamtzeit für das ganze System			25 min.

Am Mauch-Chunk-Switchback in demselben Netz sind noch zwei weitere Rampen im Betriebe, die vom Mount Pisgah von 664' Höhe bei 2322' Länge, und die vom Mount Jefferson von 462' Höhe bei 2070' Länge. Sie werden beide mit eisernen Zugbändern von 6 1/4" Breite und 1/8" Dicke von je einer 120pferdigen Dampfmaschine betrieben. Trommelhalbmesser in beiden Fällen 16'; auch hier ist der Blindwagen auf dem Binnengleis angewandt; Dicke des Unterseils beidemal 1".

von der Rangirlokomotive vor den Absturz geschobenen Zug. Am Rampenhaupt, Fig. 798, liegt die Betriebsdampfmaschine. Das Seil ist, wie die Pfeile andeuten, so geleitet, dass es zweimal die Treibrolle T überläuft, jedesmal um etwa $\frac{3}{4}$ des Umfangs. Die Blindwagen D_1 und D_2 sind durch ein Unterseil, welches über die

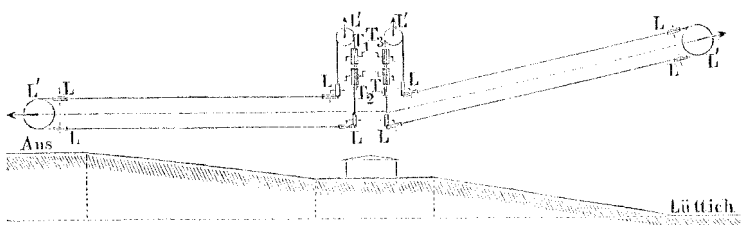
Fig. 799.



Spannrolle L' geht, unter einander verbunden; das Unterseil gibt dem Hauptseil stets die erforderliche Anspannung, auch wenn der Zug am Fusse oder am Haupte der Rampe auf der Horizontalen steht; auf seiner 75' langen Bahn hat der Spannwagen das auch bei Nachsplessungen erforderliche Spiel.

Abweichend von den beschriebenen Seilbetrieben ist die zwischen Lüttich und Ans im regelmässigen Betriebe befindliche Rampenbahn, welche Fig. 800 skizzirt*). Hier ist die Rampe in

Fig. 800.



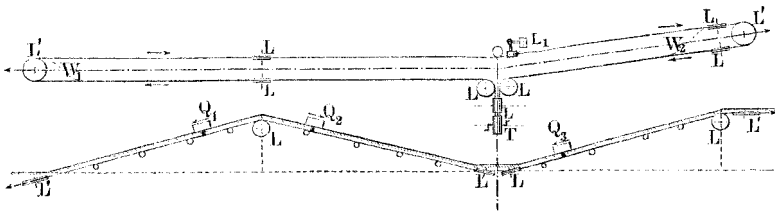
zwei Abschnitte, welche im Streichen einen stumpfen Winkel bilden, getheilt, auf der Mittelstufe eine Horizontale eingeschaltet. Dasselbst stehen auch die Betriebsdampfmaschinen für die Treibwinden T_1 , T_2 , T_3 und T_4 , alle vier Treibrollen einzeln durch je eine Dampfmaschine, von welchen zwei stets zusammen gehen oder zusammen stille stehen, betrieben; L' Spannrollen.

*) Näheres in v. Weber's Portofolio John Cocquerill.

Hier wie im vorigen Falle sehen wir die wichtige Abweichung von den früher beschriebenen Rampenbetrieben eingetreten, dass das Zugseil stets in demselben Sinne läuft. Der Betrieb geschieht übrigens in beiden Fällen so, dass nach und vor Beförderung jedes Zuges das laufende Tau stille gestellt wird, damit das Anhängen des Bremswagens bequem ausgeführt werden könne. Träfe man indessen Vorkehrung, den Bremswagen, oder auch beliebige mit Bremsvorrichtung ausgerüstete Wagen an das im Lauf befindliche Tau jederzeit anschliessen und von demselben jederzeit wieder ablösen zu können, so würde ein unter Umständen vortrefflich benutzbarer Bahnbetrieb entstehen.

Solches ist geschehen an den durch Hallidie und Eppelsheimer zuerst für San Francisco eingerichteten Bahnen, für welche der Name Lauftaubahnen oder kurz Taubahnen vom Verfasser vorgeschlagen worden ist. Schema in Fig. 801. Es sind die quer

Fig. 801.

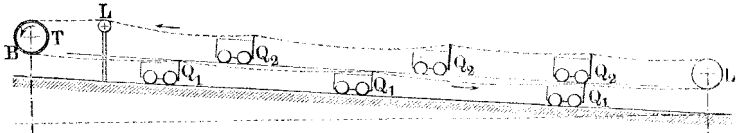


über Dünenbügel geführten Strassen der Hauptstadt Kaliforniens, für welche die Anlage zuerst verwirklicht wurde und auch besonders gut passte. Unter den zwei Gleisen für Hin- und Hergang laufen die beiden Trümer eines endlosen Lauftaues stetig dahin, getragen von Leitrollen L und getrieben von einer Dampfmaschine bei den Treibrollen T , daselbst oder anderswo gespannt mittelst Spannrollen I und Zubehör. Das Tau läuft in einem eisenwandigen Kanal, Taurohr, unter dem Strassendamm hin; vom Scheitel des Taurohres tritt ein mit Eisen eingefasster Schlitz an das Strassenplanum. Von den Wagen nach unten gehende schmale Arme reichen in den Schlitz hinein und fassen das Tau mit einer von oben leicht lösbaren Klemmvorrichtung, dem Greifer. Die an dem gemeinsamen Fuss zweier Rampen erforderliche Leitrolle L_1 wird, wenn ein Wagen passirt, zur Seite gedreht; in Kurven sind mehrere seitliche Leitrollen, etwas ausserhalb der Mitte des Taurohres belegen, angebracht. Vor Erreichung des untersten Rampenfusses wird das Tau aus dem Greifer geworfen und der Wagen durch die

Weiche W_1 ins andere Gleis sinken gelassen; am Oberhaupt Rückkehr ins erste Gleis auf Weiche W_2 . Die abwärts gehenden Wagen wirken entgegen den aufwärtsgehenden auf das Tau, so dass sich ihre Schwerkraftswiderstände aufheben, der Zug des Taus also wesentlich nur die Reibungen zu überwinden hat wie bei waagerechter Bahn. Das System der Taubahnen hat sich inzwischen auch in Chicago, auch in London und in mehreren anderen Städten sehr gut bewährt; eine vortreffliche Verwendung hat Ingenieur Schmick vorgeschlagen (Kanalprojekt Strassburg-Germersheim), diejenige nämlich zum Schleppen von Schiffen in Kanälen, den Leinpfad als Pfad für das Lauftau, Taupfad, ausbildend.

Kann man das auf die Wagen wirkende Zugorgan oberhalb von Bahn und Wagen anbringen, also es auch gelegentlich selbst auf Trag- und Leitrollen legen, so lässt sich der Betrieb mit schwebendem Seil oder schwebender Kette, oder, wie man auch sagen kann, Schwebeseil, Schwibseil, Schwibkette einrichten. Schwibseilbetrieb ist u. a. derjenige der Dampfpflüge. Fig. 802

Fig. 802.



stellt eine Schwibkettensystem schematisch dar. Die abwärts gehenden Wagen Q_1 seien beladen, die aufwärts gehenden Q_2 leer. Dann ist bei T ausser Treibung meist auch Bremsung B anzubringen*). Wenn die umgekehrte Beladungsweise vorliegt, ist bei T Triebkraft zuzuführen. Auch für söhliche Förderung bei Gruben, unter, wie über Tag, passt der Betrieb und ist vielfach namentlich für Kohlenförderung in Benutzung**). Die Kette fasst meist in eine Gabel am Wagen.

*) Als auf ein sehr bemerkenswerthes Beispiel sei auf die Steinbruchbahn mit Schwibkette (*chaîne flottante*) bei Ain Sedma in Alger hingewiesen (*Portefeuille économique des machines* 1881, S. 145 ff.). Horizontale Ausdehnung 7 km, Gefälle 689,9 m, stärkstes Gefälle $tg = 0,30$. Es werden angewandt

2600	3080	9320 laufende Meter Kette
von 24	22	20 mm Eisendicke.

Der Betrieb auf der Strecke findet fast ganz ohne Mannschaft statt.

**) Im Saarbrücker Kohlenrevier hat sich der Schwibkettensystembetrieb durchschnittlich besser als der Schwibseilbetrieb bewährt (Burbachstollen und

Die sogenannten Seilbahnen, die namentlich Ingeuieur Ad. Bleichert zu hoher Vollkommenheit entwickelt hat, sind mit den letztbesprochenen Bahnen nahe verwandt, indessen für geringere Einzellasten bestimmt. Sie sind Lauftaubahnen, bei welchen auch das Bahngleis selbst durch ein Drahtseil gebildet wird. Dasselbe möge hier (gemäss §. 262) das Standseil genannt werden*). Das laufende Seil wird das Zugseil genannt und unterhalb des die Schienen vertretenden Standseiles angebracht. Die Wagen bestehen aus einem Satz von zwei ausgekehlten Rädern mit Lagergestell und dem Lastbehälter, welcher mit hakenförmigem Arm pendelartig an das Gestelle gehängt ist. Stellenweise wird das Standseil durch Rundstangen, welche v. Dücker schon vor Jahren für hängende Bahnen vorgeschlagen, ersetzt; an den Stationen, siehe Schema in Fig. 803 a und b a. f. S., geht die hängende Bahn in feste Schienen für die Fahrzeuge über, siehe bei S' S'' und S''' S'''' . Bei S_0 ist eine feste Verankerung des Standseils, bei L_2 ein Spannungsgewicht für dasselbe angebracht. T Treibrolle (von einer Kraftmaschine K aus getrieben), L' Spannrolle für die beiden Trümer des endlosen Zugseiles. Letzteres wird, wenn starke Steigungen auf der Strecke zu überwinden sind, in zwei Halbwindungen statt

Von der Heydt-Halde). Die 24mm-Kette im Burbachstollen wirkt gänzlich ohne Gabel bloss durch ihr Gewicht mitnehmend auf den Wagen. Siehe Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen im preussischen Staate 1881, S. 299 ff., auch ebenda S. 325, Studienreise von Fabian.

*) Bleichert und Cie in Gohlis-Leipzig, auch Th. Obach in Wien und andere Seilbahnfabrikanten nennen das Gleisseil das Laufseil, weil die Wagen auf ihm laufen; gemäss der älteren, anerkannten Unterscheidung zwischen stehendem und laufendem Tauwerk ist die oben gewählte Bezeichnung die mehr berechnigte; auch im Englischen werden *pulling rope* und *stationary rope* unterschieden. In England hat Hodgson Seilbahnen einzuführen versucht, bei welchen die Lastbehälter unmittelbar an dem laufenden Tau hingen, ein Standseil also nicht vorkam; sein System hat sich aber weniger bewährt, während das hier vorliegende sich rasch entwickelt hat. Bleichert und Cie hatten Mitte 1885 schon über 290 km Seilbahn ausgeführt, dabei die Grubenbahn von Lollar bei Weilburg mit 10½ km, diejenige für Liker-Vashegy in Ungarn mit nahe 13 km u. s. w. (vergl. Sekundärbahnzeitung 1882, S. 347 ff., sodann österr. Zeitschr. f. Berg- und Hüttenwesen 1884, auch Heusinger's Organ f. d. Fortschritte des Eisenbahnwesens 1882, Heft 5); Th. Obach in Wien hat u. a. die grosse Siebenbürger Seilbahn für Erz- und Kohlenförderung erbaut; sie ist 30½ km lang und hat ein Gesamtgefälle von 892 m, übersetzt 60 Bergrücken und 62 Thäler, darunter 28 mit freien Spannweiten von 200 bis 472 m, letztere bis 247 m über Thalsohle hingehend; Standseil auf der Kohlenstrecke 17, auf der Erzstrecke 25 mm, Zugseil beziehungsweise 13 und 18 mm stark.

in einer um T geschlagen, zu welchem Ende dann eine Gegenrolle, wie bei Fig. 795 b gezeigt, zu Hülfe genommen wird. Fig. 804 zeigt die Grundrisse zweier Antriebstationen nebst Zweiggleisen. Bei K_1 Kraftzuführung für die Gleise I und II, bei K_2 für das Gleis III, T Treibrollen, G Gegenrollen, L' Spannrollen.

Fig. 803 a.

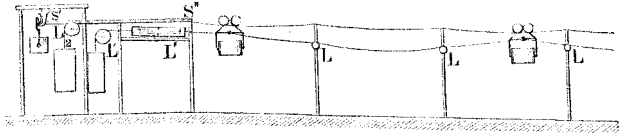
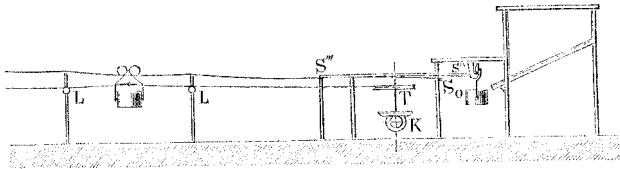
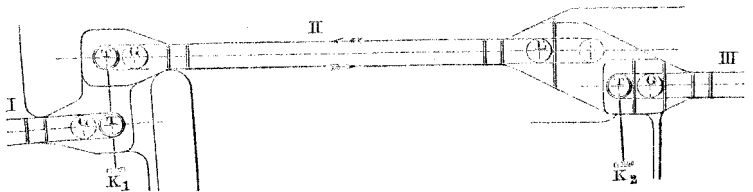


Fig. 803 b.



Die frei aufgestellten Träger oder Pfeiler für die beiden Seile sind je nach der Bodenprofilierung verschieden hoch und stark aus-

Fig. 804.



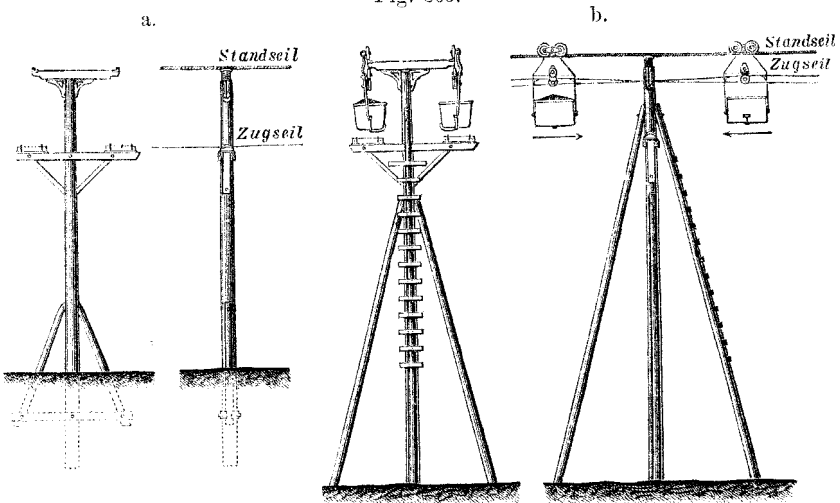
zuführen. Fig. 805 zeigt zwei Bleichert'sche Bauarten der Pfeiler, a für Höhen bis zu 8 m, b für solche zwischen 8 und 25 m *).

Fig. 806 zeigt zwei Kombinationen von Treibung und Leitung, dabei sind Treib- und Leitrollen auf einem beweglichen Träger Q angebracht, das Zugorgan an zwei Punkten S_0 S_0 der Bahn von Q befestigt. Auf dem beweglichen Träger Q , welcher das Fahrzeug heissen möge, treibe eine Kraftmaschine die Treibrolle T um. Ist dann, wie bei a angedeutet, T eine Fowler'sche Greiftrommel, das

*) Auf der schon erwähnten Bahn Likér-Vashegy ist ein Ständer von 40 m Höhe zur Anwendung gekommen.

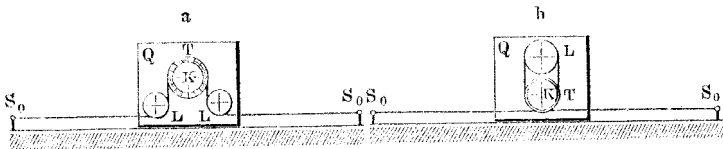
Zugorgan also ein Tau, so stellt das Ganze das Schema der Tauschleppschiffe oder Tauer*), das Seil das sogenannte Grundtau dar. Wird bei *b* eine Treibwinde für Kette vorausgesetzt, so liegt das Schema für Kettenschiffahrt oder Kettentauerei vor**).

Fig. 805.



Die Treibwinde bei *b* kann indessen auch für ein Drahttau für ein Schiff dienen, wie auf den Hartwich'schen Dampfzähren, welche bei Rheinhausen für die Beförderung von Eisenbahnzügen

Fig. 806.



über den Rheinstrom in fünf Ausführungen angelegt worden sind. Das Fäherschiff wird bei dieser vorzüglichen Einrichtung noch durch ein mehrfach verankertes Quertau geleitet, s. Fig. 807 a. f. S. Dasselbe ist ein Standseil zur Aufnahme der durch die Stromtrift hervorgerufenen Belastung der Fähre. Es vertritt gegenüber den

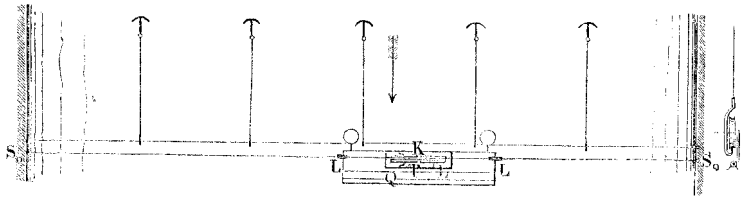
*) In Belgien und Amerika durch Dumesnil, in Deutschland durch v. Holstein eingeführt.

***) U. a. auf dem Elbstrom in regelmässigem und vorzüglichem Betrieb auf der 627 km langen Strecke von Schandau bis Hamburg.

waagerechten Kräften genau das Standseil der Bleichert'schen Seilbahnen. Nur ist das Standseil durch hängende, mit Zug wirkende, statt durch stehende, mit Druck wirkende Träger gehalten. Der vorliegende Fährbetrieb ist also Tauereibetrieb auf subaquarer hängender Seilbahn.

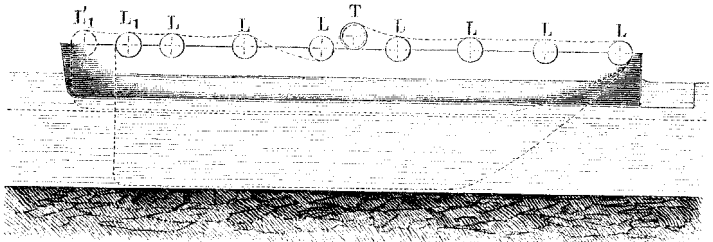
Denkt man sich in der Kombination Fig. 806 das Fahrzeug Q länger gemacht als den Abstand $S_0 S_0$, entsprechende Leitung des Zugorgans vorausgesetzt, so wird das Prinzip nicht verlassen, die

Fig. 807.



Wirkung aber insofern verändert, als nun die Annäherung des Fahrzeuges an denselben Befestigungspunkt umgekehrte Fahrrichtung bedingt. Die Endpunkte des Zugorgans können aber dann in eins zusammengezogen, mit anderen Worten das Zugorgan kann endlos gemacht, auch seine Befestigung bei genügender Größe seines laufenden Gewichtes durch seine Reibung am Flussboden ersetzt

Fig. 808.



werden. Solches ist alles geschehen bei dem Heuberger'schen Kettenschlepper*), welchen Fig. 808 in der neuerdings von Zedé verbesserten Form darstellt. T Treibwinde für die Kette, $L L L \dots$ Leitrollen; L_1 parallel der Schiffsachse verschiebbare Leitrolle; sie wird, wenn das Fahrzeug in seichteres Wasser kommt, um etwa die

*) Von dem bairischen Ingenieur Heuberger in den dreissiger Jahren erfunden.

Hälfte des Wassertiefenwechsels nach dem Bug, nach L_1' hin, versetzt, um den Wich der Kette aufzunehmen. Die ganze Vorrichtung ist doppelt, an jedem Bord einmal angebracht; auch können die Treibwinden zeitweise verschieden schnell betrieben werden, wodurch es gelingt, scharfe Kurven leicht zu befahren*).

Wird ein um eine Treibrolle geschlagenes Zugorgan nicht genügend angespannt, so vermag die Treibrolle eine von dem Zugorgan etwa getragene Last nicht zu erheben; wird aber die nöthige Anspannung zeitweise angewandt und dann wieder beseitigt, so kann durch eine stetig umlaufende Treibrolle eine Auf- und Abbewegung der erwähnten Last erzielt werden. Dies geschieht bei gewissen Fallhämmern, von welchen Fig. 809 das Schema angibt. T stetig umlaufende Treibrolle, Q Hammerbär, H Handgriff, an welchem der bedienende Arbeiter die

Fig. 809.

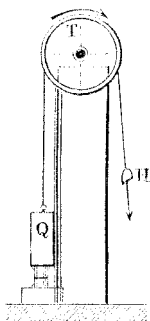
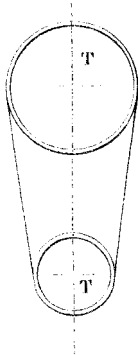


Fig. 810.



Anspannung des als Riemen ausgeführten Zugorgans jeweilig bewirkt und wieder aufhören lässt.

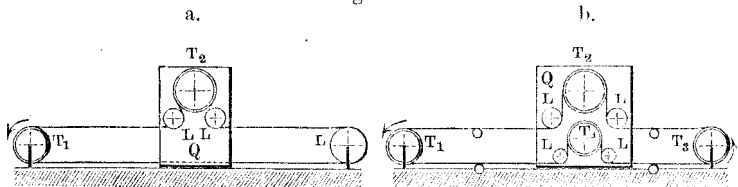
Sämmtliche bisher betrachteten Anwendungen der laufenden Zugorgane gingen darauf hinaus, das Zugorgan unmittelbar nützliche Widerstände überwinden zu lassen, vor allem Lasten zu

bewegen, Ortsveränderungen derselben zu bewirken. Eine der wichtigsten Verwendungen besteht aber in Kombinationen von Treibungen behufs Uebertragung von Drehung von Rolle zu Rolle,

*) Siche Bull. de la Soc. d'Encouragement 1884, S. 24. Nachdem Versuche mit einem 33 m langen, 7,5 m breiten Probeschiff, welches 46 mm starke und 46 kg auf 1 m wiegende Ketten führte, sehr befriedigende Ergebnisse geliefert, hat Zedé ein Schiff für einen Schleppzug von 500 Tonnen in Angriff genommen; Länge überall 70 m, Breite 6,6 m, Tiefe 2 m, Tiefgang hinten 0,80 m, mittschiffs 0,75 m, Verdrängung 260 t; gusseiserne Ketten von 150 kg auf 1 m; zwei Dampfmaschinen von 130 PS ind.; Fahrt 6 km (!) die Stunde; Rollenspiel bei L_1 6 m, um 12 m Tiefenwechsel vorzusehen. Der Koeffizient der Reibung der Kette am Grund hatte sich bei den Vorversuchen zu 0,8 bis 1,2 herausgestellt.

von wo aus sodann die übertragene Kraft auf beliebige Weise weiter verwendet werden kann. Diese Kombination liefert die Riementriebe, Fig. 810 a. v. S., Seiltriebe und die allerdings selteneren Kettentriebe. Die erforderliche Anspannung des Zugorgans wird dabei entweder unmittelbar durch die Widerstände an den Lagern oder auch unter Zuhilfenahme von Leit- und allenfalls Spannrollen erzeugt oder erhalten. Man unterscheidet dabei das stärker und das schwächer gespannte Trum des Zugorgans als das führende und das geführte Trum. Die Anwendungen dieses einfachen Laufwerkes sind zahllos (vergl. Kap. XX. bis XXII.). Unter denselben ist eine Gattung hier noch besonders hervorzuheben, diejenige nämlich, bei welcher Drehungsübertragung von Achsen mit ruhender Lagerung auf solche mit beweglichen Lagern ermöglicht wird, Zugorgantriebe für bewegliche Achsen, Fig. 811.

Fig. 811.

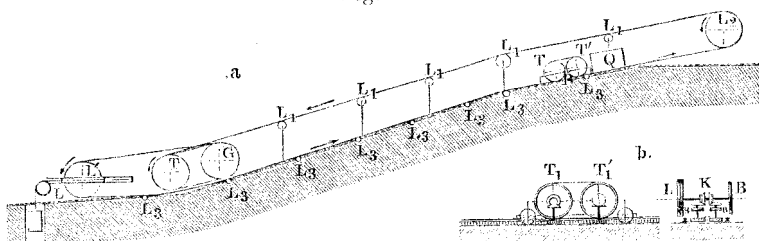


Im Falle *a* ist die eine der beiden Treibrollen verschiebbar, auf einem Schlitten, Wagen oder allgemeinen Fahrzeug aufgestellt; Verschiebungsrichtung parallel derjenigen des Zugorgans; drei Leitrollen erhalten die Spannung. Angewandt für Riementrieb von Sellers, Ducommun & Dubied u. A. an Hobelmaschinen; die auf die bewegliche Welle übertragene Kraft wird zum Fortbewegen des Schlittens verwerteth. Für Baumwollseiltrieb ist dies Laufwerk benutzt bei den Selbstspinnern zum Betrieb der Spindeln auf dem Spinnwagen *).

*) Meist die Treibrollen und -Seile paarweise neben einander. Von Ramsbotten ist sie an Laufkränen, von Tangey und von Towne unter Anwendung von Drahtseilen ebenfalls an Laufkränen benutzt worden, zugleich unter Verwerthung der Parallelführung mit Drahtseilen aus Fig. 784 c. In den letzteren Fällen wird die übertragene Kraft zur Ortsveränderung der Lastwinde auf dem Kran, zur Verschiebung des ganzen Krans, sowie zum Betrieb der Lastwinde behufs Hebung und Senkung der Last benutzt. In Tauschlagereien älterer Methode wurde die Einrichtung a verwendet, um mittelst der, der beweglichen Achse mitgetheilten Drehung Taue zu schlagen.

Die Anordnung b unterscheidet sich von a dadurch, dass nicht bloss eines, sondern beide Trümer des Seiles, Riemens etc. zur Kraftübertragung benutzt sind. Die auf ruhenden Lagern laufenden Treibrollen T_1 und T_3 treiben die obere und die untere der beweglichen Achsen von T_2 und T_4 . Man kann diese beiden Achsen offenbar wieder auf mancherlei Weise wirken lassen, u. a. auch auf ein Windwerk zum Fortbewegen des Fahrzeuges Q . So geschehen in Agudio's älterer „Seillokomotive“*). Bei dieser liess der Erfinder die Treibräder T_2 und T_4 unter Einschaltung von Reibrädern eine Treibwinde umtreiben, welche ihrerseits auf ein Grundtau wirkte wie bei der Tauerei (vergl. Fig. 806). Nach mehrfachen Abänderungen**) ist er neuerdings wieder zu einem Betrieb nach dem Schema a Fig. 811 zurückgekehrt, wovon Fig. 812 die

Fig. 812.



Anordnung vor Augen führt. Bei dieser neuesten Konstruktion, welche auf der Soperga-Rampe bei Turin im Betrieb ist, liegt eine doppelte Zahnstange mitten im Gleis, siehe bei b, in welche das Treibwerk der Winde des Wagens Q eingreift. Am Rampenfuss steht die Treibwinde TG , von einer (500pferdigen) Dampfmaschine stets in demselben Sinne umgetrieben. Das führende Seiltrum geht über die auf Pfosten gelagerten Leitrollen L_1 und die obere Leitrolle L_2 und dann auf der Bahnsohle über Leitrollen nach der Treibwinde TT' der Seillokomotive. Das geführte Trum folgt der Lokomotive von unten, schneller als sie laufend, getragen von den Rollen L_3 ; unten befindet sich eine Spannrolle L' . Die Geschwindigkeit des (Draht-)Seiles ist viermal so gross als die des hinaufsteigenden Zuges. Das Abwärtsfahren geschieht bei stillstehendem Seil unter Bremsung der Seillokomotive. Um sie bewirken zu können, sind die Kegelräder auf den Treibachsen durch lösbare

*) Siche Thomas Agudio, Mémoire sur la Locomotive funiculaire, Turin 1863, Typographie littéraire.

**) Siche Bulletin de la Soc. d'Encouragement, XVI. Bd, 1869, S. 48.

Reibungskupplungen K mit den Achsen von T_1 und T_1' verbunden, die, nachdem das Tau vor seiner Stillstellung den Zug an den Abstieg gebracht, gelöst werden.

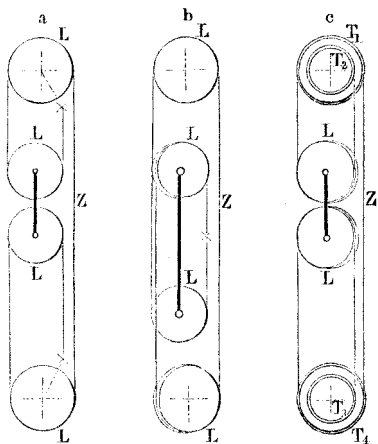
Die vorstehende gedrängte Zusammenstellung, welche keineswegs völlig erschöpfend ist, lässt erkennen, welche hervorragenden Dienste die Zugorgane im Maschinenwesen leisten. Nicht weniger als sieben Betriebsweisen für Bahnen und vier für Schiffe waren vorzuführen. Diese rege Entwicklung ist merkwürdig in sofern, als eine Zeit lang das Tau vom Bahnkörper verdrängt worden war; augenscheinlich wird es seine Stellung daselbst mit grösserer Sicherheit als je zuvor behaupten.

Unsere Scheidung der Betriebe nach Leitung, Wicklung und Treibung hat die Einordnung der Zugorganwerke in deutlich getrennte Klassen ermöglicht. Aufzuklären bleibt noch die theilweise vorhandene Unbestimmtheit in der Bewegung vieler der dargestellten Lastzugvorrichtungen, wie der Flaschenzüge, Winden, Krane u. s. w., wonach nämlich der zu bewegende Körper Q beim Negativbewegen des Zugorgans nur dann im negativen Sinne fortschreitet, wenn die Schwere ihn rückwärts treibt*). Man kann aber die volle Bestimmtheit der Bewegung dadurch herbeiführen, dass man die betreffende Anordnung umgekehrt wiederholt, die Wiederholung für den Rückwärtsgang einrichtend. Schon der Riemtrieb Fig. 810 ist eine derartige Verdoppelung und zwar der Treibung Fig. 794 d. Beispielshalber seien aber noch die Flaschenzüge in Fig. 784 c und 796 e hier in ihrer vollständigen Form, mit der genannten Wiederholung, vorgeführt, Fig. 813. Zieht man an dem Zugseile Z in dem einen oder anderen Sinne, so bewegen sich die Lastrollen entweder auf- oder abwärts, vor- oder rückwärts**). Deutlich tritt in der heutigen Technik das Streben nach endlosen Seilbetrieben zu Tage; vielfach hat man hierin das erwähnte Ergänzen halber Mechanismen zu Ganzen zu erblicken. In dieser Hinsicht ist übrigens zu beachten, dass das an beiden Enden festgehaltene Grundtau Fig. 806 schon als ein endloses Zugorgan (oder Ausschnitt aus einem solchen) anzusehen ist, wie sich bei Fig. 808 noch besonders deutlich ergab, vergl. auch Fig. 784 d und e, auch Fig. 813 b, wo die Lastrollen aus a nur umgesetzt sind, das Seil sich aber alsbald als ein endloses darstellt (der festgehaltene Punkt ist angekreuzt). Bringt man die Einrichtungen Fig. 806 u. 811 auf

*) Kinematischer Kraftschluss. **) Der Verfasser hat auf diese unter Umständen brauchbaren Anordnungen, zu denen er auf kinematischem Wege gelangt war, zuerst hingewiesen, siehe Theoretische Kinematik S. 575.

eine allgemeine Form, nämlich auf eine solche, in welcher die Bahnen des Fahrzeuges, in sich selbst zurücklaufend, kreisförmig sind,

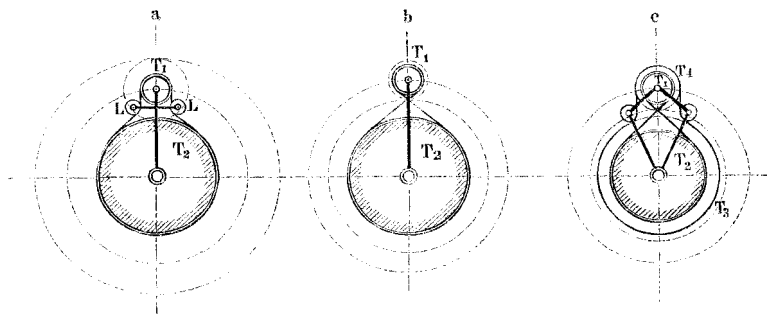
Fig. 813.



so erhält man Fig. 814 a. Schafft man noch die Leitrollen weg und führt dafür Kreuzung des Zugorganes ein, so kommt man auf die noch einfachere Form Fig. 814 b. Drehung der Rolle T_1 setzt nach wie vor das Fahrzeug in Bewegung um die Achse der festliegenden Scheibe T_2 *). Auch Agudio's ältere Seilokomotive lässt sich in ähnlicher Weise auf das sehr einfache Schema Fig. 814 c bringen. Die schraffierte

Scheibe T_2 ist festgehalten, die zu ihr konaxiale T_3 gedreht zu denken; das Fahrzeug schreitet dann kreisförmig fort und stellt die Seilokomotive vor **).

Fig. 814.



Schliesslich ist noch hervorzuheben, dass in den elektrischen Treibwerken die Zugorgane in der Form von Drähten und Seilen, Tauen, Kabeln eine grossartige Rolle als Kraftleiter spielen.

*) Die kinematischen Polbahnen sind eingetragen.

***) Das Ganze einen besonderen Fall der sogenannten Differenzial- oder Umlaufrädergetriebe.

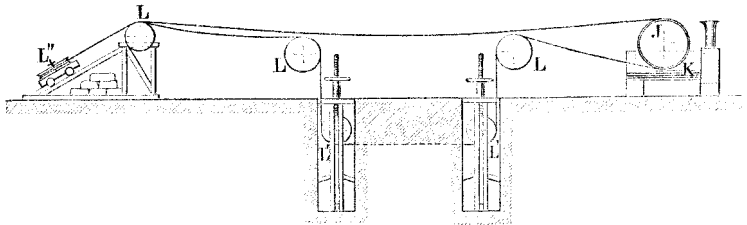
§. 263.

Technologische Verwendungen der Zugorgane.

Ausser den besprochenen Verwendungen zur Kraftübertragung finden die Zugorgane auch noch sehr mannigfache als Werkzeuge, d. i. als Organe zur Umformung von Körpern. Die hervorragendsten seien hier noch kurz angeführt.

In Form eines gezahnten Stahlbandstückes dient das Zugorgan in der gewöhnlichen Bogensäge und der Rahmensäge, dann auch in der Block- und Furniersäge, überhaupt Gattersäge als Werkzeug. Wird das Band ungezahnt gelassen, so kann es, bei übrigens ähnlicher Einspannung, als Steinsäge dienen, wo dann Schleifsand und Wasser zuzuführen sind; blosser glatter Draht dient ebenso bei Zuführung von Oel mit Sehmigel, Diamantstaub etc. Hierbei wird durch straffe Anspannung dem sehr biegsamen Drahte eine gewisse Widerstandsfähigkeit gegen Seitenkräfte verliehen. Das Sägeband wird auch unter oscillirender Wicklung als Laubsäge gebraucht, vergl. Fig. 789 b. In allen diesen Fällen ist die Bewegung

Fig. 815.



eine hin- und hergehende. Aber auch im Laufwerk kann das Zugorgan als Säge verwendet werden, so in der Form des Getriebes Fig. 810, wenn das Zugorgan ein Stahlband mit Sägeverzahnung ist (Bandsäge). Wenn es in demselben Getriebe ein (dünnes) Drahtseil ist, erhält man die Seilsäge. Der Verfasser hat dieselbe *) zur Herstellung von Regelschrauben (S. 196) aus Gipskörpern benutzt; sie ist aber dann auch zu wichtiger industrieller Verwendung gelangt, nämlich zum Schneiden von Quadersteinen.

Herr J. Zervas hat nämlich die Seilsäge sehr ingenüös zum Schneiden von Lavablöcken und -Platten und für andere Steinarten angewandt und (in Niedermendig und Umgegend) eingeführt, u. a. in der in Fig. 815 schematisch dargestellten Weise zum Herausschneiden von Blöcken aus der anstehenden Gesteinsmasse. Es werden zwei kleine Schächte gesenkt und in diese die Träger für die Leit- und Spannrollen *L'* eingesetzt, letztere mittelst der

*) Bereits 1877, ausgehend von den Drahtsagen für Edel- und Halbedelsteine.

angedeuteten Schraubengetriebe allmählich nach unten gedrängt, wobei die Spannrolle *I'* das Seil ausreichend gespannt erhält. Wasser und Schleifsand werden wie üblich zugeführt. Das Seil bestand zumeist aus drei schraubenförmig verseilten Drähten. Neuerdings hat Herr Zervas eine noch weit wirksamere Seilkonstruktion angewandt, bei welcher um eine glatte Drahtseele aus einem Draht ein zweiter engspiralig herumgewunden ist, äusserer Durchmesser 6,7 und 8 mm *). Dem Paulin Gay ist 1882 auf eine Seilsäge für Steine das D. R.-P. 24 319 erteilt worden. Er zerlegt mit derselben unter gleichzeitiger Anwendung mehrerer Schneidseile des beschriebenen Prinzips Blöcke in Platten.

Vermöge der Nachgiebigkeit des Zugorganes gegen Seitendruck hat der Riementrieb nach Fig. 810 eine ausgiebige Verwendung in Polirmaschinen gefunden. Das Werkstück wird gegen die flache Seite des Riemens gepresst, Polirmittel werden auf den Riemen aufgeklebt**).

Im Spinnprozess dienen die Zugorgane gegenseitig als Werkzeuge zur Bildung von Fäden, Schnüren, Seilen, Tauen, Kabeln, und zwar beruht ihre Aufeinanderwirkung daseibst auf den allgemeinen Vorgängen des Leitens und des Wickelns. Auch in der Flechtereier, Wirkerei, Strickerei, Klöpplerei, Weberei wirkt das zugeführte Zugorgan auf das bereits verarbeitete und umgekehrt unter Leitung und einer theilweise oder ganz vollführten Wicklung in angemessener, dem Zweck angepasster Bewegungsfolge, deren Einrichtung zu den zahl- und sinnreichen Vorrichtungen und Maschinen dieser Fächer geführt hat. In der Näherei ist, wie schon §. 261 nebenher erwähnt wurde, die Leitung das wesentlich zur Anwendung kommende Prinzip.

Die Kette dient nach besonderer Vorrichtung ihrer Glieder als Werkzeug in Baggermaschinen, nassen wie trockenen, auch in gewissem Sinne in einzelnen Schrämmaschinen für Kohlenabbau, z. B. der Legg'schen und der Lechner'schen***), wo die Kette die vom Hobelmesser stehen gelassenen Kohlenstege zerbröckelt.

In den Saiteninstrumenten dienen angemessen gespannte Zugorgane als Klangwerkzeuge.

*) Versuche in Pirna ergaben nach Herrn Zervas' Mittheilungen auf rheinischer Lava mit guter gewöhnlicher Steinsäge 0,0125 — 0,0150 ($\frac{1}{80}$ — $\frac{1}{60}$) qm Schnittfläche (5 bis 6 mm Schnitttiefe) in der Stunde. Die Zervas'sche Seilsäge dagegen ergab auf 2 bis 3 m langen Blöcken von:

karrarischem Marmor	1,20 qm in der Stunde
rothem belgischem Marmor	0,33 " " "
bretonischem Granit (sehr hart)	0,12 " " "
hartem belgischem Porphyr	0,09 " " "
weicher rheinischer Basaltlava	0,15 " " "
harter " "	0,25 " " "

d. i. im grossen Ganzen 10- bis 15mal so viel, als die gewöhnliche glatte Steinsäge.

**) In dem Vernickelungswerk von Neumann, Schwartz & Weill in Freiburg i. B. sind solche Polirriemen mit 33 bis 34 m Geschwindigkeit im Gebrauch.

***) Vergl. Iron, Juni 1878, S. 712, Sc. American, August 1878, S. 102, 50 bis 80 qm Schram angeblich in der Schicht; s. auch D. R.-P. 4093 (1878).

§. 264.

Die Seilreibung.

Wenn ein an beiden Enden belastetes Zugorgan über eine gekrümmte Leitfläche hinbewegt wird, so entsteht zwischen Zugorgan und Leitfläche eine unter Umständen sehr beträchtliche gleitende Reibung. Sie wird, weil zuerst bei Seilen mathematisch untersucht, Seilreibung genannt. Die Leitfläche gehöre einem Drehkörper an und die Bewegung finde in Parallelebenen desselben statt. Ueberwindet dann die Belastung T am führenden Trum sowohl die Seilreibung F , als die Belastung t am geführten Trum, Fig. 816, so ist zunächst der Betrag der Reibung: $F = T - t$. Sie hängt ab von der Grösse α des Umschlagswinkels und dem Reibungskoeffizienten f , ist aber unabhängig vom Halbmesser R der Leitfläche; sodann hängt sie noch ab von der Wirkung der Zentrifugalkraft auf das Zugorgan. Für die genannten Einflüsse gelten folgende Beziehungen:

$$T = t e^{f \alpha (1-z)} \dots \dots \dots (237)$$

$$F = t (e^{f \alpha (1-z)} - 1) \dots \dots \dots (238)$$

Hierin ist e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen, 2,71828 . . . , und $z = 1000 \gamma v^2 : g \mathfrak{S}$, wobei v die Geschwindigkeit des Zugorganes, \mathfrak{S} die Spannung im Querschnitt desselben, γ das Gewicht des Kubikmillimeters seines Materials und g die Beschleunigung der Schwere = 9,81 ist*).

Beispiel. Bei einem Gangspill für Seil nach Fig. 794 a sei $f = 0,21$, $\alpha = 6\pi$ (3 Umschläge), $z = 0$. Dann ergibt sich $f \alpha = 0,21 \cdot 6 \cdot 3,14 = 3,958 \sim 4$ und daraus $F = t (2,7184^4 - 1) = t (54,6 - 1) = 53,6 t$, die Reibung des Seiles auf der Trommel also gegen 54mal so gross, als der um geführten (leeren) Trum ausgeübte Zug.

Die Zentrifugalkraft wird bei grösseren Geschwindigkeiten und wenn im Zugorgan kleine Spannungen herrschen, merkbar. Für Hanf- und Baumwollseile etc. ist, wie für Lederriemen γ rund = 0,000001, für Drahtseile rund 9mal so viel. Der Werth von \mathfrak{S} in dem Ausdruck $z = 1000 \gamma v^2 : g \mathfrak{S}$ ist eigentlich wieder eine

*) Dem radialen Umfangsdruck U setzt sich die Zentrifugalkraft Z entgegen oder zu (bei gewissen Hohlradkupplungen) mit dem Betrage: $Z = (G : g) w^2 (R : 1000) = (\gamma q R da : g) w^2 (R : 1000) = (1000 \gamma q : g) v^2 da$, wenn q der Querschnitt des Zugorganes ist. Nun ist aber $\mathfrak{S} q$ gleich der Anspannung Q des Zugorganes, somit $Z = (Q 1000 \gamma : g \mathfrak{S}) v^2 da$ und daher die bei dem Gleiten entstehende Reibung dQ auf dem Bogen $R da$ bei äusserer Berührung: $(U - Z) f = f da Q (1 - z)$ u. s. w.

Funktion von α . Wir dürfen ihn indessen hier mit einem konstanten Durchschnittswerth für den Verlauf von α in Rechnung setzen und erhalten dann folgende Zahlenreihe für die Werthe $1-z$, welche für Faserseile wie für Drahtseile gilt, wofür für letztere die 9fache Höhe der Spannung \mathfrak{S} in Ansatz gebracht wird, welche für erstere eingesetzt wird.

Werthe der Koeffizienten $1-z$ für die Zentrifugalkraft.

Faserseile und Riemen \mathfrak{S}	Umfangsgeschwindigkeiten v						Drahtseile \mathfrak{S}
	5	10	15	20	25	30	
0,2	0,988	0,950	0,868	0,800	0,688	0,550	1,8
0,3	0,991	0,967	0,925	0,867	0,792	0,700	2,7
0,4	0,994	0,975	0,944	0,900	0,844	0,775	3,6
0,5	0,995	0,980	0,955	0,920	0,875	0,820	4,5
0,6	0,997	0,983	0,963	0,933	0,896	0,850	5,4
0,8	0,997	0,987	0,972	0,950	0,922	0,883	7,2
1,0	0,998	0,990	0,978	0,960	0,938	0,910	9,0

Es zeigt sich hier, dass es bei hoher Geschwindigkeit erforderlich ist, die Materialspannung im Zugorgane hoch zu wählen, um störender Einwirkung der Flichkraft zu begegnen. Um letztere praktisch rechnerisch zu berücksichtigen, kann man in jedem einzelnen Falle den Exponenten $f\alpha(1-z) = f'\alpha$ setzen, d. h. statt des wirklichen Reibungskoeffizienten f einen anderen f' einführen, welcher $= (1-z)f$ ist. Wird das Zugorgan zum Treiben benutzt (Fig. 810), so dass entweder von der Rolle auf das Seil, die Kette, den Riemen u. s. w. die Umfangskraft P übertragen werden soll oder umgekehrt, so müssen die Anspannungen eine Seilreibung $\geq P$ erzeugen, woraus als Minimalwerth von T folgt:

$$\frac{T}{P} = \tau = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{q}{q - 1} \dots \dots (239)$$

wobei ist:

$$\frac{T}{t} = q = e^{f'\alpha} \dots \dots \dots (240)$$

Beide Werthe sind absolute Zahlen. Das Verhältniss $T:P$ gibt an, wie stark das Zugorgan angespannt werden muss und möge daher der Anspannungsmodul genannt und mit τ bezeichnet werden. Den Werth $T:t$ wollen wir den Seilreibungsmodul nennen und mit q bezeichnen. Folgende Tabelle gibt eine Reihe von Werthen für beide.

Tabelle der Seilreibungs- und Anspannungsmodel.

$f' \alpha$	$q = \frac{T}{t}$	$\tau = \frac{T}{P}$	$f' \alpha$	$q = \frac{T}{t}$	$\tau = \frac{T}{P}$	$f' \alpha$	$q = \frac{T}{t}$	$\tau = \frac{T}{P}$
0,1	1,11	10,41	1,1	3,00	1,50	2,2	9,03	1,13
0,2	1,22	5,52	1,2	3,32	1,43	2,4	11,02	1,10
0,3	1,35	3,86	1,3	3,67	1,37	2,6	13,46	1,08
0,4	1,49	3,03	1,4	4,06	1,33	2,8	16,44	1,07
0,5	1,65	2,54	1,5	4,48	1,29	3,0	20,09	1,05
0,6	1,82	2,22	1,6	4,95	1,25	3,2	24,53	1,04
0,7	2,01	1,99	1,7	5,47	1,22	3,4	29,96	1,03
0,8	2,23	1,86	1,8	6,05	1,20	3,6	36,60	1,03
0,9	2,46	1,69	1,9	6,69	1,18	3,8	44,70	1,02
1,0	2,72	1,58	2,0	7,39	1,16	4,0	54,60	1,02

Beispiel. Umschlags- oder Umfassungswinkel $= \pi$, Reibungskoeffizient $f = 0,16$, Geschwindigkeit $v = 25$ m; das Zugorgan sei ein Riemen, der mit durchschnittlich 0,2 kg auf den qmm gespannt werde, so ist nach der Tabelle a. v. S. 1 $1 - z = 0,792$, also $f' \alpha = 0,792 \cdot 0,16 \pi = 0,398 \sim 0,4$. Hierfür gibt die Tabelle einen Seilreibungsmodul $q = 1,49$ und einen Anspannungsmodul $\tau = 3,03$, d. h. der Riemen wird über 3mal so stark angespannt, als die zu übertragende Umfangskraft beträgt. Bei $v = 5$ käme der Werth $1 - z = 0,988$ und $f' \alpha = 0,490 \sim 0,5$, der Anspannungsmodul τ also nur 2,59.

Um die hier betrachteten Verhältnisse recht übersichtlich zu machen, sind die meist gebrauchten derselben in folgendem Proportionsriss (Fig. 816) zeichnerisch zusammengestellt, wobei oben quer ein Maassstab für die beiden Model, links senkrecht ein solcher für die Produkte $f' \alpha$ angebracht ist.

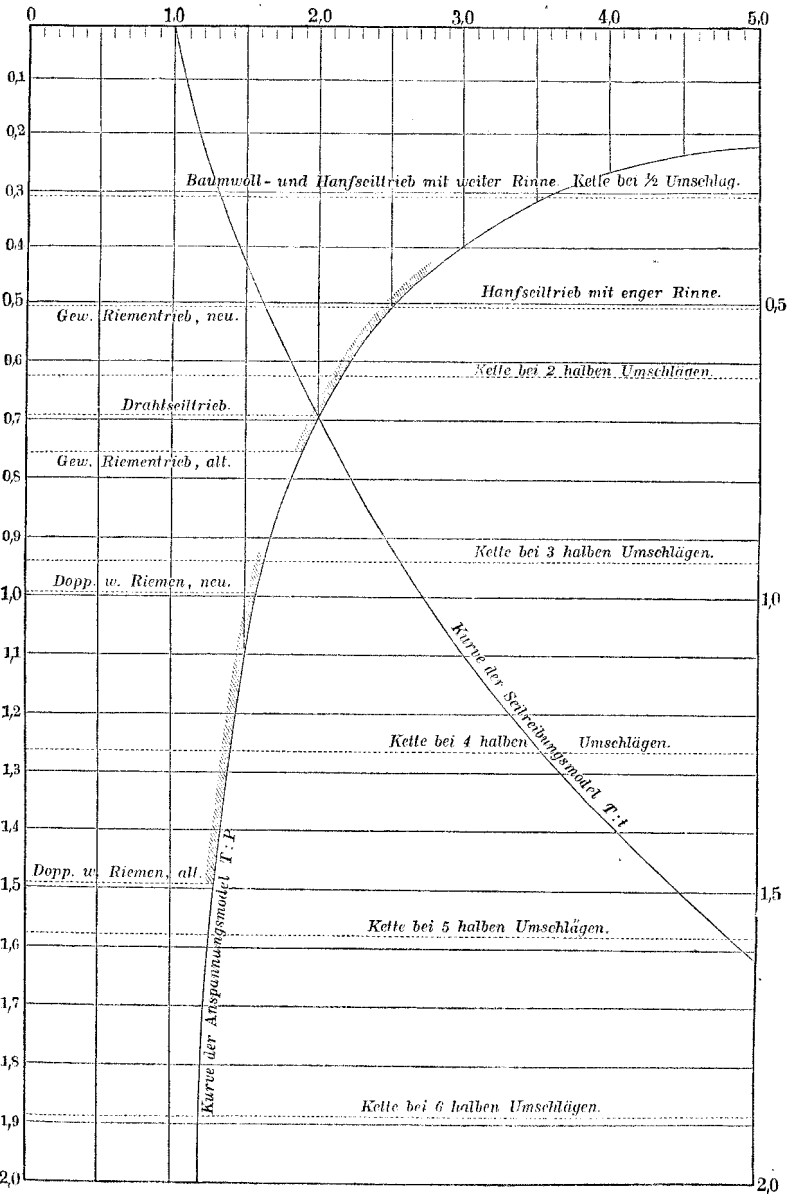
Der Flächendruck p des Zugorganes auf den Radumfang nimmt vom geführten nach dem führenden Trum hin zu. Er ist gleich $Q d\alpha : b' R d\alpha$, wenn b' die Breite des berührenden Streifens bezeichnet. Nun ist beim Querschnitt q die Kraft $Q = q \odot$. Hieraus folgt aber:

$$\frac{p}{\odot} = \frac{q}{b' R} \dots \dots \dots (241)$$

woraus zu ersehen ist, dass der Flächendruck p leicht klein gehalten werden kann.

Auf besondere Anwendungen dieser Formel, sowie auch des Proportionsrisses Fig. 816 wird weiter unten zurückgekommen werden.

Fig. 816.

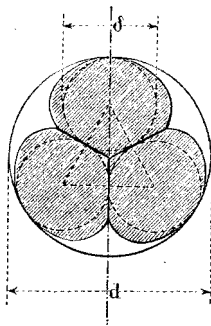


§. 265.

Faserseile.

Hanfseile oder Hanftaue. Die am meisten gebräuchlichen Faserseile sind die runden, aus drei Litzen gewundenen Hanfseile oder Hanftaue. Sie werden lose oder fest „geschlagen“, je nachdem sie mehr oder weniger biegsam sein sollen. Der Querschnitt eines dreilitzigen cylindrischen Seiles von der Litzendicke δ würde $3 \pi/4 \delta^2$, wobei δ zum Durchmesser d des umschreibenden Kreises in folgendem Verhältniss steht (siehe Fig. 817) : $d = \delta (1 + 1/\cos 30) = 2,15 \delta$. Dies gäbe für den Seilquerschnitt $q = (\pi : 6,16) d^2$. Wegen der Schraubenwindung aber und wegen des Anschlusses der Litzen aneinander kann man setzen $\sim q = \pi/5 d^2$, d. i. 0,8 so viel als der Querschnitt des vollen Kreises. Guter Hanf kann bei lose geschlagenen Lastseilen mit 1,25 kg, bei festgeschlagenen $1\frac{1}{2}$ mal so stark belastet werden. Bei der Berechnung kann man so verfahren, als ob der Kreis d voll wäre, wenn man statt der wirklichen Spannung $\frac{4}{5}$ derselben einsetzt, dies gibt hier beziehungsweise 1 und 1,5 kg. Damit kommt bei der Belastung P für:

Fig. 817.



einsetzt, dies gibt hier beziehungsweise 1 und 1,5 kg. Damit kommt bei der Belastung P für:

$$\left. \begin{array}{l} \text{lose geschlagene Seile } d = 1,13 \sqrt{P}, \text{ d. i. } P = 0,785 d^2 \\ \text{fest } \quad \quad \quad \quad \quad d = 0,92 \sqrt{P}, \text{ d. i. } P = 1,178 d^2 \end{array} \right\} (242)$$

Der Rollen- oder Trommelhalbmesser R sollte für Seile mit losem Schlag nicht unter 3 bis $4d$, bei festem nicht unter 6 bis $8d$ betragen, gemessen bis zur Seilmitte. Bei starkem Gebrauch, wie an Fördermaschinen, geht man mit R nicht gerne unter $25d$.

Flache Hanfseile werden aus 4 oder 6 runden zusammengeñäht, die jedes $\frac{1}{4}$ oder $\frac{1}{6}$ der Last tragen und danach zu bemessen sind.

Das laufende Gewicht G_0 (auf 1 m) ist im Durchschnitt:

$$\left. \begin{array}{l} \text{bei lose geschlagenen Seilen } G_0 = 0,00075 d^2 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \\ \text{„ fest } \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad G_0 = 0,00108 d^2 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \\ \text{rund bei beiden Arten } \quad \quad \quad G_0 \sim \frac{1}{1000} P, \text{ d. i. } P = 1000 G_0 \end{array} \right\} (243)$$

Letzterer Ausdruck zeigt, dass beide gleichviel Fasern enthalten. Folgende Tabelle gibt eine Reihe der aus Vorstehendem entwickelten Werthe für dreilitzige Hanfseile.

Dicke d	Lose Seile		Feste Seile		Dicke d	Lose Seile		Feste Seile	
	P	G_0	P	G_0		P	G_0	P	G_0
10	79	0,08	118	0,12	55	2376	2,38	3 564	3,56
12	113	0,11	170	0,17	60	2827	2,83	4 241	4,24
15	178	0,18	268	0,27	65	3318	3,32	4 977	4,98
20	314	0,31	471	0,47	70	3848	3,85	5 773	5,77
25	491	0,49	736	0,74	75	4418	4,42	6 627	6,63
30	707	0,70	1060	1,06	80	5027	5,03	7 541	7,54
35	962	0,96	1443	1,44	85	5675	5,67	8 512	8,51
40	1257	1,25	1885	1,88	90	6362	6,36	9 543	9,54
45	1590	1,59	2386	2,39	95	7088	7,09	10 623	10,62
50	1963	1,96	2945	2,94	100	7850	7,85	11 781	11,78

Nach Formel (243) ist ein um L Meter herabhängendes Seil an einem obersten Querschnitt schon leer mit $\frac{1}{1000}L$ mal seiner Tragkraft belastet. Wäre $L = 1000$, so würde das Eigengewicht die ganze praktische Tragkraft beanspruchen. Diese Länge kann daher die Traglänge des Seiles heissen. Zulässig ist nur eine kleinere herabhängende Länge. Für die statthafte Belastung P' bei der Länge L des Hängeseiles hat man: $P' + \frac{1}{1000}LP = P$, oder $P' = P(1 - \frac{1}{1000}L)$.

Bei etwa 600 m Hängeseil würde das Seil durch sein Eigengewicht zerrissen werden, da der Bruchmodul (auf den vollen Querschnitt berechnet, siehe vor. S.) für lose Seile bei 6 bis 6,4, für feste bei 9 bis 9,6 kg liegt. Die genannte Länge nennt man nach des Verfassers Vorschlag die Zerreißlänge des Seiles. Bei einem im Wasser hängenden Seil (Senkbleicleine) steigen Trag- und Zerreißlänge auf nahe das Doppelte der vorigen Werthe.

Für sehr starke Seile ist die Konstruktion aus drei Litzen nicht ausreichend; man ersetzt dann die Litzen durch Seile und nennt das entstandene Tau dann ein Kabel oder Kabeltau. Ganz schwere Taue in Kabelschlag werden auch aus mehr als drei Seilen hergestellt.

Baumwollseile. Seile aus gezwirnter Baumwolle, meist dreilitzig, werden wesentlich als laufende Seile benutzt und deshalb sehr lose geschlagen. Sie bieten eine Zerreißfestigkeit

von etwa $5\frac{1}{3}$ kg (bei Zurückführung auf den vollen Querschnitt) und werden mit $\frac{2}{3}$ bis 1,5 kg Spannung benutzt u. a. in den Spinnstühlen als Seile zu Parallelführungen (Fig. 748), zum Spindeltrieb und als Zugseile für die Schneckentrommeln*) (Fig. 787) sowie auch als Treibseile in den Lautkränen nach Ramsbotton's System.

Die Leitung der Faserseile geschieht gewöhnlich durch ausgekehlte runde Scheiben, deren Kehlungshalbmesser wenig grösser gemacht wird, als die halbe Seildicke. Material in Maschinen meistens Gusseisen, bei den Klobenzügen oder Taljen der Schiffe Pockholz. Man lässt die Rollen sich auf cylindrischen Zapfen drehen, folgt aber neuerdings mehr und mehr dem Beispiel der Marine, welche den Taljenscheiben Rollenlager gibt, Fig. 818**). Die Laufrollen werden bei Blöcken von geringerer Zugkraft aus harter Bronze, bei stark belasteten aus Stahl hergestellt und gehärtet,

Fig. 818.

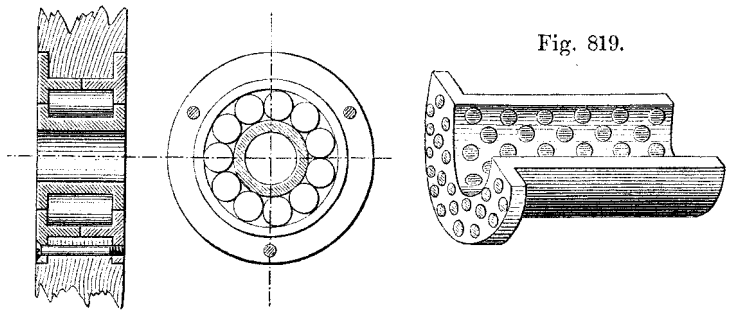


Fig. 819.

Ringe und Zapfen desgleichen. Für sehr häufigen und starken Gebrauch sollen die Rollenlager der Ausbuchtung der Scheiben mit sogenannter Metalline***) nachstehen. Die Metallinlager (Fig. 819) bestehen aus Bronze, in welche Zäpfchen aus einer die Schmiere ersetzenden Masse eingesetzt sind. Solche Lager haben sich beim Bau der East-Riverbrücke in Newyork ganz besonders bewährt, auch daselbst während eines ganzen Jahres der Zuführung von Schmiere nicht bedurft.

*) Den Fabrikanten J. J. Rieter und Cie. in Winterthur verdanke ich die Mittheilung ausgezeichnete Kraftmessungen an diesen Seilen. Danach erfährt z. B. an einem Selbstspinner von 884 Spindeln das 22 mm dicke Schneckenseil bei der Bodenbildung des Kötzers eine Anspannung bis zu 600 kg und darüber; dies entspricht einer Spannung von $\sim 1,6$ kg (auf den vollen Kreis). Später sinkt die Anspannung bis auf 200 kg.

**) Die Martini'sche Konstruktion, in der italiänischen Marine eingeführt.

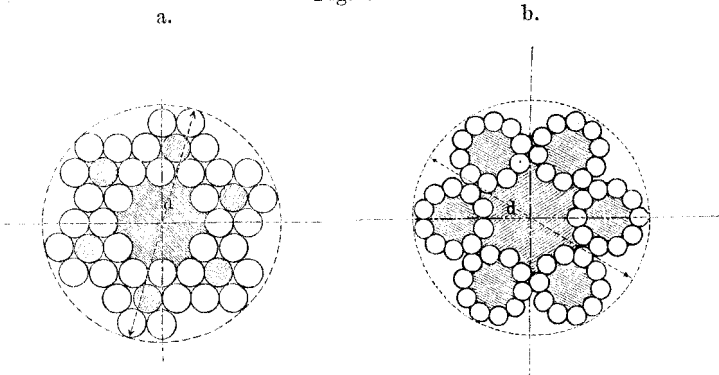
***) Bezugsquellen: John Wallace und Co. in London, Selig in Berlin.

§. 266.

Drahtseile.

Die gewöhnlichen Drahtseile sind rund und 36drähtig, indem sie aus sechs Litzen von je sechs Drähten bestehen, welche um eine Hanfseele herumgelegt sind und jede selbst eine dünne Hanfseele enthalten. Diese Hanfeinlagen sind von der grössten Wichtigkeit für die Erhaltung laufender Drahtseile (vergl. §. 268) und sollen aus bestem Material bestehen. Bei stehenden Drahttauen können die Hanfseelen der Litzen und auch die des Seiles durch Drähte ersetzt werden, wodurch die Drahtzahl auf 42, beziehungsweise 49 gebracht und das Seil entsprechend verstärkt wird. Bei dem Sechslitzenseil mit Hanfseelen wendet man auch noch die Drahtzahlen 48, 54, 60, 66, 72 u. s. w. an, hält sich übrigens nicht an die Sechslitzigkeit gebunden. Die folgende Figur 820 a und b

Fig. 820.



stellt ein sechsunddreissiger und ein sechsziger Drahtseil im Durchschnitt dar. Litzen sowie Seil haben beidemale Hanfseele. Für den äusseren Durchmesser d hat man bei der vorliegenden Konstruktion, wenn die Drähte fest aneinander liegen, bei der Drahtdicke δ und der Drahtzahl i :

$$\left. \begin{array}{cccccc} i = 36 & 48 & 54 & 60 & 66 & 72 \\ d : \delta = 8,00 & 10,25 & 11,33 & 12,80 & 13,25 & 14,20 \end{array} \right\} (244)$$

Im neuen Zustande des Seiles liegen die Drähte nicht fest aneinander, sondern werden durch die Hanfseelen etwas auseinander gehalten, so dass man beim Messen für d 10 bis 25 Proz. mehr findet, als eben angegeben; nach längerem Gebrauch stellt

sich das angegebene Verhältniss aber ein. Hinsichtlich der Drahtzahlen ist in der Fabrikation jetzt eine grosse Mannigfaltigkeit üblich geworden. Werden die Litzen ohne Hanfseele ausgeführt, so können ihnen die Gangzahlen

3	7	10	14	16	19*)
bei Anwendung von Hanfseelen die Gangzahlen					
5	6	7	8	9	10

gegeben werden. Die Zahl der Litzen geht von 3 ab (Tauwerk für Schiffe) zu 4, 5, 6, welche die meistgebrauchte Litzenzahl ist, zu 7, 8, 12, 14, 16, 19. Für Tauen von besonders grosser Tragkraft verbunden mit Biagsamkeit wird auch hier der Kabelschlag benutzt, bei welchem das Tau, nun Kabel genannt, aus Seilen oder Strähnen geschlagen wird; die übliche Zahl der Strähne im Kabel beträgt 3, 4, 5 und 6. Die flachen oder Bandseile sind als Kabel mit parallel liegenden Strähnen anzusehen. Zahl der Strähne 4, 6, 8, Zahl der Litzen in jedem Strahn 4 bis 6.

Beispiel. Schweres Kabel aus Gussstahldraht, Strähne oder Seile im Kabel 6; Litzen in jedem Strahn 19; Drähte in jeder Litze 7; Gesamtzahl i der Drähte = $6 \cdot 19 \cdot 7 = 798$. Dicke δ des Drahtes vor dem für Schiffstauwerk üblichen Verzinken: $\delta = 1,40$, nach dem Verzinken $\delta' = 1,45$ mm.

Gutes Verseilen der Drähte bewirkt, dass die Belastung sich auf alle i Drähte gleichförmig vertheilt, sodass man für die Belastung P bei der Zugspannung \mathfrak{S} in den Drähten hat:

$$P = \mathfrak{S} i \frac{\pi}{4} \delta^2 \dots \dots \dots (245)$$

Die Drahtdicke wird von 1 mm bis 3,5 mm gewählt. Soll aber dem Seile grosse Biagsamkeit gelassen werden, so geht man mit δ nicht gern über 2,2 mm hinaus.

Beim Umschlagen des Seiles um Rolle, Seilscheibe, Trommel oder Korb (Seilkorb) vom Halbmesser R erfahren nämlich die einzelnen Drähte Biegungen, welche auf Zug- und Druckseite des Drahtkörpers (vergl. S. 8) eine Spannung von der Grösse $s = E\delta : 2R$ hervorrufen, wobei E den Elastizitätsmodul des Drahtmaterials bedeutet. Derselbe ist für Eisen wie für Stahldraht $\sim 20\,000$ zu setzen. Dies gibt:

$$s = 10\,000 \frac{\delta}{R} \dots \dots \dots (246)$$

*) Auf amerikanischen Gruben sind 6 litzige Seile mit diesen 19er Litzen, Hanfseele in der Mitte, sehr viel im Gebrauch.

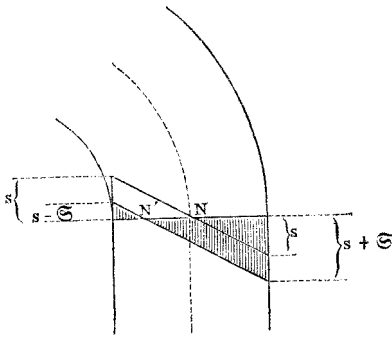
Die auf der Zugseite des Drahtquerschnittes entstehende Spannung s gesellt sich zu der durch P hervorgerufenen Spannung \mathfrak{S} hinzu. Um bleibende Biegungen zu vermeiden, darf daher die Summe $\mathfrak{S} + s$ nicht den Tragmodul überschreiten. Die wirkliche Grösse von R wird ein Minimum, wenn $s = 2 \mathfrak{S}$ gemacht wird. Bei diesem günstigsten Verhältniss beansprucht also die Biegung das Drahtseil doppelt so stark als der Zug.

Wie gross indessen auch das Verhältniss zwischen Dehnungsspannung \mathfrak{S} und Biegungsspannung s gewählt werde, jedenfalls stellt die Summe $\mathfrak{S} + s$ die Beanspruchung dar*).

*) Will man also die Sicherheit eines Drahtseiles gegen Zerreißen oder auch gegen blosser Ueberschreitung der Elastizitätsgrenze ermitteln, so hat man den Werth $(\mathfrak{S} + s)$ in Betracht zu ziehen. Wenn daher von der königlich preussischen Behörde vorgeschrieben wird, dass bei einem Zerreißungsmodul K für den (Stahl-) Draht von 115 kg bei sechsfacher Sicherheit die Spannung $\mathfrak{S} = \frac{1}{6} \cdot 115 = 19,1$ zu nehmen sei, so wird damit eine annehmbare Dehnungsspannung vielleicht vorgeschrieben, der Ausdruck für die Sicherheit aber nicht mit dem wirklich entstehenden Verhältniss in Uebereinstimmung gebracht, indem die Biegungsspannung unerwogen gelassen ist. Hätte ein so berechnetes Seil z. B. 42 Drähte, so wäre sein Durchmesser $d = 10 \delta$, und wenn man nun den Korbdurchmesser wie als zulässig anerkannt, $= 75 d$, den Halbmesser R also $= 37,5 d$ genommen hätte, so würde die Biegungsspannung nach (246) betragen:

$s = 10000 \cdot \delta : 37,5 \cdot 10 \delta = 26,66$.

Fig. 821.



Die Summe $\mathfrak{S} + s$ betrüge also $26,66 + 19,1 = 45,77$ kg. Die wirkliche Bruchsicherheit wäre demnach $= 115 : 45,77 = 2,51$ oder nur $2\frac{1}{2}$ fach. Beistehende Fig. 821 stellt die hier in Betracht kommenden Spannungsverhältnisse dar. Rechts, d. i. auf der Zugseite des Drahtes, gesellt sich die Dehnungsspannung $(+ \mathfrak{S})$ zur Biegungsspannung $(+ s)$ hinzu, eine Gesamtzugspannung $\mathfrak{S} + s$ liefernd; links, auf der Druckseite des Drahtes, vermindert die Dehnungsspannung $(+ \mathfrak{S})$ die Biegungsspannung $(- s)$. Die neutrale Achse des Querschnittes rückt dabei aus der Mitte N beträchtlich nach der konkaven Seite des gebogenen Drahtes, nach N' hin.

Die Verwaltung von Prschibram ermittelt die Bruchsicherheit anders, aber ebenfalls nicht so, dass die sich ergebende Zahl den wirklichen Ausdruck gäbe. Sie setzt sie $=$ dem Quotienten aus $K - s$ und \mathfrak{S} , würde z. B. für den vorstehenden Fall die Sicherheit berechnen zu $(115 - 26,66 \dots) : 19,1 = 88,33 \dots : 19,1 \sim 4,6$, was immer noch beträchtlich mehr ist,

Als Materials für die Lastseile bedient man sich des Eisen- und des Stahldrahtes, deren beider Fabrikation neuerdings ganz besonders ausgebildet worden ist. Man stellt für die Seile her:

geglühten Eisendraht mit Tragmodul $T = 30$ und Bruchmodul $K = 40$					
blanken	"	"	$T = 40^*)$	"	$K = 56$
Flussstahldraht	"	"	$T = 45^*)$	"	$K = 60$
Gussstahldraht	"	"	$T = 55^*)$	"	$K = 100$
"	"	"	$T = 70^*)$	"	$K = 120$
"	"	"	$T = 80^*)$	"	$K = 150$
"	"	"	$T = 100^*)$	"	$K = 180$

Hiernach ist es nicht thunlich, allgemein die Festigkeit der Drahtseile anzugeben, sondern es ist für jeden besonderen Fall eine bestimmte Drahtsorte ins Auge zu fassen.

Für Förderseile ist sehr beliebt, als nicht zu spröde und doch sehr fest, Gussstahldraht mit $K = 120 \text{ kg}^{**})$. Empfehlenswerth scheint für denselben $\mathfrak{S} = 20$ und ebenfalls $s = 20$, womit wegen $\mathfrak{S} + s = 40$ eine dreifache Bruchsicherheit erzielt wird $^{***})$. Der

als gesetzt werden muss, wenn unter Sicherheit das Verhältniss der Bruchlast zur angehängten Last verstanden werden soll.

*) Diese Werthe sind aus vereinzelt vorliegenden Versuchen an Drähten und sodann nach Versuchen an dünneren Stahlstäben schätzungsweise eingesetzt, indem Tragmodulermittlungen für Draht noch weniger als erwünscht, angestellt werden. Die genannten Versuche an Stahl (ungehärtet) sind durch J. W. Cloud auf der ausgezeichneten Emery'schen Versuchsmaschine im Watertown-Arsenal in den Vereinigten Staaten angestellt; siehe Transact. Am. Soc. of Mech. Engineers, Bd. V, 1883/84, S. 173; sie ergeben für fünf Stahlsorten folgende Werthe:

Tragmodul T	Bruchmodul K	Elastizitätsmodul E
{ 55	91	23 800
{ 54	107	23 200
{ 49	94	22 500
{ 51	103	21 800
{ 63	101	21 600
{ 58	95	22 000
{ 44	76	22 400
{ 46	66	21 600
{ 47	83	22 900
{ 45	74	21 700

***) Von Felten und Guilleaume in Mülheim a. Rh., Stein in Mülhausen u. A. sehr häufig angewandt.

***)) Preussische Behörden bestimmen, dass $\mathfrak{S} = \frac{1}{6} K$, also hier 20 betragen dürfe, und lassen $R = 375 \delta$ zu, was $s = 26\frac{2}{3}$ und die Sicherheit $\sim 2\frac{1}{2}$ ergibt, wie schon oben erwähnt. Prschibram hat mit bestem

Werth $s = 20$ würde fordern $R = (10\,000 : 20) \delta = 500 \delta$. Wird R kleiner gewählt, so sinkt die Sicherheit, wenn grösser, so steigt sie*). Sehr bewährt für die Dauerhaftigkeit der Seile auch für Gruben hat sich das Verzinken der Drähte.

Für stehendes Schiffstauwerk wird gern verzinkter geglühter Eisendraht mit $K = 40$ benutzt; für laufende Tauc dagegen mehr und mehr Gussstahldraht mit $K = 120$, ebenfalls verzinkt. Beides gilt auch für die Kabel.

Schlepptrassen werden vielfach auch aus Flusseisendraht vom Bruchmodul $K = 40$ und 50 hergestellt.

Treibseile für Dampfplüge werden mit Vorzug aus dem festesten Gussstahldraht, $K = 180$, gefertigt.

Wegen der Treibseile für Drahtseiltriebe siehe Kapitel XXI.

Zu den stehenden Haupttauen der Drahhängebrücken werden die Drähte nicht versponnen, sondern parallel gelegt und gebündelt (Bündelseile), nämlich in Abständen von $\frac{2}{3}$ bis $\frac{3}{4}$ m durch Gürtungen aus Bindedraht zusammengefasst**).

Erfolge die Werthe $\mathfrak{S} \sim 16\frac{1}{3}$ und $s \sim 19\frac{1}{6}$, auch $\mathfrak{S} \sim 16$ und $s \sim 25\frac{2}{3}$ angewandt, findet aber $s = 19$ bis 20 besser für die Erhaltung des Seiles (vergl. auch §. 268). Man sollte bei vorschrittlichen Bestimmungen über die Rollen- und Trommelgrösse stets deren Verhältniss zur Drahtdicke δ , nicht das zum Seildurchmesser d angeben, da $d : \delta$ bei verschiedenen Drahtzahlen sehr verschieden ausfällt.

*) Wenn $R : \delta$ so klein gewählt ist, dass $\mathfrak{S} + s$ den Tragmodul übersteigt, so erfährt das Seil eine bleibende Biegung. Diese ist nicht unter allen Umständen gefährlich. Die Geradestreckung aus der hier skizzirten bleibenden Krümmung 1 . 1 könnte auf der Konkavseite der Drähte Spannungen erzeugen, welche, zu \mathfrak{S} addirt, den Tragmodul noch nicht erreichen. Wird aber die Rückwärtskrümmung weiter getrieben, z. B. bis 3 . 3, so könnte eine rückwärtige bleibende Biegung 3' 3' entstehen, deren öftere Wiederholung gefährlich werden müsste. Bei Förderungsanlagen bestätigt sich dies, indem das sogenannte unterschlächtige Seil $W_2 L_2$,

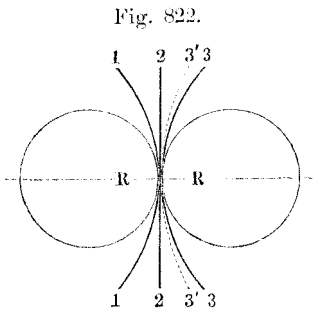


Fig. 822.

Fig. 792 c, sich rascher abnutzt, als das überschlächtige $W_1 L_1$. (Beobachtete Dauerhaftigkeiten auf Zeche Pluto, Schacht Thies: $15\frac{1}{2}$ gegen $22\frac{1}{2}$, 18 gegen 24, $17\frac{2}{3}$ gegen 20 Monate u. s. w.)

**) Grössere Drahtbrücken sind bekanntlich in neuerer Zeit in Nordamerika durch Rölling erbaut worden. Seine Eisenbahnbrücke über den

§. 267.

Gewicht der Drahtseile und Einfluss desselben.

Das Bündelseil aus i geraden Eisen- oder Stahldrähten wiegt, abgesehen von den Gurten, auf 1 m Länge $1000 \pi/4 i \delta^2 \cdot 0,0000078$ kg. Im gesponnenen Seil bedingen die Schraubenwindungen und die Hanfseelen eine Steigerung des laufenden Gewichtes über diesen Werth, und zwar wird das gewöhnliche runde Seil $1\frac{1}{8}$ bis $1\frac{1}{4}$: im Mittel $1\frac{1}{6}$ mal so schwer. Dies gibt für das laufende Gewicht $G_0 = 0,0069$ bis $0,0077$, im Mittel:

$$G_0 = 0,0091 \frac{\pi}{4} i \delta^2 = 0,0072 i \delta^2 (247)$$

Das gilt auch für Bandseile; für die Seile mit Kabelschlag dagegen bedingt die Windung der Strähne abermals eine Steigerung des Koeffizienten auf das $1\frac{1}{8}$ bis $1\frac{1}{4}$, durchschnittlich das $1\frac{1}{6}$ fache. Bei Förderseilen für tiefe Schächte gewinnt G_0 einen merkbaren Einfluss auf die Belastung des oberen Querschnittes. Man hat bei der Länge L in m des senkrecht herabhängenden Seiles, welches unten mit P belastet ist: $P + L G_0 = \mathfrak{S} \pi/4 i \delta^2$, woraus für gewöhnliches Rund- und Bandseil folgt:

$$P = \mathfrak{S} \frac{\pi}{4} i \delta^2 \left(1 - 0,0091 \frac{L}{\mathfrak{S}} \right) (248)$$

1. Beispiel. Schachttiefe $L = 500$ m, Seil aus Gussstahl mit $K = 120$, $\mathfrak{S} = 20$, gibt für die Brutto-Förderlast: $P = 2000$ kg und, wofern $i = 36$ sein soll: $\delta^2 = (4:\pi) 2000 : [20 \cdot 36 (1 - 0,2275)] = 4,603$, worin $\delta = 2,14$ mm. Bei $L = 0$ käme $\delta^2 = 3,54$, $\delta = 1,88$ mm.

Aus dem obigen Ausdruck ergibt sich als diejenige Länge L_t des senkrecht herabhängenden Seiles, bei welcher das Eigengewicht bereits im obersten Seilquerschnitt die Spannung \mathfrak{S} hervorruft:

$$L_t = 110 \mathfrak{S} (249)$$

Niagarafuss hat bei 250 m Spannweite vier eiserne Bündeltaue aus je sieben Bündelsträhnen: Drahtzahl i des Taus 3640, Drahtdicke $\delta = 3,7$ mm, Seildicke $d = 254$ mm. Die Röbling'sche Hängebrücke zwischen Newyork und Brooklyn mit der Hauptspannung von 474 m hat vier gussstählerne Bündeltaue (mit $K = 120$, $E = 20\,000$); die Taue sind einstrännig; Drahtzahl $i = 5700$, Drahtdicke $\delta = 4,6$, Seildicke $d = 394$ mm.

Diese Länge heisst die Traglänge für die Spannung \mathfrak{S} . Erreicht die Schachtteufe die Traglänge, so darf dem Seil, wenn es nicht über \mathfrak{S} beansprucht werden soll, eine Last nicht mehr angehängt werden. Wird $\mathfrak{S} =$ dem Bruchmodul K , so zerreisst das Seil vermöge seines Eigengewichtes. Die Zerreisslänge werde durch L_z bezeichnet. Sie wird

$$L_z = 110 K \dots \dots \dots (250)$$

2. Beispiel. Für runde Drahtseile von konstantem Querschnitt trägt die Zerreisslänge L_z , wenn

$K =$	40	56	60	100	120	150	180
$L_z =$	4400	6160	6600	11 000	12 100	16 500	19 800

Bei tiefen Schächten ist es lohnend gefunden worden, dem Förderseil gleiche Festigkeit zu geben, womit dann seine Trag- und Zerreisslänge unbegrenzt werden. Die betreffende Formel ist §. 4, S. 6 unten angegeben. Man stellt die Verjüngung auf zweierlei Art her. Entweder lässt man bei konstanter Drahtdicke δ die Drahtzahl i , oder bei konstanter Drahtzahl i die Drahtdicke δ stufenweise von unten auf zunehmen. Ist am unteren Seilende die Drahtdicke $= \delta_0$ oder die Drahtzahl $= i_0$, so hat man in der Entfernung x von unten zu nehmen:

$$\log \frac{i}{i_0} \text{ oder } \log \frac{\delta^2}{\delta_0^2} = 0,4342945 \gamma' \frac{x}{\mathfrak{S}}.$$

Hierin ist γ' der Eigengewichtskoeffizient, den wir für runde tiefe Seile vorhin $= 0,0091$ fanden. Mit demselben erhält man:

$$\log \frac{i}{i_0} \text{ oder } \log \frac{\delta^2}{\delta_0^2} = 0,0039494 \frac{x}{\mathfrak{S}} \dots \dots (251)$$

3. Beispiel. Wenn die gestattete Dehnungsspannung $= 20$, so erhält man bei

$x =$	200	400	600	800	1000	1200
$\frac{x}{\mathfrak{S}} =$	10	20	30	40	50	60
$\frac{i}{i_0} =$	1,0094	1,199	1,314	1,439	1,576	1,726
$\frac{\delta}{\delta_0} =$	1,0047	1,045	1,146	1,199	1,255	1,314

welche Werthe mit Annäherung gut verwirklicht werden können*).

*) Auf den Prschibramer Gruben ist in musterhafter Weise Seilverjüngung angewandt, auf Adalbertschacht z. B., wo $R = 1900$, $P = 1750$ kg (wovon 1000 kg Nutzlast) und das Seil 7 Stück 6gängige Litzen und 8 Hanfseelen besitzt, wie folgt:

Die Grösse des Seilgewichtes beim Anheben auszugleichen, hat man, wie schon früher, S. 700 erwähnt, öfter zum Unterseil gegriffen; auf preussischen Gruben findet sich dasselbe wohl so gewählt, dass es $\frac{2}{3}$ der Hängeseillast ausgleicht. Bei Weglassung des Unterseils kann durch die konische Seiltrommel, (vergl. bei Fig. 787*), die Ausglei chung bewirkt werden. Das Bandseil bewirkt durch seine spiralige Aufwicklung theilweise eine Ausglei chung, die ausserdem durch geeignete Wahl des Halbmessers der leeren Trommel ziemlich vollkommen gemacht werden kann**). In Belgien wird das Bandseil mit Vorliebe benutzt, in Frankreich äusserst wenig, bei uns ist seine Anwendung mehr und mehr gegen diejenige des runden Seiles zurückgetreten, ebenso in England und auch in den Vereinigten Staaten.

Seile für Blitzableiter werden ganz aus Kupferdraht, welche für Telegraphen bloss mit kupfernen Seelen, Adern genannt, und eisendrahtener Schutzhülle ausgeführt.

Schacht- teufe x	Draht- dicke d	Laufendes Gewicht G_0	Dehnungs- spannung \ominus	Biegungs- spannung s	Summe $\ominus + s$
1200	2,65	2,27	16,32	19,17	35,49
1000	2,50	2,02	16,14	18,08	34,22
800	2,35	1,78	16,05	17,00	33,05
600	2,20	1,50	16,08	15,92	32,00
400	2,05	1,36	16,27	14,83	31,10
200	1,90	1,17	16,66	13,75	30,41

Die Spinnung des Seiles (Gussstahldraht, $K = 120$) beginnt beim dün- nsten Ende. Nahe 200 m Seil werden aus den dünnsten Drähten hergestellt, worauf dann alle 5 m ein Draht abgeschnitten und durch einen der nächst höheren Nummer ersetzt wird; die Zunahme der Seilstärke geschieht demzufolge sehr gleichförmig. Die Trommeln sind cylindrisch; zwei Wick- lungen übereinander. Durchschnittliche Seilgeschwindigkeit 8 m, grösste 14 m. Jährlich bewirkt ein Seil rund 100 000 Aufzüge; Dauer eines Seiles 3 bis 4 Jahre, entsprechend also 3- bis 400 Millionen kg oder 3- bis 400 000 t Nettoförderung, was bei der grossen Teufe eine hohe Ziffer zu nennen ist. Die Sicherheit ist am kleinsten, wenn die Tonne im Tiefsten ist, und beträgt dann $120 : 35,49 \sim 3,38$. Auf dem benachbarten Mariaschacht hat man, den Nutzen der grossen R erkennend, die 2850er Scheiben und Trommeln durch 3800er ersetzt.

*) Die konischen Trommeln sind auch auf den amerikanischen Anthrazitgruben gebräuchlich.

***) Die Berechnung einer genauen Ausglei chung bei verjüngtem Band- drahtseil gibt Dwelshauvers - Dery in de Cuyper's Revue universelle des mines etc. 1874, Bd. 36, S. 1 ff.; vergl. auch: F. Krane, Ausglei chung der Gewichte der Förderseile in der Z. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen im preuss. Staate, 1864, S. 242.

§. 268.

Steifigkeit der Seile.

Der Widerstand der Seilsteifigkeit kommt beim Leiten wie beim Wickeln und Treiben zur Geltung. Als Maass desselben wird üblicherweise die Kraft genommen, welche ein über eine leicht drehbare Rolle halb herumgehendes, an beiden Trümmern mit Q belastetes Seil beansprucht, um einerseits auf-, andererseits abgewickelt zu werden. Man nimmt an, dass das Seil sich an der Aufwicklungsstelle nicht völlig an die Rolle anlege, also nicht vollständig nach dem Rollenhalbmesser krümme, an der Abwicklungsstelle nicht völlig gerade strecke, wodurch Hebelarmunterschiede für die beiden Seiltrümer entstanden. Nach Eytelwein ist bei Hanfseilen vom Durchmesser d die Steifigkeit S :

$$S = \sigma \frac{d^2}{R} Q \dots \dots \dots (252)$$

wobei, wenn R und d in Millimeter gemessen sind, $\sigma = 0,0186$ ist: Coulomb hat statt dessen den sehr unbequemen Ausdruck $S = C, d^{1,7} : R + C_2 Q$ gegeben. Weisbach fand für Drahtseile bei allerdings sehr beschränktem Versuchsmaterial:

$$S = 0,49 + 2,38 \frac{Q}{R} \dots \dots \dots (253)$$

1. *Beispiel.* Für ein Hanfseil von 25 mm Dicke und 400 kg Belastung auf einer Rolle von 100 mm Halbmesser ist nach Eytelwein $S = 0,0186 \cdot 625 \cdot 400 : 100 = 46,5$ kg, was sehr hoch scheint. (Die Coulomb'sche Formel würde nur 30,2 kg ergeben.)

2. *Beispiel.* 36er Drahtseil von 1 mm Drahtdicke und 250 kg Belastung auf 1120 mm hoher Rolle. Nach Weisbach käme: $S = 0,49 + 2,38 \cdot 250 : 560 = 1,55$ kg.

Die Brauchbarkeit beider Formeln geht nicht weit. Neue Versuche sind sehr zu wünschen*). Immerhin zeigt namentlich

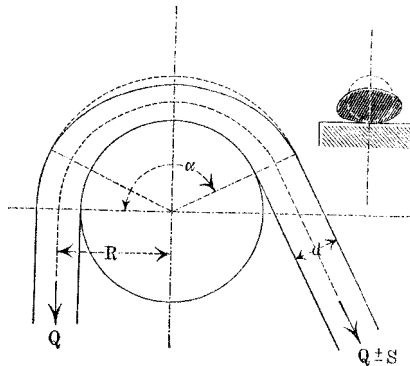
*) Die obige Anschauung über die Ursache der Steifigkeit ist heute nicht mehr befriedigend, indem sie nicht näher erkennen lässt, welche Art von mechanischer Arbeit die Steifigkeit auf das Seil ausübt; auch ist der Umfassungswinkel bei den älteren Versuchen, mit welchen sich ja auch Amontons, Navier, Poncelet und Morin beschäftigt haben, konstant eingeführt worden, während derselbe in der Seilpraxis stark wechselt und höchst wahrscheinlich von beträchtlichem Einfluss ist. Der eigentliche Vorgang ist meiner Ansicht nach wesentlich wie folgt anzunehmen.

Wird das umsichtig schematisch dargestellte Seil, Fig. 823, um die Rolle R gelegt, so darf die Sache nicht so angesehen werden, als erführen die Seilfasern oder -Drahte auf der konkaven Seite der Seilkrümmung

Formel (253), dass man unter Umständen wohl thut, für Drahtseile R noch grösser zu wählen, als es die blosse Berücksichtigung

Zusammenpressung, auf der konvexen Ausdehnung, sondern es findet durch die Belastung Q durchweg Ausdehnung der Litzen statt, weil diese den auf sie ausgeübten Zug bei der schraubenförmigen Umlaufung der Seilseele durch ihre ganze Erstreckung fortpflanzen. Deshalb kann das gebogene Seilstück den ursprünglichen Kreisquerschnitt vom Durchmesser d nicht beibehalten, sondern muss Querschnittsänderungen erleiden, vermöge deren der Masseninhalte des gebogenen Seilstückes demjenigen des geradegestreckten gleichbleibt. Die Querschnittsänderungen können zweierlei

Fig. 823.



Art sein: 1) Zusammenpressungen, 2) wo diese bis zu ihren Grenzen getrieben ist, Abplattung der Querschnitte.

Beide Formänderungen sind in der Praxis der Seilbetriebe zu beobachten. Seile, welche biegsam sein sollen, werden lose geschlagen, damit sie bei Ueberschreitung der Rollen auch zusammenpressbar sind. Zusammendrückung in Folge der Belastung findet sogar schon beim gestreckten Seile statt, indem die

den Schraubenwindungen nachgehenden Zugkräfte die Litzen nach der Seilachse hin pressen, weshalb ein stark belastetes gerades Seil „hart ist“. Das Zusammenpressen wird namentlich auf den Rollen sehr stark und führt meist nicht bloss elastische, sondern auch bleibende Formänderungen herbei, erkennbar in dem Dünnerwerden der Seile im Gebrauch. (Beim Drahtseiltrieb von Oberursel waren z. B. nach Leloutre's und Zuber's Beobachtungen die Seildicken mehrfach von 15 auf 14 mm herabgegangen, von welcher Verdünnung der Haupttheil auf bleibende Zusammendrückung der Hanfseelen zu schreiben ist. 14 mm war übrigens genau $= 8 \delta$, siehe Formel (244), indem $\delta = 1,75 \text{ mm}^*$) war.) Das Verdünnen hat nothwendigerweise auch eine Streckung des Seiles zur Folge, die bekanntlich überall beobachtet wird. Um diese für Triebseile einzuschränken, hat Ingenieur Ziegler die künstliche Zusammenpressung der Triebseile vor Auflegung derselben eingeführt. Sie streckt das Seil um 0,71 bis 2,6 Proc. (siehe seine „Erfahrungsergebnisse über Betrieb und Instandhaltung der Drahtseiltriebe“ Winterthur 1871); ihre Zweckmässigkeit ist nach dem Vorstehenden fraglich.

Ferner haben sich nach den bisherigen Beobachtungen die drahtenen oder Metallseelen für laufende Drahtseile nicht bewährt; solche Seile er-

* Nicht 1,5 mm, wie Leloutre in seinen „Transmissions und courroies, cordes und cables etc.“ (Paris, Tignol, 1884), voraussetzt.

der Biegungsspannung s aus der Formel (246) verlangt; vergleiche auch Kapitel XXI.

wiesen sich stets als „zu steif“, mit anderen Worten: sie vertrugen keine Zusammenpressung, ausser etwa derjenigen, welche dem lockeren Schlag zu verdanken war (Drahtseile mit Metallseelen erfuhren auf der Ziegler'schen Seilpresse nur Streckungen von 0,22 bis 1,2 Proz.). Es ist ersichtlich, dass die Hanfseelen oder andere weiche Fütterungen für die Biegsamkeit der Drahtseile so zu sagen unentbehrlich sind, auch dass sie aus möglichst gutem, elastisch nachgiebigem und dauerhaftem Material bestehen müssen, wie auch die Erfahrung bewiesen hat. Letztere hat sodann auch gezeigt, dass an Flaschenzug-, Förder- und Triebseilen, hänfenen, baumwollenen wie drahtenen, sich Abnutzung an den innen gelegenen Theilen der Fasern oder Drähte zeigt, obwohl dieselben mit der Rolle nicht in Berührung kommen. Diese Abnutzung erklärt sich durch die erwähnte Abplattung der Querschnitte, indem bei dieser die inneren Fasern oder Drähte quer übereinander hingeleiten müssen. Bestätigt wird dies durch die überall erkannte Zweckmässigkeit oder gar Nothwendigkeit, die Drahtseile zu schmieren, einzufetten, was offenbar dazu dient, die Reibung der innenliegenden Drähte bei der Quergleitung zu vermindern*).

Bei Drahtseiltrieben hat Ziegler (siehe die angeführte Quelle) häufig und genau beobachtet, dass die eiserne Drahtseele gelegentlich seitlich aus dem Seile herausgedrängt wird, eine deutliche Folge der Zusammenpressung, insbesondere der Abplattung des Seiles bei der Ueberschreitung der Rollen. Rieter und Cie. haben an Baumwollseilen für Spinnereibetrieb mit Anderen die Beobachtung gemacht, „dass sich die Seile immer inwendig durch die Reibung der Litzen aufeinander abnutzen, und dass ein hart gedrehtes Seil in einer kürzeren Zeit untauglich wird, als ein aus gleichviel Fäden weich gedrehtes Seil, obgleich die Festigkeit des letzteren kleiner ist“ (briefliche Mittheilung).

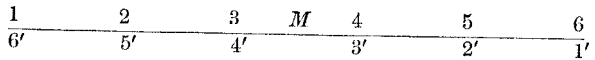
In Anbetracht aller dieser Umstände erscheinen die bis jetzt vorliegenden Versuche über die Steifigkeit als völlig unzureichend. Dass der Umfassungswinkel einen starken Einfluss haben muss, ist einleuchtend, wird auch von der Praxis offenbar durchgeföhlt; denn bei Rampenbahnen steht man nicht an, für kleinwinklige Ablenkungen sehr kleine Leitrollen anzuwenden, während man bei grosswinkligen sich sorgfältig davor hütet. Bei geringem Umfassungswinkel kann nämlich die Zusammenpressbarkeit des Seiles ausreichend sein, um die erforderliche Formänderung an dem gebogenen Seilstück zuzulassen. Bei einer gewissen — noch zu ermittelnden — Grösse von α mag die Abplattung beginnen, und bei einer anderen wohl ein Maximum erreichen, von wo ab die Steifigkeit unabhängig von α werden möchte. Weit aus am wichtigsten sind die Versuche an Drahtseilen. Es ist zu erwarten, dass der Ausdruck für S zweierlei Funktionen von α enthalten wird, eine für die Zusammenpressung, eine zweite für die Abplattung. Erstere mag bei gepressten und alten Seilen unbedeutend sein, auch allmählich verschwinden, letztere wird u. a. auch dem Einfettungszustande, also dem Reibungskoeffizienten Rechnung tragen müssen.

*) Die Fabrikanten Felten und Guilleaume liefern eine kreosot- und säurefreie Drahtseilsehmie; für Hanfseile hat sich Vaseline sehr gut bewährt.

Seilgehänge, Seilbuffer.

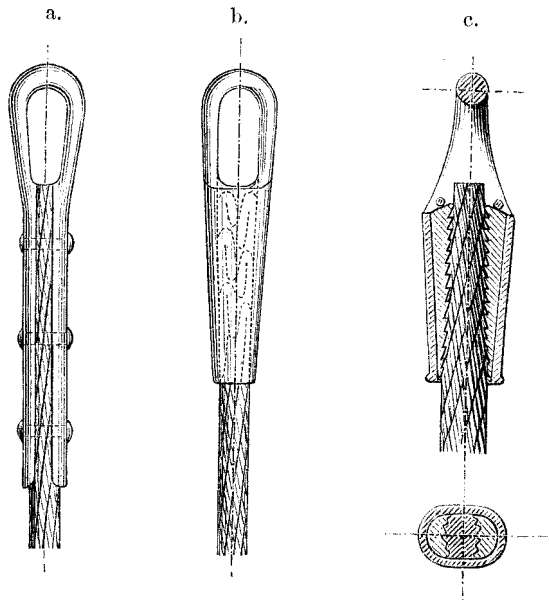
Das Verbinden von Seil mit Seil geschieht bei Hanf- wie Drahtseilen meistens, vor allem, wenn das Seil schlicht bleiben soll, durch sogenannte Spleissung. Man unterscheidet den kurzen deutschen und den langausgedehnten sogenannten spanischen

Fig. 824.



Spliss. Dieser letztere ist bei Drahtseilen jetzt überwiegend im Gebrauch. Von der Splissmitte *M* aus, Fig. 824, werden z. B. bei

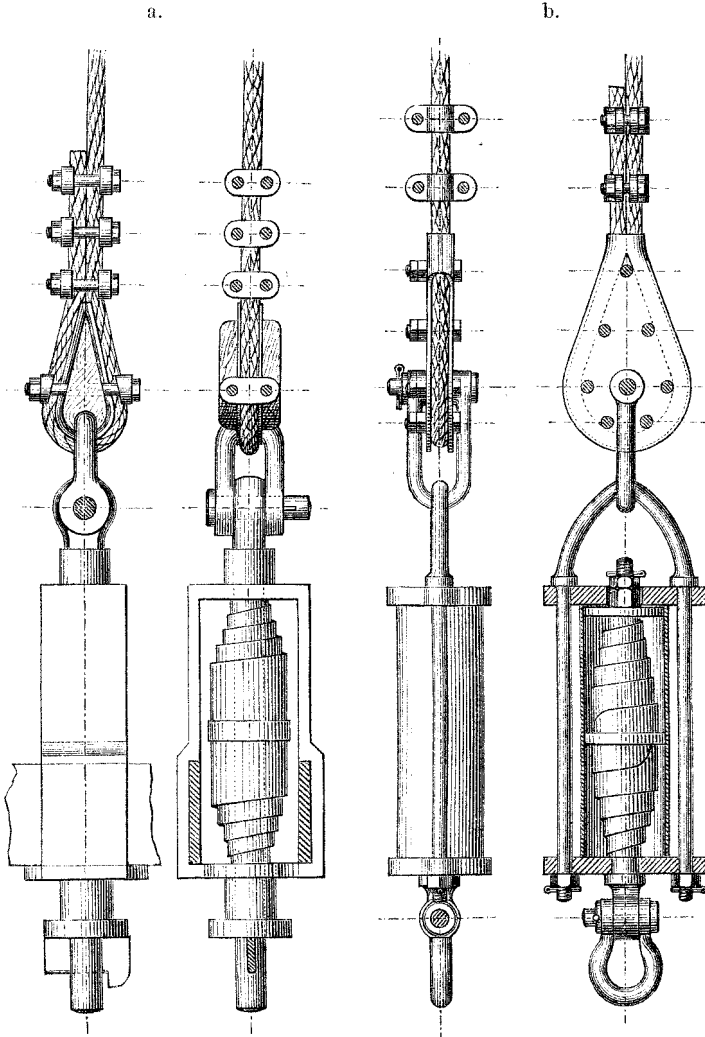
Fig. 825.



der Spleissung sechslitziger Seile die Litzen 1, 2 und 3 des links-herkommenden Seiles heraus und dafür die Litzen 6', 5', 4' des anderen Seiles eingewunden, die Enden gekappt und quer durchgestossen; entsprechend wird auf der anderen Seite verfahren. Splisslänge 1 . 6 recht lang, z. B. 6 bis 10 und 15 m.

Behufs Befestigung des Seiles an anderartigen Konstruktions-
theilen wird das Seilende mit einem sog. Gehänge ausgerüstet,
deren Fig. 825 drei gebräuchliche darstellt. a sog. Schwanenhals,

Fig. 826.



durch Nieten, die zwischen den Drähten durchgedrängt werden,
mit dem Seil verbunden; b konische Seilbüchse mit umgeklinkten
und mit Zink umgossenen Drahtenden; c neuere, Kortüm'sche

Reuleaux, Konstrukteur.

Seilbüchse, in welcher zwei verzahnte Keile das Seil klemmen und festhalten; die Keile sind durch Splinte gesichert. Nach sorgfältigen Versuchen an verschiedenen Stellen (auch in der Königl. Versuchsanstalt in Berlin) ist diese Verbindung so fest wie das Seil ausserhalb derselben.

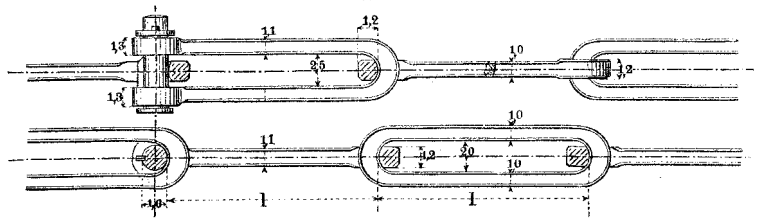
Fig. 826 a Seilgehänge mit Buffer wie auf der Grube Zentrum bei Eschweiler gebräuchlich; konstruirt vom Obermaschinenmeister Osterkamp. Die schmiedeiserne Schlaufe, welche die Seilschlinge ausfüllt, ist innen mit einem Holzblock ausgefüllt. Fig. 826 b sogenannte Friktionsseilgehänge*) nebst angehängtem Seilbuffer**); letzterer ist hier für sich ausgeführt, nicht, wie bei der vorigen Konstruktion, in das Obertheil des Fördergerippes mit aufgenommen, wodurch die Baulänge des Ganzen freilich nicht unbeträchtlich zunimmt. In dem Osterkamp'schen Buffer ist der Hub der Bufferfeder (Kegelfeder) durch die Flantsche der unteren Schliessbüchse begrenzt, was für die Erhaltung der Feder von Werth ist.

§. 270.

Stehende Ketten.

Ketten sind gegliederte Gestänge. Laufenden Ketten werden verhältnissmässig sehr kurze Glieder gegeben, um sie leicht über Rollen legen zu können, stehenden Ketten dagegen, welche als

Fig. 827.



Konstruktionstheile von Bauwerken (vergl. Fig. 261) oder zum Verspannen von solchen, zum Anhängen von Schiffen, Flössen, zum Verankern von Schiff- und fliegenden Brücken u. s. w. ge-

*) Der Fabrikanten Felten und Guillaume, welche von dieser Konstruktion acht Nummern für Lasten von 400 bis 10 000 kg, von dem Buffer 10 Nummern für Lasten von 500 bis 300 kg führen.

***) Siehe Engineering 1869, Sept., S. 202 und November, S. 319.

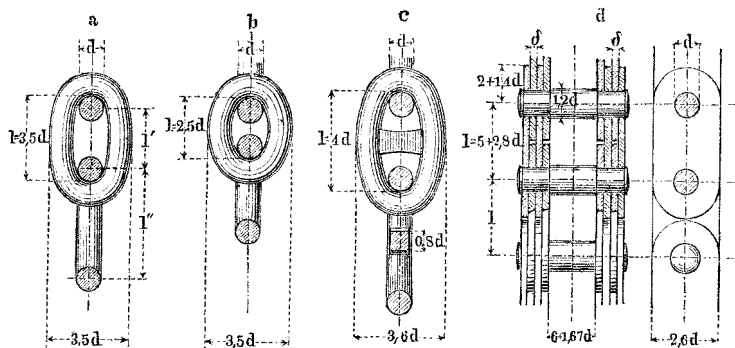
§. 271.

Laufende Ketten.

Die für den Maschinenbau wichtigsten laufenden Ketten stellt Fig. 830 dar: *a* weite, *b* enge Schakenkette, *c* Stegkette, *d* Gelenkkette, auch Galle'sche Kette genannt. Diese letztere ist baulich am meisten zusammengesetzt, in der Gliedbeweglichkeit aber die einfachste, indem sie aus parallelen Zapfengelenken besteht, welche in gleichen Abständen auf einander folgen. Die anderen drei Ketten haben höhere Gelenke, nämlich die in §. 294, S. 572 besprochenen Globoidgelenke; jedes derselben vertritt zwei zu einander rechtwinklig geschränkte Zapfengelenke.

Bei der weiten offenen Schakenkette *a* können die Globoidgelenke leicht in Unordnung kommen, weniger leicht bei der

Fig. 830.



engen Kette *b* und gar nicht bei der Stegkette *c*, bei welcher der (gusseiserne) Steg die Schliessung des Globoidgelenkes nach Fig. a, S. 572 annähernd bewirkt.

Die Verhältnisse, welche sich bei den Schakenketten vorfinden, sind nicht ganz fest. Die bei Fig. b und c gegebenen sind die von unserer kaiserlichen Admiralität angenommenen. Die englische Admiralität wendet für offene wie für Stegketten jetzt die Baulänge $4d$ und die Gliedbreite $3,6d$ an; in Frankreich bedingt die Admiralität für offene Ketten die Baulänge $3,25d$, die Gliedbreite $3,4d$, für Stegketten beziehungsweise $3,85d$ und $3,75d$.

Für Krane und andere Hebezeuge ist die Anwendung sehr

genau hergestellter, sogenannter adjustirter oder kalibrirter Ketten erforderlich *).

Einen besonderen Aufschwung hat die Kettenfabrikation zuerst in Frankreich und dann auch bei uns durch die Kettenschiffahrt genommen, bei welcher sich nur kalibrirte und vorzüglich geschweisste Ketten bewähren **). Dieselben werden offen und recht eng gewählt. Die Grundkette im Süßwasserkanal von Suez hat bei $d = 17,5$ mm die Baulänge $3d$ und die Gliedbreite $3,2d$. Sehr stark ist die Magdeburg-Bodenbacher Elbkette. Bei ihr sind (streckenweise) die Eisendicken 24, 25, 26 und 27 mm in Anwendung, Baulänge und Breite der Schaken wie bei Fig. b ***).

Die Gelenkkette wurde in den sechziger Jahren durch Ingenieur Neustadt als Lastkette gleichsam neu eingeführt, vor allem in der Form der vielplattigen Lamellengelenke (vergl. §. 94) und mit sehr kleinen Treibtrommeln (s. unten) †). Die Bleche zu den Schaken sollen aus Eisen bester Qualität bestehen; die Zapfen werden etwas vorstehen gelassen und kalt verklint. Vorher war die Gelenkkette schon zu mancherlei anderen Zwecken im Gebrauch, wie z. B. in vorzüglicher Weise bei den Ziehbänken, dann auch bei manchen Spinnstühlen, wo sie zum Tragen von Gegengewichten dient.

§. 272.

Berechnung der Schaken- und Gelenkketten.

Die aus guten Bezugsquellen hervorgehenden Schakenketten haben den Vorzug, sämmtlich geprüft zu sein; alle Schaken werden auf vorausberechnete Probeanspannungen, welche innerhalb der Elastizitätsgrenze bleiben sollen oder dieselbe nur wenig überschreiten, geprüft; einzelne Glieder (meist zu dreien) werden so

*) Ein ganz genau bezeichnendes deutsches Wort für die beiden Fremdwörter würde sein: „gelichtert“; eine Kette lichtern = eine Kette kalibriren.

***) Vortreffliche kalibrirte oder gelichterte Ketten liefert die Gutchoffnungshütte in Oberhausen II a. d. Ruhr, auch Schlieper in Iserlohn, vorzügliches die Fabriken von Dorémieux fils in St. Amand, und von Plinchon Havez in Guérgny, schönes Fabrikat auch Hawkes Crawshay in Gateshead am Tyne (wo die neue französische Methode auch eingeführt ist).

****) Nach gütigen Mittheilungen des Herrn Generaldirektors der Deutschen Elbschiffahrtsgesellschaft „Kette“.

†) S. auch: *Grues et appareils de levage à chaîne Galle, par Camille Neustadt, Paris 1867*, sowie eine Reihe von Artikeln in *Armengaud's Publication industrielle und Génie industriel*.

dann aus der vierzehntägigen Lieferung des Schmiedes herausgehoben und bis zum Bruche belastet. Vielfach üblich ist die Probebelastung mit der Spannung $\mathfrak{S} =$

14 kg auf den Quadratmillimeter für offene Ketten,
17 " " " " " " Stegketten,

(in England 17,9). Die kaiserliche Admiralität fordert Proben von $\mathfrak{S} =$

12 kg als sogen. Elastizitätsprobe	}	für offene Ketten,
13,5 " " " grösste Probe		
18 " " Probebelastung	}	für Stegketten.
27 " " oder mehr als Bruchprobe für drei Schaken		

Ausserdem werden für das Eisen zu Ketten hohe Forderungen bezüglich der Dehnbarkeit oder Zähigkeit gestellt und z. B. bedingt, dass der Rohstab vor dem Bruch bleibende Dehnungen bis zu 20 Proc. aufweise*).

Als zulässige Belastung nimmt man bei uns**) eine solche an, bei welcher die Zugspannung in dem Ketteneisenquerschnitt beträgt

6,36 kg bei offenen Ketten***),
9,54 " " Stegketten,

womit man erhält als zulässige Belastung P

$$\begin{array}{l} \text{für offene Ketten} \quad . . . \quad P = 10 d^2 \\ \text{„ Stegketten} \quad . . . \quad P = 15 d^2 \end{array} \quad . . . \quad (254)$$

Die Gelenkkette wird am stärksten in dem Augenblick beansprucht, wo sie auf ihre gezahnte Trommel tritt (siehe dieselbe Fig. 837). Von dieser sollen mindestens fünf Zähne zwischen die Kettenbolzen greifen. Macht man nun die wahrscheinliche Annahme, dass die Zahnpressungen arithmetisch zunehmen, sich also

*) Z. B. in dem Werke zu Guérigny:

für Stäbe von 40 — 21 mm Dicke . . .	18 Proc.
„ „ „ 20 — 12 „ „ . . .	16 „
„ „ „ 10 „ „ . . .	14 „
„ „ „ 8 „ „ . . .	12 „
„ „ „ 6 „ „ . . .	10 „

**) Auf der Gutenhoffnungshütte.

***) Towne, in seinem „Treatise on cranes“, Stamford, Connecticut, Vereinigte Staaten, 1883, gibt 6,3 bis 7 kg als zulässige Spannung an.

wie 1 : 2 : 3 : 4 : 5 verhalten, so erfährt der letzte Bolzen eine Belastung seines Schaftes mit $\frac{1}{3} P$, und an jedem Zapfen ebenfalls je $\frac{1}{3} P$, während derselbe mit je $\frac{1}{2} P$ vorwärts gezogen wird. Gestattet man nun im Bolzen eine Maximalspannung von 12,25 kg und ungefähr ebensoviel in den übrigen Teilen*), so erhält man für die Lamellendicke δ , die Zapfendicke d und die Lamellenzahl i bei gegebener Belastung P folgende Werthe

$$\left. \begin{aligned} \delta &= \frac{0,4}{i+1} \sqrt{P} \\ d &= 0,23 \frac{i+2}{i+1} \sqrt{P} \\ \text{oder} \\ \frac{d}{\delta} &= 0,58 (i+2) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (255)$$

Die Plattendicke δ ist auf ein rundes Maass zu bringen, i muss eine ganze und ausserdem gerade Zahl sein. Man nehme dafür die gerade Zahl, welche zunächst liegt dem Werthe:

$$i = \frac{1}{3} \sqrt[3]{P} \dots \dots \dots (256)$$

Zahlenwerthe nach diesen Formeln gibt die umstehende Tabelle. Das Material zu den Lamellen muss ganz besonders zäh sein. Neustadt's Ketten zeigten bei Zerreißproben eine Bruchlast gleich dem vier- bis fünffachen der zulässigen Last.

1. Beispiel: Eine offene Schakenkette von 25 mm Eisendicke darf nach (254) belastet werden mit $10 \cdot 25^2 = 6250$ kg, eine Stegkette von derselben Eisenstärke mit $15 \cdot 25^2 = 9375$ kg.

2. Beispiel: Für $P = 10\,000$ kg eine Gelenkkette zu konstruiren. Wir nehmen nach (255) $i = \frac{1}{3} \sqrt[3]{10\,000} = 7,16 \sim 8$, und haben alsdann $\delta = 0,4 \sqrt{10\,000} : (8 + 1) = 40 : 9 \sim 4,5$ mm; $d = 4,5 \cdot 0,58 (8 + 2) = 26,5$ mm; die Baulänge $l = 5 + 2,8 \cdot 26,5 = 74,2 \sim 74$ mm; die Plattenbreite $b = 2,6 \cdot 26,5 = 68,9 \sim 70$ mm, die Länge des Bolzenschaftes $= 6 + 1,67 \cdot 26,5 = 50,25 \sim 50$ mm, die Dicke desselben $= 1,2 \cdot 26,5 = 31,8 \sim 32$ mm; die Scheitelhöhe der Lamelle über dem Bolzen $= 2 + 0,9 \cdot 26,5 \sim 26$ mm**).

*) Neustadt gestattet 16 kg Spannung.

**) Die Fabrikanten Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden liefern Gelenkketten nach ähnlichen Verhältnissen wie die hier angegebenen, die Dimensionen mit Rücksicht auf ihr Material und auf Grund angestellter Versuche ein klein wenig stärker wählend. Dies bezieht sich namentlich auf die Zapfendicken. Statt der im zweiten Beispiel berechneten Zapfendicke $d = 26,5$ wählen sie $d = 32$ mm, machen aber die Platten etwas schwächer, nämlich 4,5 auf 52 statt wie hier 4,5 auf 70 mm.

Tabelle über die Gelenkketten.

Belastung <i>P</i>	Plattenzahl <i>i</i>	Plattendicke <i>δ</i>	Plattenbreite <i>b</i>	Zapfendicke <i>d</i>	Baulänge <i>l</i>
250	2	2	13	5	20
500	2	3	18	7	25
750	4	2	18	7	25
1 000	4	2,5	23,5	9	30
1 500	4	3	27,5	10,5	35
2 000	4	3,5	33	12,5	40
3 000	6	3	36,5	14	45
4 000	6	3,5	43	16,5	51
5 000	6	4	50	19	58
7 500	6	5	60	23	70
10 000	8	4,5	68	26	78
18 000	8	5,5	83	32	95
20 000	10	5	86	33	98
25 000	10	6	109	42	125
30 000	10	6,5	120	46	139

§. 273.

Eisenlänge und Gewicht der Ketten.

Die Länge *S* des Stabes, aus welchem eine Schakenkette von der Länge *L* gebildet gedacht werden kann, verhält sich zu *L*, wie die Länge *s* des gestreckt gedachten Gliedes zu dessen Baulänge *l*. Man erhält für die Ketten *a*, *b*, *c* aus Fig. 830:

	Weite Schaken- kette	Enge Schaken- kette	Steg- kette	Stegkette, den Steg mit- gerechnet
$\frac{s}{d} =$. . .	11,33	9,42	11,94	13,25
$\frac{s}{l} =$. . .	2,52	2,69	2,39	2,65

Hieraus sind die Gewichte bei Zugrundelegung der Gewichte der Rundeisenstäbe (s. §. 82, S. 214) leicht zu ermitteln. Je grösser die Baulänge im Verhältniss zur Eisendicke, um so günstiger für das Gewicht*) (siehe die Strandketten, §. 270).

*) Offenbar mit Rücksicht hierauf sind in der letzten Zeit die Marineverwaltungen zu der grossen Baulänge $4d$ bei den Stegketten übergegangen; früher war die Baulänge $3d$ vorgeschrieben.

Trag- und Zerreißlänge (vergl. §. 267) liegen bei den Ketten höher, als dass sie praktisch in Berücksichtigung zu ziehen wären; ein wenig geschieht dies bei den Ankerketten (siehe folgenden §.). Man erhält bei den Bruchmodeln $K = 26$ für offene, 27 für Stegketten und beziehungsweise den Tragmodeln $T = 14$ und 17 allgemein: $L_t = T : 500 \gamma s/l$, und $L_z = K : 500 \gamma s/l$ und daraus für die:

	Weite Schakenkette	Enge Schakenkette	Stegkette
$L_t =$	1424	1334	1665
$L_z =$	2644	2478	2612

§. 274.

Kettenverbindungen.

Die Verbindung von Kettentrümmern oder „Enden“ untereinander und mit anderen Konstruktionstheilen geschieht entweder durch besondere geschweisste Oehre, Ringe, Extrastücke, oder durch die üblich gewordenen Verbindungsglieder Schekel, Wirbel und Haken.

Ein für Ankerketten zur Anwendung kommendes Stück ist die in Fig. 831 (a. f. S.) dargestellte Zwilling- oder Zwieselschake*). Sie wird aus Gussstahl gefertigt und ist wegen ihrer gedrängten Form dem runden Ringe vorzuziehen. Den gewöhnlichen Schekel stellt Fig. 832a dar. Bügel aus Eisen, Bolzen und Stift aus Stahl, beide verzinnt. Der Schlusstift oder Pinn (die Pinne) ist kürzer als das Schekelauge breit ist und wird beiderseits durch einen eingestemmt Bleipfropf gesichert. Die nächste Schake ist etwas länger gebaut, als die Kettenschake selbst, damit man den Schekel gut einführen könne. Der Schekel ist das wesentliche Hilfsmittel zum Bilden langer Ketten aus kürzeren Trümmern oder Enden. Unseren Admiralitätsvorschriften nach hat eine Ankerkette (Stegkette) aus sieben Enden zu 25 m**) zu bestehen, die durch Schekel verbunden werden, von denen zwei ausserdem je einen Wirbel erhalten, eine Bugankerkette erhält zwei der genannten Trümmern oder Enden mehr, die um 3 mm dickeres Eisen bekommen.

*) Auch Zwieselschake, von zwie, wie zwiefach u. s. w.; die streng historische Schreibung ist Zwisel, wonach die in den westfälischen Grubenbezirken übliche Aussprache mit kurzem i gerechtfertigt ist.

**) Bei der englischen Marine $12\frac{1}{2}$ Faden oder 22,85 m.

Für die Kettenschiffahrt wendet man andere Schekel an, nämlich äusserlich mehr gerundete, ausserdem stets je zwei hintereinander, siehe Fig. 832 b, welche den Schekelverbund der Elbkette darstellt. Vermöge dieser Anordnung läuft die Verbundstelle gut über die Treibwinde.

Der Wirbel, auch Warrel oder Warl *) genannt, gibt der Kette Drehbarkeit um ihre Längsachse (er ist theoretisch genommen ein Stützapfen, der in das gegliederte Gestänge eingeschaltet wird). Den in unserer Marine gebräuchlichen Wirbel stellt

Fig. 831.

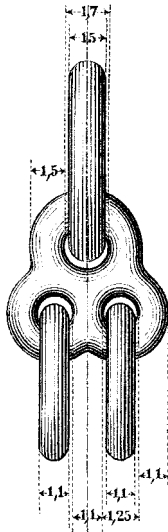


Fig. 832.

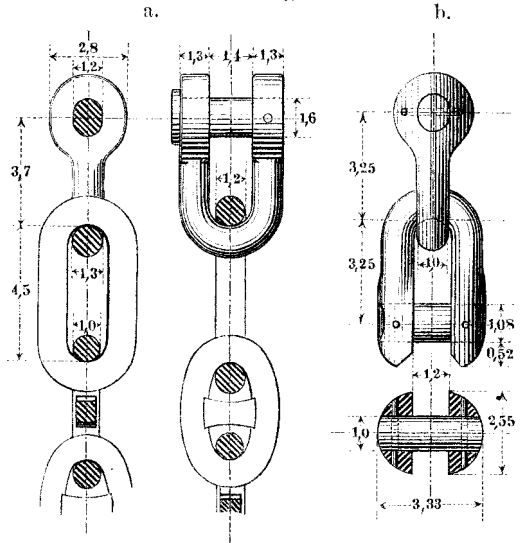


Fig. 833 a in äusserer Ansicht und mit Einzelheiten für den genieteten Wirbelknopf dar; Fig 833 b zeigt die Verhältnisse des englischen Wirbels.

Zur Anhängung von zu hebenden Lasten dienen die Haken. Fig. 834a einfacher, Fig. 834b doppelter Haken. Ihre Konstruktion verdient besondere Sorgfalt, weil das Gefühl hinsichtlich der Tragfähigkeit den Ungeübten leicht irreleitet **). Die Beanspruchung

*) Nach dem Holländischen.

***) „Durch Hakenbruch am Kran sind mehr Menschenleben verloren und mehr Güter beschädigt worden, als durch den irgend eines anderen Theils der Maschine.“ Glynn, Cranes and other machinery, London, John Weale, 1854.

Fig. 833.

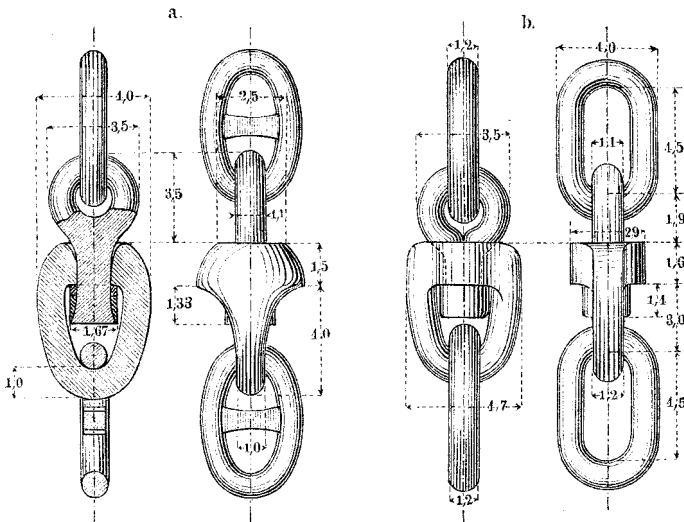
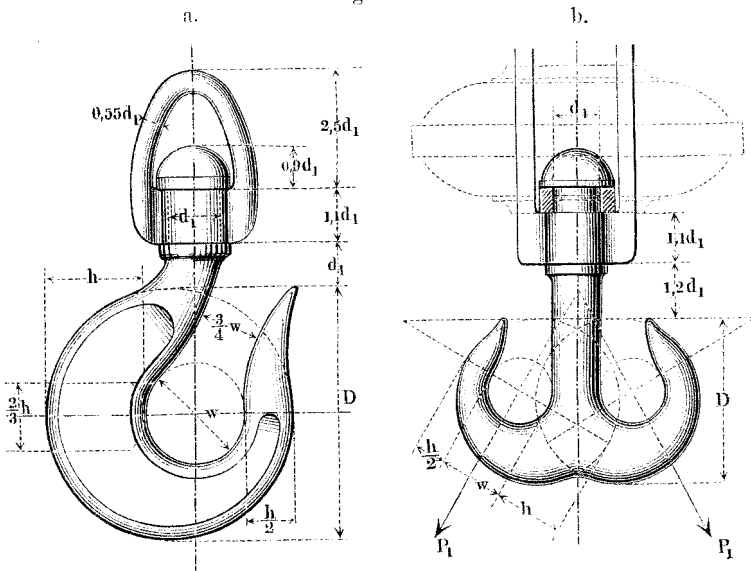


Fig. 834.



ist eine solche auf zusammengesetzte Festigkeit und führt zu unerwartet grossen Abmessungen.

Die Dicke d_1 des Hakenhalses kann nach Formel (70) genommen werden, so dass wir erhalten bei der Last P

$$d_1 = 0,7 \sqrt{P} \dots \dots \dots (257)$$

Dabei ist eine Zugspannung von 2,5 kg vorausgesetzt, welche aber bei schieferm Angreifen auf das fünffache steigen kann (S. 18). Auf die Einheit d_1 lassen sich nach den Formeln unter I, S. 48 und 49 die übrigen Abmessungen wie folgt beziehen. Ist noch w die Weite des Hakens und h die Dicke des Hakenrumpfes, so nehme man dessen Breite = $\frac{2}{3} h$ und hat dann bei 9 kg Spannung in der Hakenhöhlung:

$$\frac{h}{d_1} = 1,30 \sqrt{\frac{w}{h} + \frac{5}{4}} \text{ oder } \frac{h}{\sqrt{P}} = 0,87 \sqrt{\frac{w}{h} + \frac{5}{4}} \quad (258)$$

Die dem Hakenrücken gegenüberliegende Aufbiegung erhält die Höhe $h/2$, womit der das Hauptprofil einschliessende Kreis den Durchmesser $D = w + 1,5 h$ erhält. Es ergibt sich für:

$\frac{w}{h}$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
$\frac{h}{d_1}$	1,77	1,82	1,86	1,91	1,95	1,99	2,03	2,08	2,12	2,16
$\frac{h}{\sqrt{P}}$	1,19	1,22	1,25	1,28	1,31	1,33	1,36	1,39	1,41	1,44
$\frac{w}{d_1}$	1,06	1,27	1,49	1,72	1,95	2,19	2,44	2,70	2,97	3,24
$\frac{D}{d_1}$	3,72	4,00	4,28	4,59	4,88	5,18	5,48	5,82	6,15	6,48

Am gebräuchlichsten ist das Verhältniss $w : h = 1$. Bei Uferkranen wird zur Ueberwindung der Nebenhindernisse für das Niedergehen des Hakens über diesem meist ein Belastungsblock angebracht, wie bei dem Doppelhaken gezeigt ist. Bei dem letzteren wirkt auf jedes einzelne Horn eine Komponente P_1 der Gesamtbelastung P . Man ermittle aus dieser die Bezugsinheit d_1 und beziehe auf diese die Abmessungen w , h und D .

Beispiel. Belastung eines zu entwerfenden Hakens 2000 kg. Er erhält nach (257) die Halsdicke $d_1 = 0,7 \sqrt{2000} = 31,29 \sim 31$ mm. Wählen wir beim einfachen Haken $w = h$, so kommt für denselben $h = 1,99 \cdot 30 \sim 60$ mm, w ebenso gross, $D = 60 + 60 + 30 = 150$ mm.

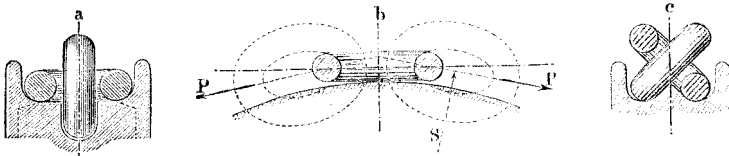
Beim Doppelhaken sei der Winkel zwischen den Komponenten = 60° . Dann haben wir $P_1 = 0,5 P : \cos 30^\circ = 1000 : 0,866 \sim 1155 \text{ kg}$, daraus $d_1' = 0,7 \sqrt{1155} = 23,78 \sim 24 \text{ mm}$. Wir wählen nun $w : h = 0,9$ und haben dann $h = 1,91 \cdot 24 = 45,84 \sim 46$, $w = 1,72 \cdot 24 = 41,28 \sim 41$, $D = 46 + 41 + 23 = 110 \text{ mm}$. Für den Obertheil ist wieder wie oben $d_1 = 31$, somit die Halstlänge $1,2 d_1 = 1,2 \cdot 31 = 37 \text{ u. s. w.}$

§. 275.

Kettentrommeln und -Rollen.

Den Rollen und Trommeln, um welche die Schakenketten geschlagen werden, gebe man für gewöhnliche Fälle einen Halbmesser $R = 10 - 12 d$, gemessen bis zur Kettenmitte. Behufs guter Lagerung der Schaken wird von Vielen der Rollenrand eingedreht, z. B. mit stehender Rinne, Fig. 835 a. Diese Einkerbung der Rolle oder Trommel lässt aber Biegungswirkungen auf die liegenden Glieder kommen, wie Fig. 835 b erkennen lässt. Manche profiliren die Wangen der Rinne deshalb konisch, wie die Punktirung andeutet, lassen dann auch die Schutzränder weg; Andere ziehen die Anbringung einer Mittelleiste auf der Rollenumfläche vor, siehe Fig. 835 c; in beiden Fällen wird die Biegungs-

Fig. 835.



wirkung bedeutend geringer. Die letztere wird aber ganz vermieden, wenn man den Trommelumfang muldenförmig der Schakenform entsprechend ausnimmt, vergl. Fig. 836. Dieses Verfahren liefert sowohl sehr gute Rollen für die Treibflächenzüge, als es auch gestattet, die Trommelgröße für Windwerke sehr klein zu nehmen und dadurch engräumige Kettenwindwerke zu erzielen. Wir können die so vorgerichteten Kettenträger Muldenrollen und Muldentrommeln nennen; die kleinen Muldentrommeln nach Art der in Fig. 836 (a. f. S.) dargestellten nennt man gewöhnlich Kettennüsse. Wenn die Zahl der liegenden Mulden 4 ist, so schneiden ihre Mittelebenen die Normalebene in einem Quadrat von der Seite $D' = l + d + 2(l - d) \sqrt{0,5} = 2,414 l - 0,414 d$; das

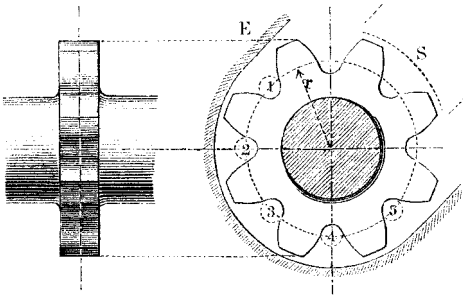
Die Zähnezahl 8 ist die kleinste geeignete. Neustadt nimmt

$z = 8$,	wenn $P = 250$ bis $3\ 000$ kg
$z = 9$,	„ $P = 3\ 000$ „ $20\ 000$ „
$z = 10$,	„ P über $20\ 000$ „

Blosse Leitrollen erhalten hier sowohl, als bei den Rollen für Schakenketten 16 bis 30 Zähne.

Für die Winden der Kettentauer der gewöhnlichen Art werden glatte Treibtrommeln mit parallelen Achsen verwendet. Die

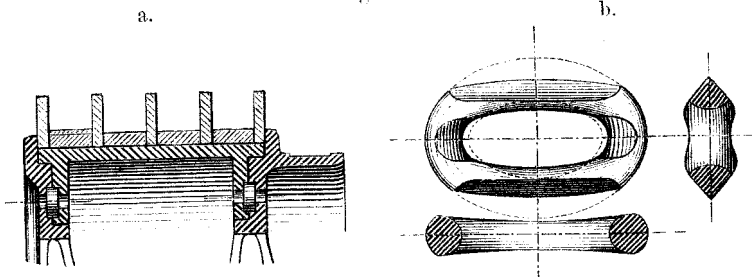
Fig. 837.



Treibtrommeln werden axial um einen halben Kimmenabstand versetzt. Die Fig. 838 a zeigt einen Durchschnitt des Treibtrommelkranzes, wie er auf den Schleppern der Kettenschiffahrt auf der Elbe angewandt ist. Die Kimmen sind mit Stahl bereift und

durch schmiedeeiserne Kranzscheiben getrennt. Die letzte Kimme hat das ablaufende Trum abzuleiten, sie wird etwas grösser von

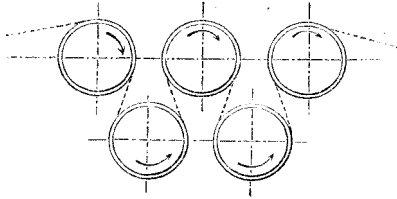
Fig. 838.



Durchmesser gewählt, um das ablaufende Kettentrum etwas schneller zu treiben. Die Abnutzung der Ketten ist bedeutend. Fig. 838 b zeigt ein in längerem Dienst abgenutztes Kettenglied. Man hat nicht zu übersehen, dass das Umschlagen eine Torsion der aufgenommenen Kette bewirkt, und zwar trägt der Schlepper vor sich her eine Verdrehung der Kette um so viel halbe Drehungen, als halbe Umschläge stattfinden. Diese Drehungen würden im allgemeinen unschädlich sein, wenn an der Kette stets

und regelmässig so viele und lange Fahrten zu Berg als zu Thal stattfanden. In der That aber finden im regelmässigen Verkehr der Kettenschlepperei weit weniger Thalfahrten als Bergfahrten an der Kette statt. Demzufolge wird diese im Laufe des Dienstes mehr und mehr verwunden, und zwar sammeln sich die Ver-

Fig. 839.



drehungen an den ausspringenden Gestadewinkeln an, weil sich dort die Kette stark auf dem Flussgrunde reibt. Von Zeit zu Zeit muss daher an solchen Punkten die Kette aufgehoben, ihre Schekelung geöffnet und die Drehung herausgebracht werden. Wollte man die Verdrehungen vermeiden, so könnte man eine Anordnung etwa wie die in Fig. 839 angedeutete wählen. Hier sind einfache, in einer Ebene liegende Trommeln angenommen, welche untereinander durch Zahnräder so in Verbindung stehen, dass sie einander den Pfeilrichtungen gemäss umtreiben.

§. 276.

Gesperre der Zugorgane.

Die Zugorgane lassen sich durch Klinken sperren, die Seile mit Reibungsklinken, namentlich Klemmdaumen (§. 248 und 249), die Ketten mit Zahnklinken, welche zwischen die Schaken wie zwischen die Zähne einer Zahnstange greifen.

Die Fabrikanten Felten und Guillaume in Mülheim a. Rh. wenden für Schlepptrassen ein Gesperre an*), in welchem das Seil durch einen evolvencischen Daumen in den ruhenden Ausschnitt eines Hohlrades eingeklemmt wird; eine beigefügte Seilwinde gestattet, die Trosse nach Wunsch heranzuziehen oder nachzulassen; ein Buffer mit Kegelfedern mildert die Stösse.

Klinkengesperre für Ketten, meist in der Form von Theilgesperren, finden vorzügliche Verwendung bei den schweren Bugankerketten der grossen Seedampfer; Bernier in Paris hat sie indessen auch bei Kettenwinden, welche zur Lastenhebung dienen, mit Vortheil verwendet.

*) Von ihnen Neptun-Seilklemme genannt.

DER RIEMENTRIEB.

§. 276.

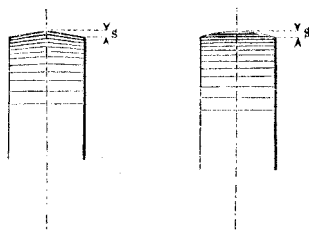
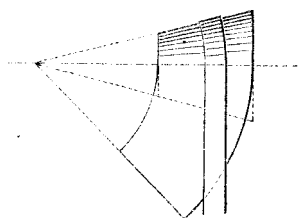
Selbstleitende Riementriebe.

Die Riemscheiben sind indirekt wirkende Reibungsräder (§. 191) und die Riementriebe als Zugorganwerke (§. 261) Kombinationen aus Treibung und Leitung. Solche, welche ohne besondere Leitvorrichtungen zu gehen vermögen, heissen selbstleitende Riementriebe. Die Selbstleitung entsteht für Riemen mit cylindrischen Rollen dann, wenn die Kanten des prismatischen Riemens in Ebenen auflaufen, welche zur Rollenachse senkrecht stehen, oder, wie man es auch ausdrückt, wenn die Mittellinie des auflaufenden Riementrums in die Mittelebene der Rolle fällt.

Läuft ein normal zur Rollenachse gerichteter Riemen auf eine kegelförmige Rolle auf, so sucht er sich kegelschraubenförmig

Fig. 840.

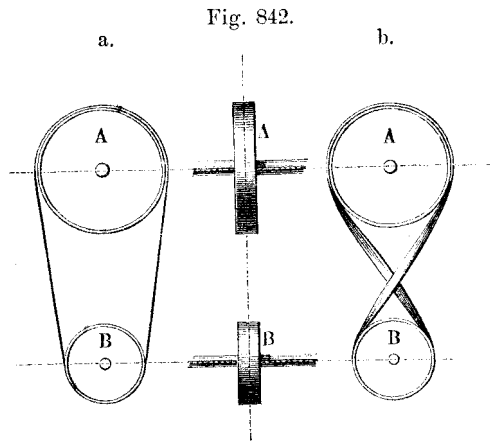
Fig. 841.



auf die Rolle zu wickeln, was man alsbald erkennt, wenn man sich den Kegelmantel in eine Ebene ausgebreitet denkt, Fig. 840. Bildet man deshalb die Rolle tonnenförmig oder „ballig“, Fig. 841, so bewegt sich der auflaufende Riemen nach der Mitte der balligen Umfläche hin, selbst wenn die Zuleitung nicht genau ist. Bei der bei Lederrriemen üblichen Ballenhöhe $s = \frac{1}{20}$ der Riemenbreite kann die Zuleitungslinie bis zu $2\frac{1}{3}^0$ ($tg = 4$ Proz.)

von der Mittellinie der Rolle abweichen; bei Baumwollriemen muss wegen der geringeren Elastizität des Materials die Ballung s auf etwa $\frac{1}{150}$ der Riemenbreite beschränkt bleiben, wodurch sich die erlaubte Schiefe des Auflaufens entsprechend vermindert. An gewöhnlichen Riemscheibenpaaren gestaltet man mindestens

eine der beiden Rollen ballig.



Die einfachsten selbstleitenden Riementriebe sind die für parallele Achsen, Fig. 842 *a* und *b*; *a* offener, *b* gekreuzter Riemen; beide können in beiden Drehungssinnes umlaufen.

Für zusammenfallende und für winklige Achsen sind

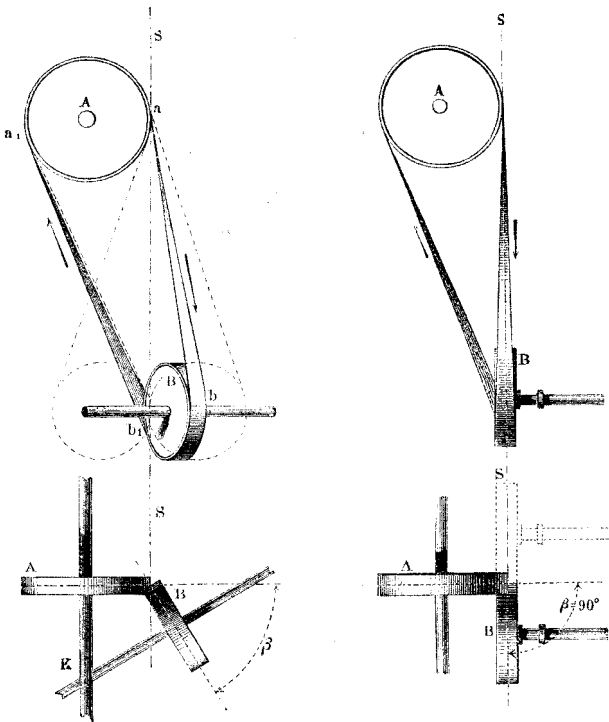
selbstleitende Riementriebe nicht ausführbar, wohl aber für geschränkte Achsen, wenn man nämlich die Rollen so legt, dass die Spur SS der Rollenebenen beide Rollen an der Ablaufstelle des Riemens trifft, Fig. 843. Die Zuleitungslinie fällt dann in die Mittelebene jeder der beiden Rollen, die Ablauflinie aber nicht, weshalb nur Drehung in einem Sinne statthaft ist. Ablaufstellen sind hier *a* und *b*. Dieser Riementrieb liefert den offenen Riemen, wenn der Winkel β , den die Rollenebenen einschließen, $= 0$, den gekreuzten oder verschränkten, wenn $\beta = 180^\circ$ wird. In den Zwischenstellungen findet die Schränkung des Riemens theilweise statt. Bei $\beta = 90^\circ$ ist der Riemen halb geschränkt (sogenannter halber Riemen), bei $\beta = 45^\circ$ findet Viertelschränkung statt u. s. w.*). Der Ableitungswinkel darf**) bis 25° betragen, was stattfindet, wenn der Achsenabstand gleich dem zweifachen Durchmesser der grösseren Rolle wird. Soll ferner

*) Die angegebene geometrische Anordnung des Riementriebs für geschränkte Achsen ist nur annähernd richtig. Eine durchgeführte genaue Lösung des nicht einfachen Problems hat J. B. Webb in den „Transactions of the American Soc. of mechanical Engineers“ Bd. IV (1883), S. 165 gegeben; Uebersetzung in den Berliner Verhandlungen, 1885.

**) Nach Redtenbacher.

der Riemen durch das Verwinden an der Ablaufstelle bei halber Schränkung nicht zu sehr angegriffen werden, so hat man*) den

Fig. 843.



Achsenabstand auch nicht unter $10\sqrt{bD}$ zu nehmen, wenn b = Riemenbreite, D = Durchmesser der treibenden Rolle**).

§. 277.

Riementriebe mit Leitrollen.

Bei einem Riementrieb mit Leitrollen wird die Leitung richtig vollzogen, wenn jede Rolle an der Ablaufstelle von der

*) Nach Völkers, s. Zeitschr. d. V. deutsch. Ing. IV (1860), S. 125.

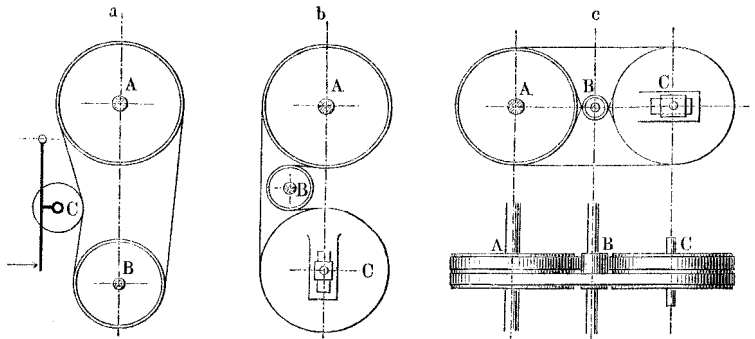
***) Der Riemenfabrikant Gehreckens in Hamburg hat mit bestem Erfolg Verstärkung des halbgeshränkten Riemens an dessen konvexer Seite eingeführt.

Spur ihrer Ebene mit derjenigen der nächstfolgenden Rolle getroffen wird*).

Fig. 844 a, b, c Riementreibe für parallele Achsen, die Mittelebenen von *A*, *B*, und *C* fallen zusammen. *a* Riementrieb mit Spannrolle; *b* Riementrieb für starke Uebersetzungen**); die Leitrolle *C* ist so gross wie die Triebrolle *A*, kann, wenn verschiebbar eingerichtet, auch zum Nachspannen des Riemens dienen. *c* Weaver's Riementrieb für starke Uebersetzungen***), aus zwei Riementreiben der vorigen Art zusammengesetzt (angewandt bei Kreissägen). In beiden Fällen muss der Riemen glattläufig sein, d. h. darf kein vorspringendes Schloss haben.

Fig. 845 und 846. Parallele Achsen, zwei Leitrollen. Diese sind im ersten Falle in Ebenen gelegt, welche beide Treibrollen

Fig. 844.



berühren; Betrieb in beiden Drehungssinnen statthaft. Gewöhnlich wird nur ein Drehungssinn erfordert, wobei die zweite Anordnung, welche eine leichtere Aufstellung gestattet, genügt. Behandelt man *B* als Leitrolle, in welchem Falle man sie auch lose auf die Achse von *A* stecken kann, so können *C* und *D* als Treibrollen dienen. Können die Leitrollen zwischen den Achsen von *A* und *B* statt ausserhalb angebracht werden, siehe Fig. 847, so erhalten sie gleichen Drehungssinn und können daher auf gemeinschaftlicher Achse befestigt werden; Drehung in nur einem Sinne statthaft.

*) Annähernd richtig, vergl. die erste Anmerkung auf S. 754.

***) Eckert'scher Mechanismus zum Betrieb der Trommel an Dreschmaschinen, pat. im D. R.

****) S. Scientific American, auch Cooper's Use of belting (Philadelphia 1878), S. 171.

Fig. 848 (a. f. S.), Winkelriementrieb, aus der Anordnung Fig. 846 ableitbar (s. die Punktirung), einsinnige Drehung. Die Leitrollen laufen nicht in gleichem Sinne um, sind aber wegen

Fig. 845.

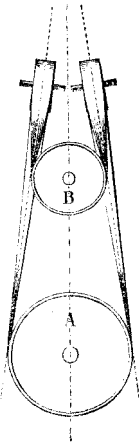


Fig. 846.

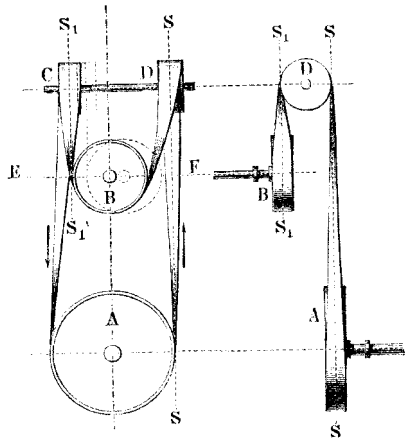
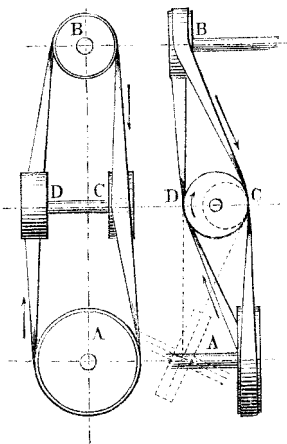


Fig. 847.



des Zusammenfallens ihrer geometrischen Achsen bequem aufzustellen.

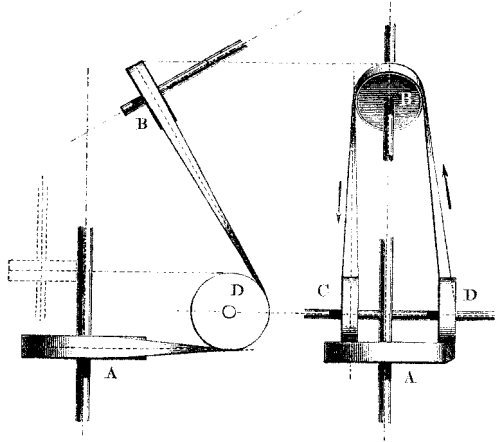
Fig. 849 (a. f. S.), halbeschränkter Riemen mit Leitrolle. Das eine Riemenzentrum ist in die Spur SS der Rollenebenen gelegt; dann ist von einem beliebigen Punkte c der SS das Tangentenpaar ca, cb gezogen und in dessen Ebene die Leitrolle C angebracht. Drehung in beiderlei Sinn statthaft. Fig. 850 (a. f. S.), andere Anordnung des halbeschränkten Riemens mit Leitrolle. Das von A ablaufende Trum schief nach B geleitet, das auflaufende über die Leitrolle C , welche in

der Ebene von A liegt und SS berührt, angebracht. Diese Riemenleitung ist sehr geeignet für den Betrieb reihenweis stehender Wellen von einer liegenden Welle aus*).

*) S. z. B. Jacob's 40gängige Getreidemühle in Umland's Prakt. Masch.-Konstr. 1868, S. 83 ff. und 1869, S. 242.

Fig. 851. Allgemeiner Fall für geschränkte Achsen. In der Spur SS der Rollenebenen wähle man zwei Punkte c und c_1 und ziehe aus ihnen die Tangentenpaare ca , cb und c_1a_1 , c_1b_1

Fig. 848.



an die Rollen, um die Ebenen für die Leitrollen C und C_1 zu erhalten. Umlauf in beiden Drehungssinnen statthaft. Fig. 852,

Fig. 849.

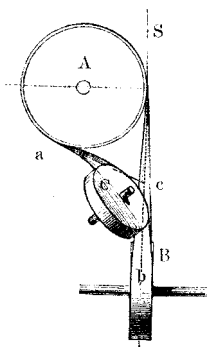
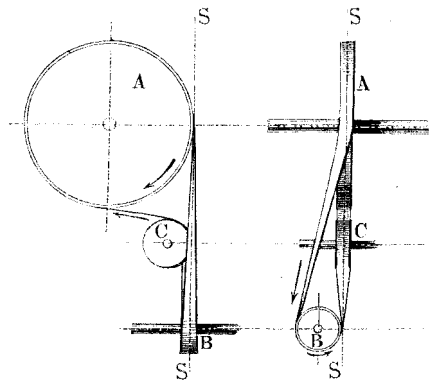


Fig. 850.



Anwendung auf den Fall, dass SS durch die Mitte einer der Rollen geht.

Eine Vereinfachung des allgemeinen Falles wird erzielt, wenn man die Leitrollen auf eine und dieselbe geometrische Achse $C'C'$ bringt, Fig. 853, welche man parallel den beiden

Triebrollen legt. Schiefe Ableitung geschieht nur bei den Leitrollen. Es ist aber wegen derselben nur ein Drehungssinn statthaft,

Fig. 851.

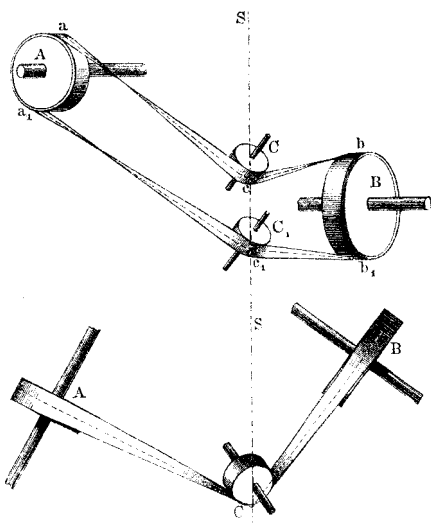
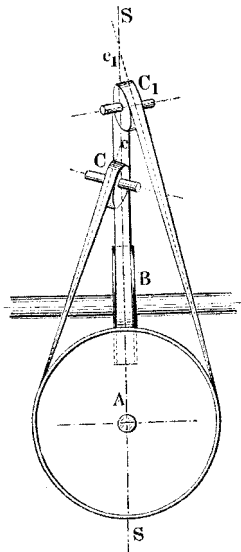
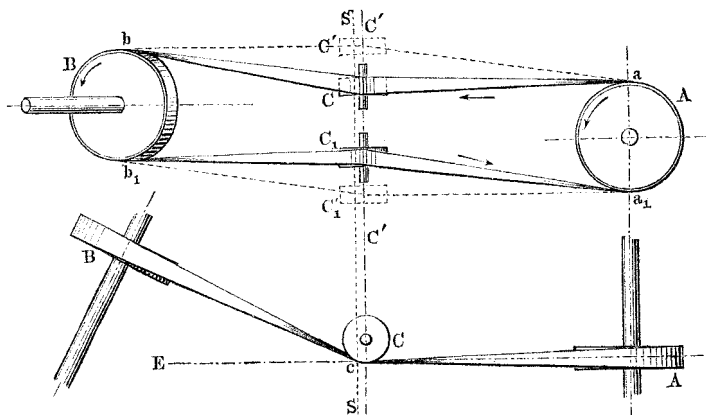


Fig. 852.



den die Pfeile andeuten; ist der umgekehrte vorgeschrieben, so sind die punktierten Lagen der Leitrollen zu wählen. Der Ab-

Fig. 853.



leitungswinkel darf nicht zu gross sein, weil sonst der Riemen leicht abfällt, namentlich beim Stillstand des Riementreibs.

Den Leitrollenachsen gibt man besonders ausgebildete Träger. Ein recht praktischer ist der in Fig. 854 dargestellte Leitrollenträger*). Die wegen Oelzuführung gehöhlte Achse von *C* ist innerhalb eines Kegels am Arme *D* verstellbar. Der Rand an *C* soll den Riemen während des Stillstandes am Herabgleiten hindern. Ein vom Verfasser für die Anordnung Fig. 848 angegebener, bewährter Leitrollenträger ist in Fig. 855 dargestellt; die Rollen sind lose auf eine gemeinschaftliche schmiedeiserne Achse gesteckt.

Fig. 854.

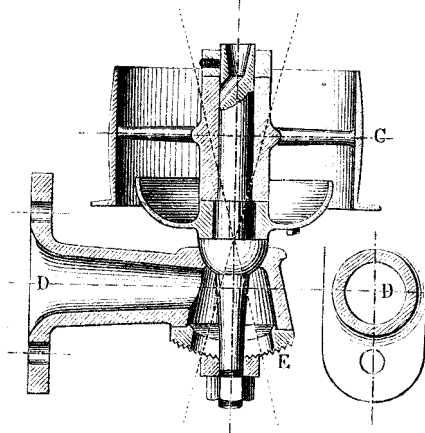
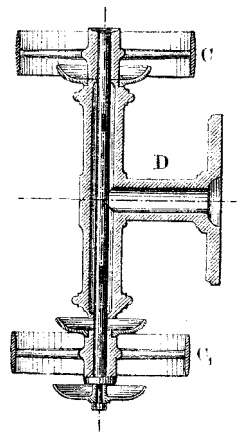


Fig. 855.



Lässt sich die Lage der Triebwellen so wählen, dass die Spur *SS* wenigstens eine der beiden Rollen berührt, so kann die recht praktische Anordnung Fig. 856 getroffen werden. Ist der Abstand *AC* recht gross gegen die Riemenbreite, so kann man wegen der Rollenballung (vergl. §. 276) die Leitrollen auch noch neben- statt übereinander anbringen, Fig. 857.

Durch Weiterleitung des Riemens auf eine fünfte Rolle lässt sich aus der letzten Anordnung eine solche machen, bei welcher zwei Treibrollen B_1 und B_2 von einer Kraftrolle *A* aus getrieben werden. Fig. 858 zeigt eine solche, in Spinnereien gebrauchte Anordnung, wo dann B_1 und B_2 in verschiedenen Stockwerken liegen, auch beide noch Losscheiben bei sich führen**). Ver-

*) Der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft im D. R. patentirt.

***) S. Fairbairn, Mills and Millwork II (London 1863), S. 103. Ueber die theoretische Bedeutung dieses mehrfachen Antriebs siehe §. 301.

wandt ist die folgende Riemenleitung, Fig. 859 (a. f. S.), bei welcher von der Rolle *A* aus zwei parallele Wellen getrieben werden,

Fig. 856.

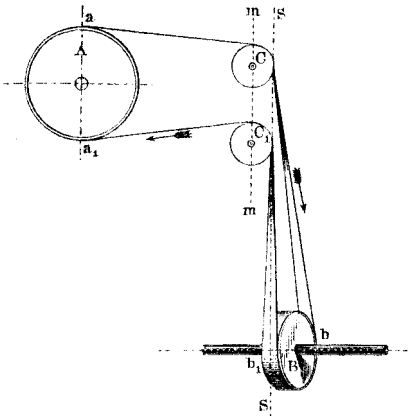
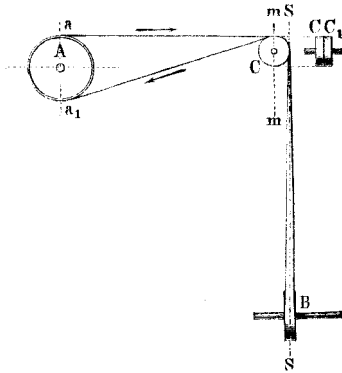
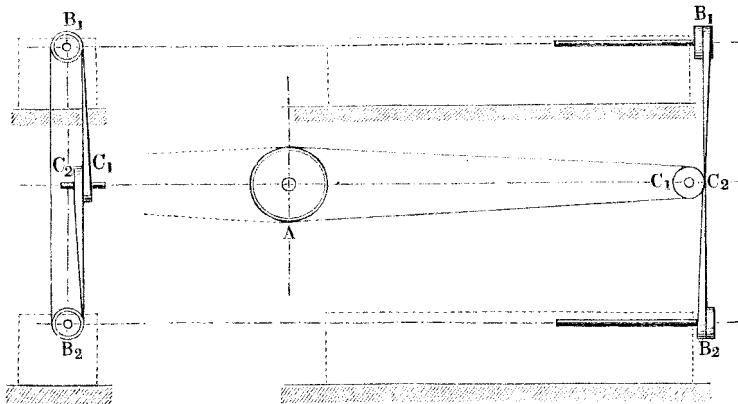


Fig. 857.



von denen die eine rechtwinklig schneidend, die andere desgleichen geschränkt zu *A* liegt*).

Fig. 858.

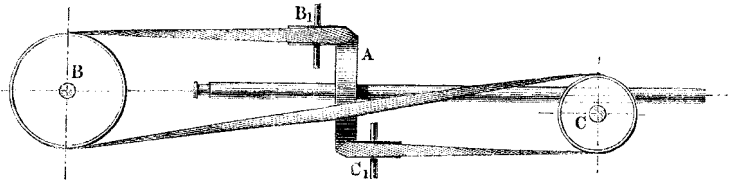


Schliesslich sei noch auf die vom Verfasser angegebene Anordnung Fig. 860 hingewiesen. Hier wird das ablaufende Riemenzentrum durch eine Leitrolle *C*₁ oder *C*₂, ein zweites mal auf die Treibrolle geführt (vergl. Fig. 795, (wodurch eine reichliche Verdoppe-

*) Scientific American 1869, Mai, S. 340; Aehnliches auch bei Cooper a. a. O. S. 878.

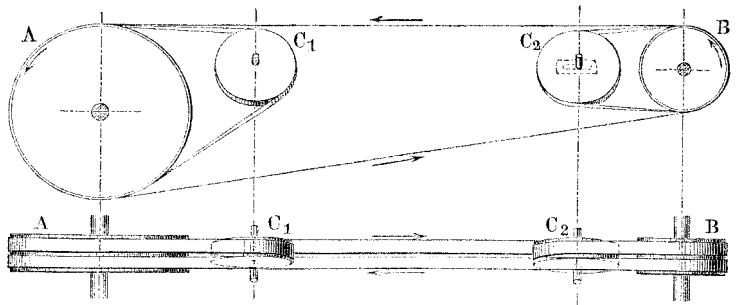
lung des Umfassungswinkels α erzielt und der Reibungsmodul $c f^a$ (§. 264) entsprechend gesteigert wird. Man kann diesen Riementrieb einen doppeltwirkenden nennen. Der Riemenquerschnitt kann bei ihm auf $\frac{1}{10}$ des für einfache Wirkung erforderlichen

Fig. 859.



Maasses gebracht und dadurch trotz der grösseren Riemenlänge manchmal eine Ersparniss erzielt werden. Eine der Leitrollen

Fig. 860.



kann als Nachspannrolle dienen. Beim Seiltrieb, Kapitel XXI, werden wir auf die vorliegende Einrichtung zurückkommen, indem sie daselbst grösseren Nutzen als hier zu erzielen gestattet.

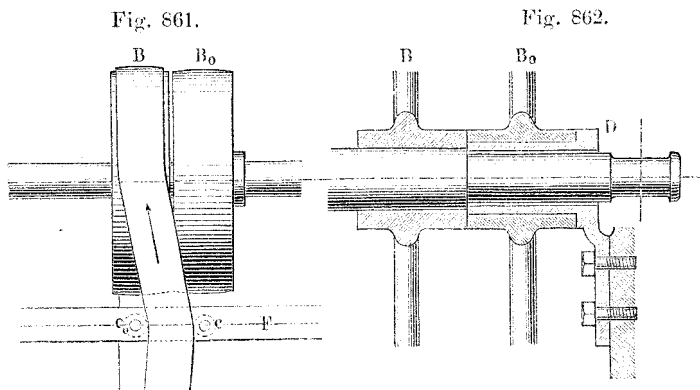
§. 278.

Fest- und Losscheibe.

Die Losscheibe, lose Scheibe, Leerrolle eines Riementriebs, dient zu dessen Ausrückung. Im Grunde gehört sie einem zweiten, dem ersten benachbarten Riementrieb an, zu welchem der Riemen durch den sogenannten Riemenführer geleitet wird.

Die Stifte, Gabelzinken und andere den Riemen unmittelbar in die neue Richtung treibenden Theile sind, wie aus der Erörterung S. 692 hervorgeht, nichts anderes als Leitrollen, auch wenn sie nicht mit drehbaren Hülscen oder wirklichen Rollen besetzt sind. Die Riemenführer sind demnach verschiebbare Leitrollen-träger; die Punktirung in Fig. 861 deutet die durch die Stifte c und c_0 vertretenen um Zapfen drehbaren Leitrollen C und C_0 an*).

Es ist zweckmässig, die Losscheibe stets auf der getriebenen Welle anzubringen, weil nur dann der Riemen nach der Ausrückung im Laufe bleibt und durch den Riemenführer F , Fig. 861, leicht schraubenförmig auf die Nebenscheibe zu leiten ist. Für die Schnelligkeit der Ueberleitung ist es gut, die dicht neben-



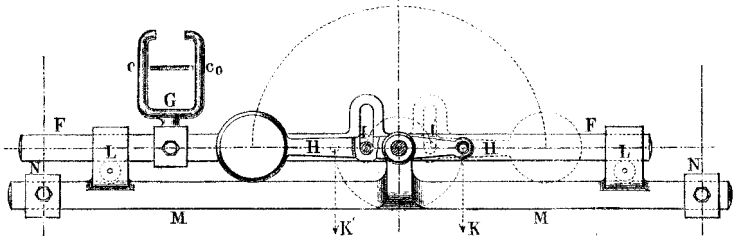
einander sitzenden treibenden Scheiben nicht oder nur schwach ballig zu machen, auch den Riemenführer recht nahe an die getriebene Scheibe zu legen. Die Losscheibe ist innerhalb ihrer Nabe gut in Oelung zu halten, wofür zahlreiche Schmier-vorrichtungen konstruirt worden sind. Die zwischen Nabenhöhlung und Achse vorhandene Reibung wirkt als treibende Kraft auf die letztere ein, was wiederholt Unglücksfälle zur Folge gehabt hat. Unschädlich gemacht wird die treibende Wirkung

*) Man hat gefunden, dass die Baumwollriemen durch Riemenführer an den Kanten stark angegriffen werden, auch wenn kleine Holzröllchen auf die Zapfen c und c_0 gesetzt werden; es möchte sich wohl empfehlen, hier zu der vollständigen, die Reibung bedeutend herabziehenden Konstruktion mit genügend grossen Leitrollen C und C_0 überzugehen.

durch die in Fig 862 (a. v. S.) dargestellte Einrichtung, bei welcher die Losscheibe auf einer ruhenden, zur Welle konaxialen Büchse *D* läuft*).

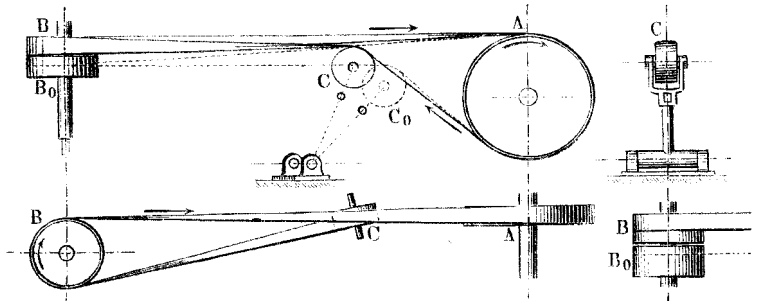
Zur Betreibung der Riemenführergabel hat man mancherlei Mechanismen in Anwendung gebracht**), namentlich solche zu konstruiren gesucht, in welchen der Riemen nicht rückwärts den Führer zu verstellen vermag. Sehr brauchbar ist der Zimmermann'sche Riemenführer, Fig. 863. Der Führer *F*, auf welchem

Fig. 863.



die Gabel *G* an geeigneter Stelle festgeklemmt ist, wird durch den Hebel *H* mittelst des Zapfens *I* aus der einen in die andere

Fig. 864.



Hauptstellung verlegt und ist in denselben durch tote Verzahnung gesperrt; man erkennt bei näherer Betrachtung das

*) Siehe Berliner Verhandlungen 1869, S. 127. Diese vorzügliche Einrichtung wurde vom Mühlhauser Verein zur Verhütung von Unglücksfällen in Fabriken angegeben und für die Schlagmaschinen vorgeschrieben. — Die Konstruktion zeigt in sich sehr deutlich, dass die Losscheibe, wie oben gesagt, einem zweiten Riementrieb angehört.

**) S. Berliner Verhandlungen 1868, S. 171, Rittershaus, Ueber Riemenführer.

ruhende Schaltwerk aus Fig. 754 und 755. Die Umstellung geschieht durch Ausübung von Zug bei K oder K').

Fig. 864, Losscheibe im halbgeschränkten Riemen. Bei dieser vom Verfasser angegebenen Einrichtung dient die an sich nöthige Leitrolle zugleich vermöge Verstellbarkeit zum Führen des Riemens auf die Losscheibe B_0 und zurück auf die Festscheibe B . Gibt man diesen Scheiben ausreichende Breite, wie in der Skizze rechts angedeutet ist, so kann die Welle B in ihrer Achsenrichtung etwas verstellt werden, wie z. B. bei den Getreidemühlen wegen des Lichtwerks erforderlich ist.

§. 279.

Die Stufenscheibe.

Werden die Scheiben dicht nebeneinander liegender Riementriebe von verschiedenen Uebersetzungszahlen mit einander fest verbunden, so erhält man ein Paar von Stufenscheiben oder sogenannten Stufenkegeln. Es entsteht die Aufgabe, die Halbmesser in allen Stufenpaaren so zu wählen, dass derselbe Riemen auf jedes der Stufenpaare passt, oder geometrisch: dass für alle Stufenpaare die Riemenlänge denselben Werth habe; sie kann wie folgt gelöst werden.

a) Gekreuzter Riemen, Fig. 865. Der Riemen schliesst mit der Zentralen der Scheiben R und R_1 den Winkel β ein; dann ist die halbe Riemenlänge $l = R(\frac{\pi}{2} + \beta) + R_1(\frac{\pi}{2} + \beta) + a \cos \beta$, wenn noch a den Achsenabstand bezeichnet. Es folgt:

$$l = (R + R_1)\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right) + a \sqrt{1 - \frac{(R + R_1)^2}{a^2}} \dots (260)$$

Fig. 865.

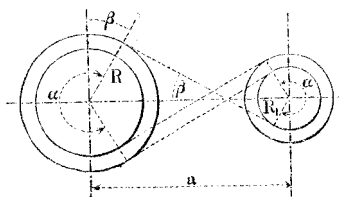
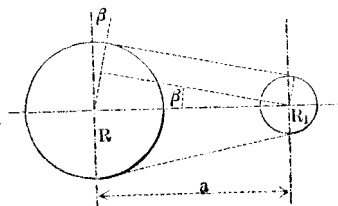


Fig. 866.



Dieser Werth ist konstant, wenn $R + R_1$ konstant, oder die Abnahme an dem einen Radius gleich der Zunahme am anderen gemacht wird. Der

*) Aehnlich ist die Konstruktion des namentlich für Karden bestimmten Riemenführers von Hildebrandt, s. Bulletin von Mühlhausen, 1885.

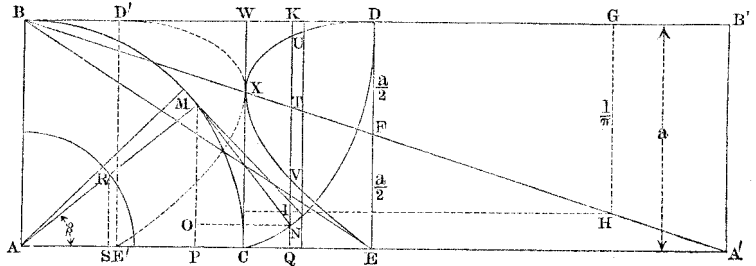
Kreuzriemen wird aber wegen der Reibung der Trümer an der Kreuzungsstelle für den vorliegenden Zweck nur selten angewandt.

b) Offener Riemen, Fig. 866 (a. v. S.). Hier ist $l = (R + R_1) \pi/2 + (R - R_1) \beta + a \cos \beta$, zugleich $a \sin \beta = R - R_1$, woraus sich ergibt:

$$\left. \begin{aligned} R &= \frac{l}{\pi} - \frac{a}{\pi} (\beta \sin \beta + \cos \beta) + \frac{a}{2} \sin \beta \dots \dots \dots \\ R_1 &= \frac{l}{\pi} - \frac{a}{\pi} (\beta \sin \beta + \cos \beta) - \frac{a}{2} \sin \beta \dots \dots \dots \end{aligned} \right\} (261)$$

Die Funktion ist transcendend, lässt sich aber wie folgt zeichnerisch darstellen. In dem Rechteck $AB B' A'$, Fig. 867, ist mit $AB = a$ der Viertelkreis BMC aus A beschrieben. Innerhalb desselben fallen alle in Betracht kommenden Werthe von β . Bei irgend einem derselben CAM ziehen wir $MN \perp MA$ und machen $MN = \text{Bogen } MC = a\beta$, fällen das Loth MP auf die AC und auf dieses das Loth NO , so ist $NO = a\beta \sin \beta$. Durch N die zu AB parallele QNK ziehend, haben wir nun $AQ = PQ + AP = a(\beta \sin \beta + \cos \beta)$. Zu allen β zwischen 0 und 90° dasselbe Verfahren anwendend, erhält man für die Lagen der Endpunkte N die Kreis-

Fig. 867.



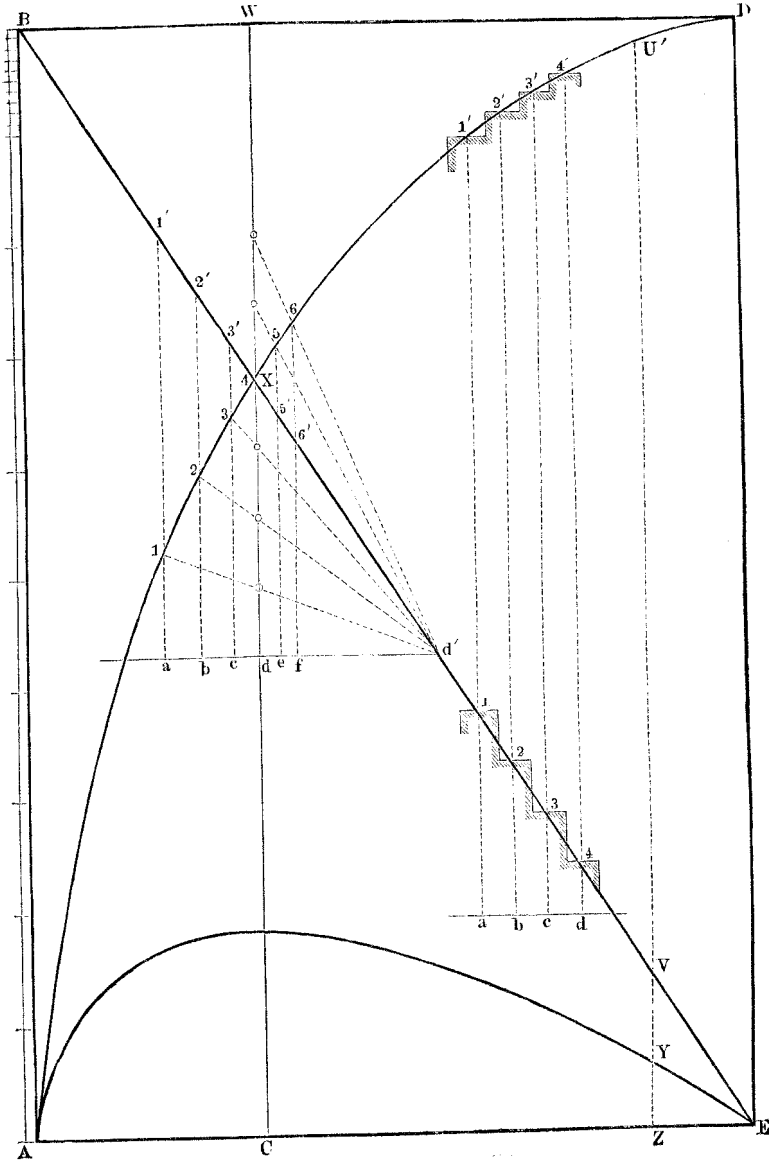
evolvente CND , wobei $BD = \text{Bogen } BMC = \pi/2 a$. Ziehen wir nun die $DE \parallel BA$ und halbiren sie in F , so ist $DF = EF = a/2$ und demnach $DF : DB = a/2 : \pi/2 a = a : \pi$, auch aber wegen Aehnlichkeit $TK = a/\pi Q A = a/\pi (\beta \sin \beta + \cos \beta)$.

Dieser Werth ist nunmehr von l/π abzuziehen. Verlängert man zunächst die BF , bis sie die verlängerte AC schneidet, so steht die erhaltene Länge $AA' = BB'$ zu $A'B'$ in dem Verhältniss $\pi : 1$. Machen wir demnach $BG = l$ und ziehen die $GH \parallel A'B'$, so ist $GH = l/\pi$. Diese Länge nach IK parallel hinübertragend, haben wir in IT den Werth $l/\pi - a/\pi (\beta \sin \beta + \cos \beta)$ vor uns. Zu demselben ist noch $\pm a/2 \sin \beta$ zu fügen.

Zu dem Ende machen wir $AR = a/2$, worauf das Loth $RS = a/2 \sin \beta$ wird. Diese Länge von T aus vor- und rückwärts auf die QK aufragend, erhalten wir Punkte U und V und damit in IU den Halbmesser R , in IV den zugehörigen R_1 . Die Ausführung des Verfahrens für alle β liefert die Kurve $DUXVE$, welche zur Bestimmung aller gewünschten Halbmesserpaare dienen kann, indem alle ihre von der HI aus gemessenen Ordinatenpaare zusammengehörige Stufenhalbmesser liefern.

Fig. 868.

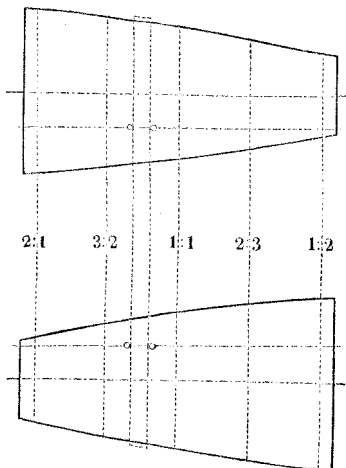
Proportionsriss der Stufenscheiben.



Beachtenswerth ist nun, dass man die Längen l und l/π nicht eigentlich braucht, denn VU ist die Differenz zweier, vielleicht gegebener Stufenhalbmesser und VI der kleinere der Halbmesser selbst. Somit braucht man nur mit der Differenz $R - R_1$ im Zirkel die dieser gleiche Ordinate UV der Kurve aufzusuchen, und dann $VI = R_1$ zu addiren, um die Achse HI gefunden zu haben. Für die bequeme Benutzung der Kurve kann man dieselbe nach links symmetrisch wiederholen, siehe $D'X'I'$. Nun aber fällt bei näherer Prüfung auf, dass die Abszissen der Kurve, wenn wir die unwichtige Ermittlung von l aufgeben, gar nicht verwerthet werden. Dies gestattet uns, die Kurve in der Abszissenrichtung nach geeignet scheinenden Rücksichten zu verzerren. Solches ist geschehen in dem Proportionsriss der Stufenscheiben (a. v. S.), und zwar derart, dass die beiden Kurvenäste $EVXD'$ als eine Gerade gestaltet worden sind, worauf die anderen beiden Aeste vermöge der in Fig. 867 gegebenen Sehnen UV u. s. w. aufgetragen werden konnten.

Anwendung des Proportionsrisses der Stufenscheiben. Die Rechteckseiten AB und DE stellen den Achsenabstand a dar; alle Halbmesser werden als Proportionaltheile von a erhalten, zu welchem Ende AB entsprechend eingetheilt ist (trage den Riss so auf, dass $AB = 400$ bis 500 mm). Sind nun $1a$ und $1'a$ zwei gegebene Stufenhalbmesser, so suche man die senkrechte Kurvensehne auf, welche $= 1'a - 1a$ ist, links oder rechts (letzteres ist bequemer) verlängere die Sehne nach unten um $1a$ und ziehe die Achsenlinie $abcd\dots \parallel AE$, dann sind

Fig. 869.



alle übrigen Stufeepaare $b2$ und $b2'$, $c3$ und $c3'$ u. s. w. mit dem Zirkel abzugreifen. Sind die ersten gegebenen Halbmesser gleich gross, so ist die Sehne $R - R_1$ oder $1.1'' = 0$ und man hat die Achsenlage auf der durch X gehenden Senkrechten CX aufzusuchen.

Will man Stufeopaare von gegebenen Verhältnissen erhalten, so kann dies leicht geschehen. Ist darunter das Verhältniss $1:1$, so trage man vom Kreuzungspunkte X aus nach C hin den zugehörigen Halbmesser Xd auf und ziehe die Achsenlinie dd' bis zum Schnitt d' mit der BE , trage alsdann die geforderten geometrischen Verhältnisse, Xd als 1 betrachtend, auf die CX von d aus auf — in der Figur durch Kreiseln für die Verhält.

nisse $1/4$, $1/2$, $3/4$, $5/4$, $3/2$ bezeichnet — und ziehe Strahlen aus d' durch die betreffenden Theilpunkte, so schneiden diese den gebogenen Kurvenast in den zu ermittelnden Endpunkten der R_1 ein. Man erhält so z. B. die Halbmesser:

$a 1$	und	$a 1'$	vom Verhältniss	1:4
$b 2$	"	$b 2'$	"	2:4
$c 3$	"	$c 3'$	"	3:4
$d X$	"	$d X$	"	4:4
$e 5$	"	$e 5'$	"	5:4
$e 6$	"	$e 6'$	"	6:4

Die Stufen können auch ganz dicht aufeinander folgen, so dass die Stufenkegel in Konoide übergehen, auf denen der Riemen wieder durch einen Riemenführer verlegt wird und auch an bestimmter Stelle zu halten ist (Leitung). Für Spinnmaschinen werden an den Wickelvorrichtungen solche Konoide erfordert. Fig. 878 stellt ein derartiges Konoidpaar vor, dessen Halbmesser mit Hülfe des Proportionsrisses aufgesucht sind. Bei diesen Konoiden sollen die Verschiebungen des Riemens die Winkelgeschwindigkeit arithmetisch steigern; man hat entsprechend die zusammengehörigen Halbmesser zu vertheilen, wie denn in der Figur geschehen ist.

Die Kurve EYA im Riss bezeichnet die Grenze, bis zu welcher die Achsenlinien sich der AE nähern dürfen, was nicht weiter sein darf, als dass $R + R_1 = a$. Es ist demnach $VY = \frac{1}{2}(AB - VU)$ gemacht.

§. 280.

Riemenquerschnitt. Spezifische Leistung eines Riemens.

Der bandförmige Riemen von der Breite b und der Dicke δ wird gemäss §. 264 im führenden Trum durch die Anspannung T beansprucht und ist danach zu berechnen. Man hat bei der Spannung \mathfrak{S} im Riemenquerschnitt: $T = b \delta \mathfrak{S}$.

Das Minimalverhältniss von T zu der zu übertragenden Umfangskraft P wird durch den Anspannungsmodul τ ausgedrückt, indem $T = \tau P$ (§. 264), τ aber $= \varrho : (\varrho - 1)$ ist, wenn ϱ den Reibungsmodul e^{μ} bezeichnet. Hiernach hat man, wenn N Pferdestärken bei v Meter Riemengeschwindigkeit übertragen werden sollen: $N = Pv : 75 = b \delta \mathfrak{S} v : 75 \tau$. Es kommt also bei der Berechnung auf den Querschnitt des Riemens, nicht bloss auf seine Breite an*). Führt man den Querschnitt in die Rechnung ein — und zwar wollen wir der bequemerem Zahlenwerthe wegen den qcm als Einheit für die Querschnittgrösse q annehmen, so dass $100q = b\delta$ — so erhält man:

$$N = \frac{100 q v \mathfrak{S}}{75 \tau}.$$

*) Es ist bisher so überaus üblich gewesen, die Dicke δ konstant vorzusetzen, beziehungsweise bei doppelten und dreifachen Riemen die entsprechend vergrösserte Konstante als unterstellt anzunehmen, dass trotz starker Verschiedenheiten in der Riemenstärke diese in Quellen sehr häufig nicht angegeben ist, und man nur von breiteren oder schmäleren Riemen spricht.

stiften mit hölzernen Zwecken) u. s. w. werden zwei-, drei-, vier-, ja fünffache Riemen erzielt. Die Baumwollriemen werden in beliebigen Dicken von 6 bis zu 18 mm hergestellt, für die Kautschukriemen wird jede gewünschte Dicke unter Einlegung einer entsprechenden Anzahl von Gewebeschichten in der Form des Bandes, des platten Schlauches, der Fältelung und der platten Spirale erzielt.

Der Anspannungsmodul τ hängt stark von α und f , letzterer Koeffizient auch vom Gebrauchsalter des Riemens ab, indem die Anhaftefähigkeit gebrauchter Riemen grösser ist, als die neuer. Man wird aber nur auf die Zustände am neuen Riemen rechnen dürfen und da ergibt sich dann unter der Voraussetzung, dass glatte eiserne Riemscheiben angewandt werden, für:

Leder und Baumwolle $f = 0,16$ bis $0,25^*)$, damit $\varrho = 1,6$ bis $2,1$
 Kautschuk $f = 0,20$ „ $0,25$, „ $\varrho = 1,8$ „ $2,1$.

Hiermit erhält man abgerundet für

Leder und Baumwolle $\frac{T}{P}$ oder $\tau = 2,5$ bis $1,9$

Kautschuk $\frac{T}{P}$ „ $\tau = 2,2$ „ $1,9$.

Diese Werthe und die obigen für \mathfrak{S} in die Formel (262) einsetzend erhalten wir für die spezifischen Leistungen der Riemen aus:

Leder . . .	$N_0 = 0,16$ bis $0,30$ oder $\frac{1}{6}$ bis $\frac{3}{10}$	} (265)**)
Baumwolle .	„ $= 0,11$ „ $0,21$ „ $\frac{1}{9}$ „ $\frac{1}{5}$	
Kautschuk .	„ $= 0,15$ „ $0,25$ „ $\frac{1}{7}$ „ $\frac{1}{4}$	

Hierbei sind kleine bis mittelgrosse Geschwindigkeiten (0 bis 15 m oder dergleichen) vorausgesetzt. Wie die aus dem Querschnitt des Riemens abzuleitende Breite zu wählen ist, hängt von den verfügbaren Lederdicken, Gewebestärken u. s. w. ab.

Zweckmässig muss es genannt werden, der Biegungsbeanspruchung wegen $\delta:R$ nicht gross werden zu lassen. Das Ver-

*) Towne fand wiederholt $f = 0,35$.

**) Um die spezifischen Leistungen für englisches Maass, Riemenquerschnitt in Quadratzoll, Geschwindigkeit des Riemens in Fuss pro Sekunde, zu erhalten, multiplizire die oben ermittelten Konstanten mit 1,967. Man erhält damit für Riemen aus:

Leder . . .	N_0' (englisch) $= 0,315$ bis $0,590$ oder $\frac{1}{3}$ bis $\frac{3}{5}$
Baumwolle „	„ $= 0,216$ „ $0,413$ „ $\frac{2}{9}$ „ $\frac{2}{5}$
Kautschuk „	„ $= 0,300$ „ $0,492$ „ $\frac{3}{10}$ „ $\frac{1}{2}$.

haltmiss $\delta : R = \frac{1}{50}$ ist nach Beobachtungen von Fabrikanten eine empfehlenswerthe untere Grenze*).

Aus der bekannten Spannung und der Dicke des Riemens kann denn auch der Flächendruck p zwischen Riemenlaubung und Rolle berechnet werden. Wir haben hierfür in Formel (241) für die Breite b' der Auflagefläche die Riemenbreite b selbst einzusetzen, und erhalten damit, da $q = b \delta$ ist, die einfache Beziehung:

$$\frac{p}{\mathfrak{E}} = \frac{\delta}{R} \quad \dots \quad (264)$$

1. *Beispiel.* Ein Lederriementrieb für 100 PS ist zu berechnen, wobei $n = 80$, $n_1 = 150$ sein soll. Die spezifische Leistung $\frac{1}{5}$ zu Grunde legend und die Riemengeschwindigkeit 15 m annehmend, erhält man $q = 100 : 0,2 \cdot 15 = 33,33$ qcm. Ein 10 mm starker Doppelriemen von 333 \sim 335 mm Breite wird also angemessen sein. Für die treibende Scheibe ergibt sich wegen $2\pi R n : 60 \cdot 1000 = v$ der Werth $R = 60 \cdot 1000 \cdot 15 : 2\pi 80 \sim 1800$ mm, und für die getriebene $R_1 = \frac{80}{150} 1800 = 960$ mm. Für die Bestimmung des Flächendruckes p in der Riemenlaubung hat man zunächst $P = 75 \cdot 100 : 15 = 500$, also $T = 2,5 \cdot P = 1250$, somit \mathfrak{E}_1 am führenden Trum: $1250 : 335 \cdot 10 \sim 0,373$ und am führenden Trum wegen $t = 1,5 \cdot P = 750$, $\mathfrak{E}_2 = 0,249$, im Mittel 0,311; daraus aber nach (264) im Mittel $p = 0,311 \cdot 10 : 1800 = \frac{1}{580}$ an der grossen, und $0,311 \cdot 10 : 960 = \frac{1}{307}$ an der kleinen Scheibe. Probe: $1800 \pi \cdot 335$ qmm Berührungsfläche an der grossen Scheibe, $f = 0,16$, Reibung $1800 \pi \cdot 335 \cdot 0,16 : 580 \sim 522,2$ kg.

2. *Beispiel.* Wieviel PS kann ein Baumwollriemen von 100 mm Breite und 9 mm Dicke bei 10 m Geschwindigkeit übertragen? Die spezifische Leistung $\frac{1}{7}$, welche sich sehr bewährt gezeigt hat, zu Grunde legend haben wir aus (262): $N = q v N_0 = 10 \cdot 0,9 \cdot 10 : 7 = 90 : 7 \sim 12,9$ PS. Der Flächendruck p kommt im Mittel 1,98 : R.

3. *Beispiel.* Ein Kautschukriemen für eine Zentrifugalpumpe sei zu berechnen (an feuchten Betriebsstellen sind die Kautschukriemen besonders brauchbar); es sei $N = 20$, die Umlaufzahl des Kreisels 300, die der Vorgelegewelle 80. Bei der spezifischen Leistung $\frac{1}{5}$ kommt, wenn die Riemengeschwindigkeit 10 m sein soll: $20 = q \cdot 10 \cdot 0,2$, woraus $q = 10$ qcm, was bei $\delta = 5$ mm $b = 200$ mm gibt. Für die getriebene Scheibe folgt der Halbmesser $R_1 = 60 \cdot 1000 \cdot 10 : 2\pi 300 = 319 \sim 320$, und für die treibende dann $R = (300 : 80) 320 = 1200$ mm. \mathfrak{E} kommt im Mittel 0,3, daher $p = 0,3 \cdot 5 : 1200 = \frac{1}{800}$ an der grossen, und $0,3 \cdot 5 : 320 \sim \frac{1}{213}$ an der kleinen Scheibe.

Für aussergewöhnliche Fälle ist auf die Grundformeln zurückzugehen. Für den doppelwirkenden Riemen z. B. (s. Fig. 860) kommt, wegen $\alpha = 2\pi$ statt π , der Werth $f\alpha \sim 1$ und der Anspannungsmodul auf 0,6 des früheren Werthes zu stehen, weshalb q in demselben Verhaltmiss kleiner genommen werden darf. — Ist die Riemen-

*) Bei den Baumwollriemen haben sich die geringeren Dicken, 6 bis 10 mm, bedeutend besser bewährt, als die grösseren.

geschwindigkeit v sehr gross, so darf nicht, wie geschehen, die Zentrifugalkraft vernachlässigt werden. Bei $v = 25$ und $\varepsilon = 0,4$ erhält z. B. (siehe Tabelle §. 264) der Exponent im Reibungsmodul statt $f\alpha$ den Werth $0,84f\alpha$, woraus bei $f = 0,16$ und $\alpha = \pi$ folgt $f'\alpha = 0,84 \cdot 0,16 \pi = 0,42$. Dies liefert $\tau = 2,91$, das ist rund $\frac{7}{6}$ mal so viel als im Normalfalle, fordert also auch den $1\frac{1}{6}$ fachen Werth für den Riemenquerschnitt q . Die oberste Grenze für die Riementgeschwindigkeit v im gewöhnlichen Riementrieb möchte bei $v = 30$ liegen*).

§. 281.

Ausgeführte Riementriebe.

Die nachstehend tabellarisch zusammengestellten Beispiele praktisch ausgeführter Riementriebe geben eine Reihe von werthvollen Anhaltspunkten für die Berechnung.

Nr.	N	n	R	v	P	b	δ	ε	N_0	Bemerkungen
1	624	$\frac{40}{100}$	$\frac{6907}{2760}$	14,67	3234	2665	17	0,36	0,19	2 Lederriemen nebeneinander**)
2	200	$\frac{52}{182}$	$\frac{3500}{1000}$	19,05	787	610	12	0,27	0,14	Leder
3	190	$\frac{65}{223}$	$\frac{1824}{573}$	12,40	1149	539	6	0,86	0,45	„ ***)
4	175	$\frac{120}{228}$	$\frac{1445}{762}$	18,10	715	737	9	0,27	0,14	„
5	153	$\frac{120}{160}$	$\frac{1600}{1200}$	20,10	571	320	13	0,34	0,18	„ **)
6	130	$\frac{36}{94}$	$\frac{3250}{1152}$	12,25	702	255	10	0,69	0,37	„
7	90	$\frac{65}{182}$	$\frac{2128}{760}$	14,4	470	304	9	0,43	0,23	„
8	81	$\frac{55}{137,5}$	$\frac{2500}{1000}$	14,4	422	250	13	0,32	0,17	„ **)
9	60	$\frac{100}{100}$	$\frac{1500}{1500}$	7,80	287	310	12	0,19	0,10	„

*) Beim Arlbergtunnelbau war ein Windrad angewandt, dessen Riemen mit nahe 24 m lief und durch 14 Monate unausgesetzt gut wirkte.

***) Leloutre a. a. O.

***) Cooper, Use of belting, Philadelphia 1878.

Nr.	N	n	R	v	P	b	δ	\mathcal{E}	N_0	Bemerkungen
10	54	$\frac{45}{125}$	$\frac{2500}{900}$	11,78	300	440	6	0,28	0,15	Leder, Mühle
11	42	$\frac{60}{90}$	$\frac{1800}{1200}$	11,30	279	300	5	0,46	0,25	Leder
12	40	$\frac{66}{102}$	$\frac{1250}{988}$	10,50	286	353	6	0,34	0,18	"
13	530	$\frac{60}{262}$	$\frac{3660}{686}$	26,2	1517	965	18	0,22	0,11	Baumwolle
14	497	$\frac{70}{144,4}$	$\frac{2516}{1220}$	18,4	2026	762	18	0,37	0,20	"
15	470	$\frac{62,5}{114}$	$\frac{2440}{1258}$	15,9	2217	813	18	0,38	0,20	"
16	413	$\frac{48}{120}$	$\frac{3050}{1220}$	15,3	2024	762	18	0,36	0,32	"
17	325	$\frac{125}{172,4}$	$\frac{1525}{1105}$	19,9	1174	559	18	0,29	0,15	"
18	134	$\frac{125}{133,3}$	$\frac{1220}{1144}$	15,9	632	254	18	0,29	0,15	"
19	60	$\frac{70}{175}$	$\frac{1875}{752}$	13,75	328	420	12	0,16	0,15	" Weberei
20	35	$\frac{81,3}{99,3}$	$\frac{965}{787}$	8,2	320	127	18	0,35	0,19	Baumwolle
21	66	$\frac{165}{243}$	$\frac{1400}{950}$	24,2	205	300	13	0,13	0,07	Kautschuk mit 8 Einlagen

Bemerkung. Es darf nicht Wunder nehmen, dass manche von den Werthen für \mathcal{E} und N_0 mit den als angemessen ermittelten so wenig übereinstimmen, während allerdings andere sehr gut zutreffen. Einestheils kommen sehr hohe Spannungen in manchen Lederriemen vor, wahrscheinlich, weil ganz ungewöhnlich hohe Qualitäten benutzt wurden, wobei dann aber auch noch angenommen werden kann, dass die betreffenden Riemen vorzüglich eingelaufen sind und einen weit geringeren Anspannungsmodul als 2,5 (vielleicht nur 1,5) haben, wodurch die thatsächlich eintretende Spannung auf ein weit geringeres Maass gebracht wird. Sodann ist nicht zu übersehen, dass Viele die Riemen nach anderen Ausdrücken als die unsrigen sind, berechnen und zu stark nehmen, was dann zu geringen Grössen für die Spannung \mathcal{E} führt. Die plausible aber irrige Ansicht, dass der Luftdruck die Anhaftung bewirke, herrscht immer noch an einzelnen Stellen. Sie steht zunächst im Widerspruch damit, dass bei den Seilen dieselben Reibungsmodel eintreten wie bei den Riemen, obwohl sie die Luft zutreten lassen; sie ist aber auch durch zahlreiche Versuche (dabei auch solche unter der Luftpumpe), neuerdings wieder die äusserst sorgfältigen von Leloutre, welche durchaus die Theorie vom Reibungsmodul bestätigt haben, widerlegt worden.

§. 282.

Riemenverbindungen oder -Verbünde.

Die Riemenschlösser oder Riemenverbünde^{*)}, mittelst deren der Treibriemen zu einem in sich selbst zurücklaufenden Bande gestaltet wird, bedingen meistens für die Verbindungsstelle eine stärkere Beanspruchung, als an allen anderen Stellen stattfindet. Die Schwächung auf ein geringes Maass herabzuziehen und ausserdem die rasche Erneuerung der Verbindung nach geschehenem Nachspannen zu erleichtern, ist ein Bestreben, welches Riemen-schlossformen in nicht unbeträchtlicher Zahl hat entstehen lassen. Einige der wichtigsten und gebräuchlichsten sind hier dargestellt.

Fig. 870.

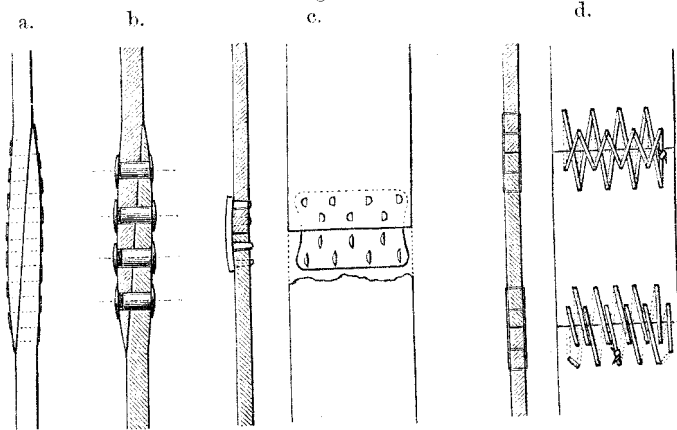
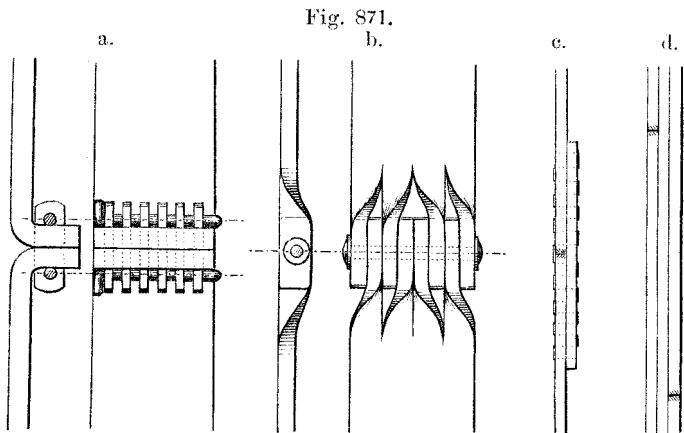


Fig. 870 *a*, Ueberblattung und Vernähung der Riemenenden mittelst Hanffaden (Pechdraht) oder mittelst schmaler Riemchen aus Kronleder (ein ungemein festes, pergamentartiges Leder). *b*, Ueberblattung und Verschraubung; die Riemenschrauben und -Muttern erhalten flachrunde Köpfe mit zwei Löchern für Zapfenschlüssel. *c*, Krapfen- oder Agraffenschloss. Der Krapfen ist aus schmiedbarem Guss hergestellt; die Krallen werden umgeklinkt; für Riemen von grösserer Breite werden zwei oder mehr Krapfen angewandt. Die Verbindung

^{*)} Das gute mittelhochdeutsche Wort *verbunt* (neuhochdeutsch *Verbund* zu schreiben) verdient wieder in Gebrauch genommen zu werden.

schwächt wenig und ist sehr leicht herzustellen, weshalb sie bereits sehr verbreitet ist. *d*, Verbund für schwere einfache sowie mehrfache Riemen; stumpfer Stoss, vernäht mittelst Kronlederbändchen; Querschnitt weit geringer als im Riemen selbst, aber wegen des vorzüglichen Materials des Kronleders ausreichend fest*). Die obere Nath bei *d* hat den Fehler, dass sowohl die Kreuzung der Nathbänder für diese schädlich ist, als dass auch der Nathschluss am Rande des Riemen die Nath schwächt; beide Mängel sind beseitigt bei der zweiten, amerikanischen Form des Kronlederverbundes**).

Fig. 871 *a*, Bötter's Riemenverbund; derselbe ist ein Spangenschloss, für Holländerbetrieb sehr bewährt gefunden; Schwächung



gering, Erneuerung leicht. *b*, Moxon's Spangenschloss***) soll sehr widerstandsfähig sein; hier wird die Spange, welche an einem Ende einen Setzkopf hat, leicht verklinkt oder vernietet. *c*, Verbindung mit aufgenähter Lasche, besonders geeignet für Baumwollriemen. *d*, dreifacher Riemen ohne besonderes Schloss, durch verteilte Ueberblattungen der drei Schichten geschlossen, nicht nachspannbar, weshalb der Riemen durch Spannrollen straff zu halten ist, für Walzwerkbetrieb zweckmässig und angewandt.

*) Leloutre hat die erste der dargestellten Verbindungen für einen Riemen von 665 mm Breite und 17 mm Dicke mit bestem und dauerndem Erfolg benutzt; Bandbreite 12 mm, Bandquerschnitt 2,75 qmm, Nathlöcher 14 mm weit. S. Leloutre, Transmission par courvies etc. (Paris 1884) S. 207.

**) Vergl. Cooper, a. a. O., S. 189.

***) S. Chronique industrielle 1882, Vol. 5, S. 97; auch Mechanical World, 1882, Vol. 12, S. 56.

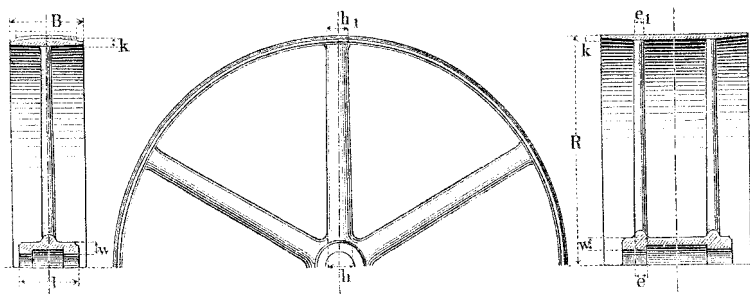
Das Nachspannen und auch das erste Schliessen eines Riemenverbundes ist bei schweren Riemen mit besonderer Sorgfalt so auszuführen, dass die gewünschte Anspannung $\frac{1}{2}(T + t)$ in dem Riemen entstehe*). Ganz leichte oder nur leicht beanspruchte Riemen werden häufig durch Aufeinanderleimen der zugeschärften Enden mit „Lederleim“ (Mischung aus Fisch- und Knochenleim, auch Guttapertscha in Schwefelkohlenstoff gelöst) geschlossen.

§. 283.

Konstruktion der Riemscheibe).**

Der Riemscheibenkörper wird bei uns zumeist aus Guss-eisen und eintrümig ausgeführt***). Die Arme oder Speichen, welche man früher der Gussspannungen wegen gerne gebogen herstellte, werden mit Vorzug gerade ausgeführt; man wendet einen bis zwei, sogar drei parallele Armsterne je nach der Kranzbreite

Fig. 872.



an. Fig. 872 zeigt eine ein- und eine zweisternige Scheibe. Die Wand- und Armdicken werden nach Anfertigungsrücksichten bestimmt, wobei sie den Anforderungen der Festigkeit bereits genügen.

*) Leloutre hat mit grossem Vortheil einen dynamometrischen Riemen-spanner u. a. für $\frac{1}{2}(T + t) = 4000 \text{ kg}$ benutzt; s. a. a. O. §. 211.

**) „Riem“ und „Riemen“ sind beides richtige Formen des Wortes (Weigand, Deutsches Wörterbuch II, 473), weshalb die übliche wohlklingende Form „Riemscheibe“ keineswegs fehlerhaft ist, wie neuere Fachschriftsteller anzunehmen scheinen.

***) Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft sowohl als die Firma Briegleb & Hansen in Gotha liefern treffliche, mit Hülfe der Formmaschinen hergestellte Riemscheiben als besonderen Artikel.

Für die Speichenzahl \mathfrak{N} einsterneriger Scheiben erhält man gute Werthe bei

$$\mathfrak{N} = \frac{1}{2} \left(5 + \frac{R}{b} \right) \dots \dots \dots (266)$$

Hieraus ergibt sich folgende Zahlenreihe:

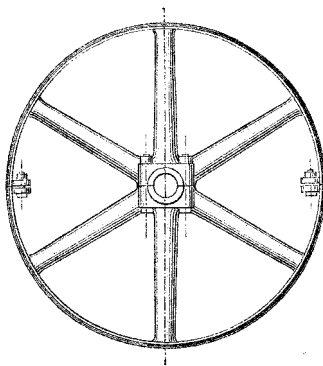
$\frac{R}{b} =$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\mathfrak{N} =$	3		4		5		6		7		8		9,

die Armhöhe h in der Rollenmitte wird brauchbar bei:

$$h = 6 + \frac{b}{4} + \frac{1}{10} \frac{R}{\mathfrak{N}} \dots \dots \dots (267)$$

wobei die Höhe h_1 am Randkranz $= 0,8h$, die Armdicken e und e_1 gleich $\frac{1}{2}h$ und $\frac{1}{2}h_1$ zu machen sind. Zwei- und dreisternige Scheiben kann man aus zwei, beziehungsweise drei Stück einsternigen zusammengesetzt denken, nehme dann aber die Armhöhen und -Dicken 0,8, beziehungsweise 0,7 mal*) so gross, als bei der einsternigen Scheibe.

Fig. 873.



Die Kranzdicke k wird bei guten Ausführungen $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{4}h$ gefunden, manchmal aber (durch Abdrehen) noch dünner hergestellt. Die Kranzbreite wählt man zwischen $\frac{2}{3}b$ und $\frac{3}{4}b$. Die Nabenwanddicke w findet man, unter Voraussetzung der angegebenen Ausrechnung $= h$ bis $\frac{3}{4}h$ gemacht. Die Nabenlänge genügt, wenn $= b$ bei einsterniger

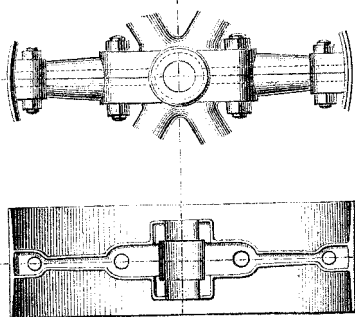
Scheibe, mit $2b$ bei zweisterniger. Die Befestigung der Nabe auf der Welle kann bei leichteren Scheiben ganz gut mittelst Druckschrauben, siehe Fig. 875 und 877, bewirkt werden; bei schwereren wird der Hohlkeil, Fig. 191, ohne oder mit Druckschrauben benutzt**).

*) D. i. $\sim \sqrt[3]{\frac{1}{2}}$ und $\sqrt[3]{\frac{1}{3}}$ mal.

***) Dass eine leichte, eine Reibungsbefestigung genügen kann, erkennt man aus der oben gefundenen Kleinheit des Läubungsdruckes p im Riemen. Für gewöhnliche Fälle ergibt sich, dass bei einem Reibungskoeffizienten am Keil von der halben Grösse desjenigen am Riemen der Flächendruck p' an der Keilläubung 2- bis höchstens 4000 mal so gross sein muss als p , was aber gemäss den Beispielen §. 280 nicht über 3 bis 4 kg für p' ergibt.

Für sehr viele Fälle ist es empfehlenswerth, die Riemscheiben hälftig oder „getheilt“ oder „gespalten“ herzustellen, weil solche hälftige Scheiben sehr leicht auf die Triebwellen aufgesetzt werden können. Drei Konstruktionen zeigen die drei Figuren 873 bis 875. Die Herstellung der beiden Hälften findet

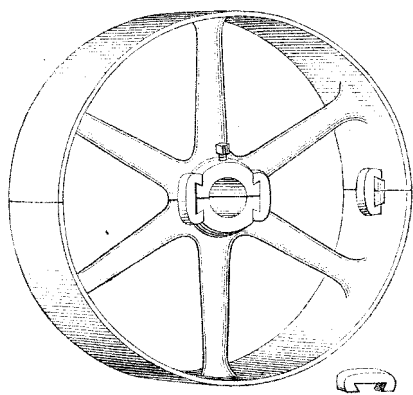
Fig. 874.



gemeinsam statt, worauf die dünnen Verbindungswände, welche bei Fig. 874 besonders gut erkennbar sind, zersprengt werden*). Fig. 875 zeigt die Verbindung von Walker (Cleveland O.) mit Klammern aus schmiedbarem Guss oder Stahl. In allen drei Fällen bedarf es keines besonderen Befestigungskeils für die Nabe.

In England und Amerika sind Riemscheiben mit schmiedeisernem Kranz und gusseisernem Stern bereits in ausgedehntem Gebrauch. Sie haben den Vorzug, ein sehr einfaches

Fig. 875.



Gussstück im Armstern zu verlangen und ein weit geringeres Gewicht (25 bis 60 Proz.) als die ganz gusseisernen zu besitzen, was bei manchen Triebwerken von grosser Bedeutung für den Kraftverbrauch für Zapfenreibung ist. Fig. 876 (a. f. S.), Medart'sche Scheibe. Die Kranzhälften werden im Biegewalzwerk cylin-

drisch, auch ballig gebogen und mit versenkten Nieten aufgesetzt. Vorher werden die Patten der Speichen durch Abschleifen genau

*) Konstruktion, welche in der Berlin-Anhaltischen Maschinenfabrik gebräuchlich ist.

gerundet, ebenso nach dem Aufnieten der Kranz, so dass das Erzeugniss ein vorzüglich brauchbares wird*).

Beispiel. Die Medart'sche Scheibe (der Hartford Eng. Company) von 60 Zoll Durchmesser und 16 Zoll Breite wiegt 320 Pfd. oder 145 kg; die ebenso grosse der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft ($2R = 1525$, $B = 400$) wiegt 318 kg, diejenige von Briegleb, Hansen & Cie (bei etwas geringerer Breite) 240 kg.

Fig. 876.

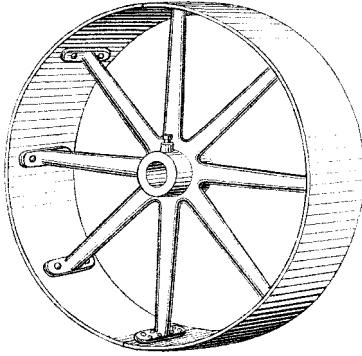


Fig. 877.

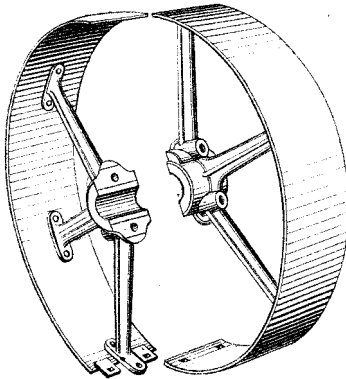


Fig. 877, Goodwin's getheilte oder gehälfte Scheibe mit Schmiedeisenkranz, der aus cylindrischer Form in die ballige durch Abdrehen gebracht ist.

Auch den Armstern aus Schmiedeisen herzustellen, ist mit Erfolg versucht worden**). Die Herstellungsschwierigkeiten treten indessen hindernd in den Weg; nur für sehr grosse Scheiben (5 bis 8 m Durchmesser) scheint diese Bauart dauernd Anerkennung zu finden***).

Ganz stählerne Riemscheiben wendet Sturtevant†) zu seinen vorzüglichen Windrädern (Ventilatoren) an. Auf die gussstählerne Achse des Fachrades wird eine vorgearbeitete stählerne Scheibe mit Nabe fest aufgeschraubt, siehe Fig. 878, und auf die Scheibe der bereits aus- und abgedrehte Kranz, dem innen eine seichte Kerbe gegeben ist, warm aufgezogen (aufgeschrumpft)

*) In England führen Richard's & Co. in Manchester die Medart'schen Scheiben aus.

***) Starck & Comp. in Mainz liefern z. B. solche Scheiben; in Deutschland wollen sich dieselben nicht verbreiten.

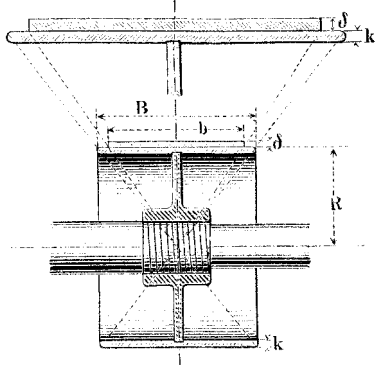
***) Hudswell, Clark & Comp. in Leeds wenden Rundeisenstäbe als Speichen an.

†) J. B. Sturtevant in Boston M.

und darauf das Ganze in den Zapfenlagern laufend fertig gedreht, um jeder ungleichen Vertheilung der Massen um die Achse vorzubeugen (s. unten). Sturtevant wendet diese Bauart von $R = 24$ bis 130, dabei $b = 33$ bis 175, $\delta = 1,5$ bis 4,5, $k = 2$ bis 4 mm in 11 Nummern an, die Riemen­geschwindigkeit v dabei bis 25 m gehen lassend.

Beledung des Riemscheibenkranzes erhöht den Koeffizienten f der Reibung zwischen Scheibe und Riemen*), vermindert also den Anspannungsmodul τ und steigert die spezifische Leistung. Hiermit würden beachtenswerthe Vortheile erzielt werden können; denn bei kleinerem τ kann der Riemenquerschnitt vermindert, die Scheibe schmaler und allenfalls auch kleiner gemacht werden.

Fig. 878.



Für ein grösseres Triebwerk durchgeführt, ergibt dies Verminderung der Belastung und also der Zapfenreibung, somit Kraftersparniss. Indessen entsprechen nach des Verfassers Beobachtungen die bei Lederbesetzung tatsächlich benutzten Beanspruchungen des Riemens keiner höheren spezifischen Leistung, als die bei unbederten Scheiben ist, weshalb die Nützlichkeit frag-

lich bleibt, um so mehr, als die Herstellungskosten der Beledung nicht unbedeutend sind (siehe übrigens die Bemerkung auf folgender Seite).

Je grösser es, dass man ihre geometrische Drehungsachse zu einer „freien Achse“ macht. Hierfür muss der Schwerpunkt der Scheibe in die Drehachse gebracht und ausserdem die Massenvertheilung so eingerichtet werden, dass die Trägheitsachsen durch die Drehachse gehen und dass das Zentrifugalmoment gleich Null wird**). Man kann dies durch empirisches Ausprobiren, das sogenannte Ausbalanciren oder Auswuchten, wie

*) Starek & Comp. in Mainz führen ringförmige wie Hirnlederbesetzung sehr schön aus.

***) Vergleiche den Artikel des Verfassers: „Ueber das Zentrifugalmoment“ in den Berliner Verhandlungen 1876, S. 50.

man es nennen kann, herbeiführen, wobei Ungleichförmigkeiten der Massenvertheilung durch Anbringung von Bleipfropfen behoben werden*). Je sorgfältiger Riemscheiben ausgewuchtet sind, um so schneller darf man sie laufen lassen, während bei unvollkommener Auswuchtung heftige Vibrationen der Steigerung der Schnelligkeit bald eine Grenze setzen. Durch die Verbesserungen in der Auswuchtung hat man es deshalb dahin gebracht, von der in §. 146 hervorgehobenen Eigenschaft der Triebwellen, wonach es vortheilhaft ist, ihnen hohe Umlaufszahlen zu geben, mehr und mehr Vortheil zu ziehen.

Bemerkung. Ganz neuerdings gelangen**) Mittheilungen über Versuche mit papierenen Riemscheiben, das ist Riemscheiben mit papierenen Kränzen, an die Oeffentlichkeit, welche ausserordentlich günstig ausgefallen sein sollen. Die Kränze werden aus Strohpapier, und zwar aus ebenen Ringen von solchem zusammengeleimt und -gepresst; zur Verstärkung sind in axialer Richtung Holzdübel unter scharfem Druck eingezwängt. Die fertigegeleimten Ringe werden darauf innen und aussen genau gedreht und sodann auf gusseiserne Armsterne (vergl. Fig. 876) oder auch auf wiederum papierene Nabenscheiben gesetzt. Die Hauptsache ist, dass die Umfangsfläche wegen der Kieselkörperchen des Grundstoffes stets eine feinrauhe Beschaffenheit behalten und einen sehr hohen Reibungsmodul zeigen soll. Aus den vorliegenden Angaben berechnet sich der Modul ρ (vergl. §. 264) sogar zu etwa 6, was einem Anspannungsmodul τ von dem kleinen Werthe 1,2 entspricht. Danach hätte T nur 1,2 P — gegen 2,5 P bei der gewöhnlichen eisernen Scheibe — zu betragen. Dies würde einer starken Verdoppelung der spezifischen Leistung des Riemens (vergl. §. 280) und einer beträchtlichen Verminderung der Riemenzüge, demnach Effektverluste, entsprechen, auch gestatten, die Riemscheiben kleiner und demzufolge leichter zu machen, als die gleichwerthigen eisernen Rollen. Hiernach würde eine wesentliche und folgenreiche Verbesserung in der Riementriebtechnik sich hier in Aussicht stellen. Versuche sind deshalb anzurathen, um festzustellen, wie weit die angeblich so günstigen Verhältnisse gehen und ob sie von Dauer sind.

*) Die oben erwähnten Fabriken liefern die Scheiben ausgewuchtet. Einen vollständigen hübschen Apparat zum Auswuchten rotirender Maschinenteile fertigen die *Defiance machine works* in Defiance, Ohio.

**) Aus den Ver. Staaten, s. z. B. *American Machinist*, 1885, Mai 23, S. 7.

§. 284.

Effektverluste beim Riementrieb.

Beim Riementrieb treten drei wesentliche Effektverluste auf, diejenigen für Zapfenreibung, Riemensteifigkeit und Riemenleitung. Im waagerechten Riementrieb hat man bei Zurückführung der Zapfenreibung auf den Rollenumfang gemäss Formel (99), wenn $T = 2,5 P$, $t = 1,5 P$ gesetzt wird, den Effektverlust E_z :

$$\frac{F'}{P} = E_z = \frac{T+t}{P} \frac{4}{\pi} f \left(\frac{d}{2R} + \frac{d_1}{2R_1} \right) = \frac{8}{\pi} f \left(\frac{d}{R} + \frac{d_1}{R_1} \right) \quad (268)$$

wobei d und d_1 die Zapfendicken bezeichnen und f der Koeffizient der Zapfenreibung ist. Dieser Verlust ist weitaus der stärkste von den dreien.

Die Riemensteifigkeit sei beim Mangel an besonderen Versuchen der durch Eytelwein an Seilen gemessenen gleich gesetzt. Man erhält beim Steifigkeitskoeffizienten s für die Kraft S' , welche die Steifigkeit an beiden Rollen überwindet:

$$\frac{S'}{P} = E_s = s \frac{T+t}{P} \left(\frac{\delta^2}{R} + \frac{\delta^2}{R_1} \right) = 4s \left(\frac{\delta^2}{R} + \frac{\delta^2}{R_1} \right) \quad (269)$$

wobei $s = (4:\pi)0,009 \sim 0,012$ gesetzt werden darf.

Der Gleitungs- oder Schlupfverlust entsteht dadurch, dass ein bestimmtes Volum Riemen wegen seiner stärkeren Anspannung auf der treibenden Rolle ein längeres Umfangsstück bedeckt, als auf der getriebenen. Für den Kraftaufwand G' für das Gleiten auf beiden Rollen hat man bei der Spannung \mathfrak{E}_1 im führenden Trum:

$$\frac{G'}{P} = E_g = \frac{1 - \frac{t}{T}}{1 + \frac{E}{\mathfrak{E}_1}} = \frac{0,4 \mathfrak{E}_1}{E + \mathfrak{E}_1} \dots \dots \quad (270)$$

E ist hierin der Elastizitätsmodul des Riemens, der bei Leder 15 bis 20 kg beträgt. Steifigkeits- und Schlupfverlust sind klein.

Beispiel. Es sei $d = d_1 = 100$, $R = R_1 = 500$, $\delta = 5$ mm, $f = 0,08$; $s = 0,012$, $E = 20$, $\mathfrak{E}_1 = 0,3$, so kommt: $F' = P (8 \cdot 0,08 : \pi) 0,4 \sim 0,08 P$; ferner $S' = P (0,048 \cdot 2) (25 : 500) = 0,0048 P$; sodann $G' = P (0,4 \cdot 0,3 : 20,3) \sim 0,0059 P$. Der Gesamtverlust wäre hiernach: $0,08 + 0,0048 + 0,0059 = 9,1$ Prozent.

Einundzwanzigstes Kapitel.

SEILTRIEBE.

§. 285.

Verschiedene Arten von Seiltrieben.

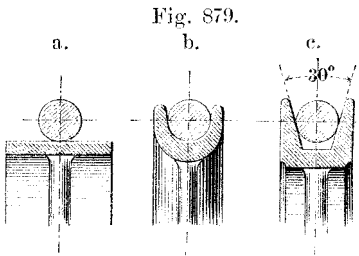
Wird in einem Zugtriebwerk nach Fig. 810 ein Seil zur Kraftübertragung benutzt, so nennt man das Triebwerk einen Seiltrieb. Je nachdem man ein Faserseil oder ein Drahtseil anwendet, fallen die Verwendungen und die baulichen Einzelheiten so ausgesprochen verschieden aus, dass man danach drei Seiltriebarten — für Hanfseil, Baumwollseil, Drahtseil — unterscheiden könnte, wir sie jedenfalls hier getrennt zu behandeln haben. Am ältesten ist der Hanfseiltrieb, der aber seiner Zeit durch den Riementrieb von den grösseren Kraftaufgaben verdrängt worden war, bis er in den sechziger Jahren (zuerst durch Combes in Belfast) neu aufgenommen und dann allmählich zu grossartigen Kraftleistungen in Verwendung gebracht worden ist. Die Natur des Materials verlangt Aufstellung in überdeckten Räumen. Dasselbe gilt vom Baumwollseiltrieb, welcher in Spinnstühlen, Kranen und anderen Arbeitsmaschinen vermöge der grossen Weichheit und Biegsamkeit des Baumwollseiles eine beschränkte aber vortheilhafte Verwendung findet. Der Drahtseiltrieb, gegen 1850 von den Brüdern Hirn in Logelbach erfunden und bald darauf erfolgreich eingeführt, eignet sich in hohem Grade zur Uebertragung von Triebkräften auf grosse Entfernungen, oder, wie der Verfasser vorgeschlagen es zu nennen, als Ferntriebwerk, auch im Freien benutzbar, und hat sich hierfür ausgezeichnet bewährt. Sein Verwendungskreis lässt sich, wie unten gezeigt werden wird, noch beträchtlich erweitern.

A. Der Hanfseiltrieb.

§. 286.

Spezifische Leistung. Seilquerschnitt.

Vorerst haben wir die spezifische Leistung des Hanfseiles festzustellen (vergl. §. 280). Sie ist allgemein nach (262): $N_0 = \frac{4}{3} \mathcal{E}_1 : \tau$, wenn \mathcal{E}_1 die Zugspannung im führenden Trum und τ der Anspannungsmodul ist. Letzterer hängt ausser vom Reibungskoeffizienten f von der Form der Rinne oder Kimme, in welche das Seil sich auf der Rolle legt, ab. Wird die Rinne halbkreisförmig gemacht, Fig. 879 *b*, so ist die Reibung nur wenig grösser, als bei völlig cylindrischer Rolle, Fig. *a*; macht man die Rinne aber keilförmig, Fig. *c* (vergl. die Keilräder, §. 196), so wird zwar die Auflagefläche kleiner, die Anhaftung aber grösser.



Man kann in dem Ausdruck für τ , Formel (239), den Einfluss der Rinnenquerschnittsform sofort in den Koeffizienten f' einbeziehen. Nach neuen sehr genauen Versuchen*) ist f für cylindrische Rollen mit neuem Hanf-

seil 0,075, für halbkreisförmige Rinnen 0,088 und für Keilrinnen mit 60° Keilwinkel 0,15, was recht genau der Keilwirkung, welche die Pressung verdoppelt (vergl. Formel 185), entspricht. Mit $f' = 0,088$ erhält man bei halber Umschlingung $f'\alpha \sim 0,3$ und damit $\tau = 3,86$, mit $f' = 0,15$ dagegen $f'\alpha = 0,47$ und $\tau = 2,67$ (vergl. S. 719 bis 720). Der letztere Werth, welcher bei gebrauchten Seilen freilich noch etwas sinkt, ist anzuwenden, da die Rinnen üblicherweise keilförmig hergestellt werden. Die Spannung \mathcal{E}_1 findet sich sehr klein genommen, setzt man sie mit $\frac{1}{4}$ kg ein, so erhält man bei $\tau = 2,67$ den Werth $N_0 = \frac{4}{3} \frac{1}{4} : \frac{8}{3}$, das ist $N_0 = \frac{1}{3}$. Vielfach findet man N_0 noch geringer genommen, und zwar bis $\frac{1}{16}$, so dass wir als praktische Regel für die spezifische

*) Von Leloutre, s. a. a. O.

Leistung des hänfenen Triebseils, das ist für die von ihm in Pferdestärken ausgedrückte auf den Quadratcentimeter des Querschnitts*) und jeden Meter Geschwindigkeit übertragbare Arbeitsstärke haben:

$$N_0 = \frac{1}{8} \text{ bis } \frac{1}{16} \dots \dots \dots (271)**)$$

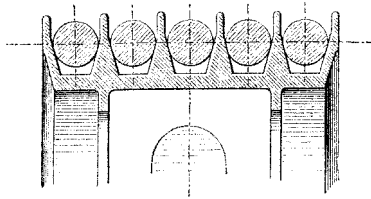
Wenn grössere Arbeitsstärken übertragen werden sollen, so legt man entsprechend viele Seile nebeneinander auf die mit der genügenden Anzahl Kimmen versehenen Scheiben. Sehr üblich sind für Kraftmaschinetriebwerke Seile von 50 mm Dicke, doch geht man auch bis 30 mm herab und bis 70 mm hinauf.

1. *Beispiel.* Eine vorhandene Dampfmaschine***) von 60 PS überträgt diese Arbeitsstärke durch fünf Seile von 50 mm Dicke bei 45 minutlichen Umdrehungen und 3,44 m Rollendurchmesser. Dies gibt $v = 3,44 \cdot \pi \cdot 45 : 60 = 8,105$; der Seilquerschnitt $q = \frac{1}{4} \pi 50^2 \sim : 100$ ist 19,635 ~ 20 qcm. Dies liefert $N_0 \sim \frac{1}{5} 60 : 20 \cdot 8 = \frac{9}{40} = 1 : 13,33$.

2. *Beispiel.* In der Geraer Jutespinnerei hat die Betriebsdampfmaschine ein Schwungrad mit 30 Rinnen für 60 mm dicke Seile, deren je nach Kraftbedarf aufgelegt werden. Seilgeschwindigkeit ~ 15 m. Hierbei überträgt jedes Seil 25 PS. Dies gibt eine spezifische Leistung $N_0 = 25 : 15 \cdot 28,3 \sim \frac{1}{17}$.

3. *Beispiel.* Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft liefert Hanfseiltriebe, für welche sie bei den Seildicken 30, 40, 50 mm die Umfangskräfte $P = 42, 75, 120$ kg angibt. Die (vollgedachten) Querschnitte der Seile in qcm sind $\sim 7,0, 12,5, 20$. Hieraus erhält man, da $N : v = P : 75$ ist, $N_0 = P : 75 \cdot q$ in den drei vorliegenden Fällen zu: $42 : 75 \cdot 7, 75 : 75 \cdot 12,5, 120 : 75 \cdot 20$, das ist jedesmal $1 : 12,5$.

Fig. 880.



Den Querschnitt des Kranzes einer fünfspurigen Triebseile stellt Fig. 880 dar. Für grosse Dampfmaschinen werden die vielspurigen Schwunräder, welche bei denselben als Triebseile dienen, zu mächtigen und manchmal sehr schwierigen Konstruktionstheilen †).

*) Hierbei ist wieder wie früher, §. 265, der Querschnitt q des Seiles = der vollen Kreisfläche von einem Durchmesser = der Seildicke gesetzt.

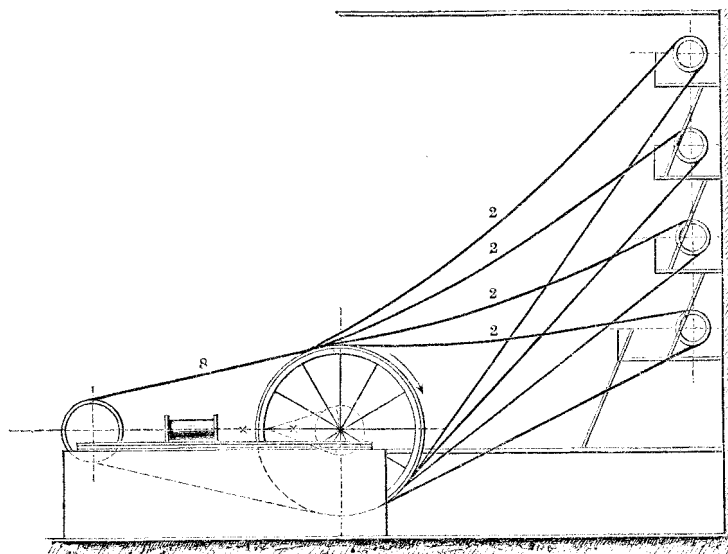
**) In einer Spinnerei in Köln übertragen fünf Stück 42 mm dicke Seile 180 PS ind. bei $v = 15,25$ m. Dies gibt $N_0 = \frac{1}{6}$.

***) Zeitschrift d. V. d. Ingenieure 1884 (XXVIII. Bd.), S. 640.

†) Nach Engineer 1884, Jan., S. 33 ist in England ein Hanfseiltrieb als Schwungrad einer 4000 pferdigen Dampfmaschine ausgeführt. Dasselbe trägt 60 Seile, ist 15' breit und 30' hoch und wiegt 140 Tonnen.

Vermöge Anwendung des Hanfseiltriebs hat man die Triebwellenleitungen von Fabriken wesentlich vereinfacht, namentlich die Königswellen und ihr Zahnräderwerk vermieden. Folgende Figur zeigt eine jetzt beliebte Anordnung für ein Fabriktriebwerk, in welchem nach fünf verschiedenen Stockwerken hin in ebenso viele liegende Triebwellen von einer unten liegenden Dampfmaschine aus Triebkraft mit sechzehn Hanfseilen geleitet wird.

Fig. 881.



§. 287.

Effektverluste beim Hanfseiltrieb.

Der Hanfseiltrieb birgt mehrere Quellen schädlicher Widerstände, welche in den gewöhnlichen Fällen sich in nicht unbedeutlicher Höhe der Nutzarbeit entgegenstellen; es sind vor allem die Widerstände der Zapfenreibung, der Seilsteifigkeit und der Seilgleitung.

a) Die Zapfenreibung. Diese wird, namentlich beim Hanfseiltrieb für Dampfmaschinen merklich gross, weil die Schwungradwelle grosse Zapfendurchmesser haben muss. Die allgemeine Berechnung kann indessen nur eine ungefähre sein,

der Vertheilung der Kraft auf eine grössere Anzahl von Seilen eintritt. Es ist in der Regel unmöglich, die nebeneinander liegenden Seile gleichstark anzuspannen, auch immer genau gleich dicke Seile zu erhalten, was beides zur Folge hat, dass die „wirksamen“ Halbmesser der nebeneinander laufenden Seilspuren verschieden sind, somit die Seile theilweise gleiten müssen*). Hierdurch entsteht ein Reibungsverlust, den Manche über 10 Prozent veranschlagen wollen, namentlich wo die Seilzahl 20 bis 30 beträgt, der aber jedenfalls beachtenswerth ist, sich auch durch Warmwerden der Scheibenumfänge kund thut**).

Veranschlagt man den Gleitungsverlust bei unserer obigen Maschine noch zu 5 Prozent, so ergibt sich der Gesamtverlust an die drei betrachteten Widerstände zu $4 + 7,8 + 5 = 16,8$ Prozent, wobei zu beachten ist, dass überall die kleineren Werthe in Betracht gezogen wurden, eine Uebertreibung also nicht vorliegt. Hiernach ist es zu verstehen, wenn man beachtenswerthe Stimmen (wie namentlich in England) gegen die von der Mode so auffallend begünstigte Verwendung des Hanfseiltriebes für grosse Kraftübertragungen laut werden hört (vergl. übrigens §. 301).

§. 288.

Flächendruck auf die Hanfseile. Abnutzung.

Hinsichtlich der Breite b' der Auflagefläche des Seiles sind die drei Fälle der cylindrischen Rolle, der halbkreisförmig gekehlten (globoidischen) und der Keilrinne, Fig. 888, zu unterscheiden, wenn wir Formel (241) zur Anwendung bringen wollen. Im Falle a lässt sich b' schätzungsweise $= \frac{1}{8}$ des Seilumfangs setzen. Dies gibt den Flächendruck $p = \frac{\pi}{4} d^2 : \frac{\pi}{8} d R$, das ist:

$$\frac{p}{\frac{\pi}{8}} = 2 \frac{d}{R} \dots \dots \dots (274)$$

*) Bezieht man die nebeneinander gespannten Seile eines vielspurigen Hanfseiltriebes quer zur Rollenebene mit einem Farbenstrich, so lässt sich bald nach dem Betriebsbeginn schon sehen, wie die Farbenzeichen sich trennen und nach einiger Zeit rings über den Seilmantel verbreitet sind.

**) Man kann den Gesamtverlust der Steifigkeiten und Gleitungen verhältnissmässig genau durch Zaumproben an ausgeführten Maschinen feststellen; es läge im Interesse der technischen Wissenschaft, wenn dies, wo immer sich Gelegenheit bietet, geschähe.

Im Falle *b* ist $b' = n/2 \cdot d$. Dies liefert:

$$\frac{p}{\mathfrak{S}} = \frac{1}{2} \frac{d}{R} \quad \dots \quad (275)$$

Im Falle *c* zerlegt sich der radiale Seildruck Q in zwei normal zu den Keilflächen gerichtete Kräfte von der Grösse $Q' = 1/2 Q : \sin 1/2 \theta$, wenn θ wie früher der Keilwinkel ist; an beiden Stellen wieder die Auflagerbreite $= 1/8$ des Umfangs setzend, erhält man:

$$\left. \begin{aligned} \frac{p}{\mathfrak{S}} &= \frac{1}{\sin \frac{\theta}{2}} \frac{d}{R} \quad \dots \quad \dots \\ \frac{p}{\mathfrak{S}} &\sim 4 \frac{d}{R} \quad \dots \quad \dots \end{aligned} \right\} (276).$$

woraus bei $\theta = 30^\circ$ kommt:

Auch in diesem ungünstigsten Falle wird der Flächendruck nicht bedeutend, da \mathfrak{S} so sehr klein, nämlich wie wir oben sahen, $\leq 1/4$ kg genommen wird.

Beispiel. Wenn $\mathfrak{S} = 1/4$ kg, und $d:R = 1/25$, so kommt bei cylindrischer Rolle $p = 1/2 \cdot 1/25 = 1/50$, bei halbkreisförmig gekelter Rinne $p = 1/200$, und bei der Keilrinne mit 30° Oeffnungswinkel $p = 1/25$ kg auf den Quadratmillimeter.

Hiernach greifen die Umfangspressungen das Seil wenig an, woraus sich auch die verhältnissmässig lange Dauer der hänfenen Triebseile, zwei bis drei Jahre, erklärt.

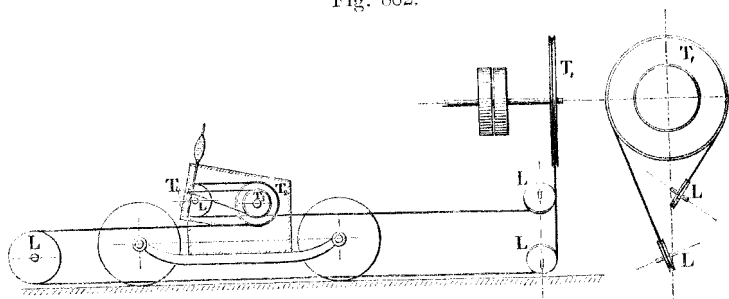
§. 289.

B. Der Baumwollseiltrieb.

Die baumwollenen Seile sind bei weitem nicht so häufig wie die hänfenen im Gebrauch, obwohl sie vorzügliche Eigenschaften für die Kraftübertragung besitzen, nämlich sowohl sehr fest, als sehr biegsam sind; es ist ihr hoher Preis, was ihre Anwendungen einschränkt. Die in §. 265 bereits erwähnte Benutzung der Baumwollseile zum Spindeltrieb im Mule-Spinnstuhl geschieht beispielsweise so wie Fig. 882 andeutet, wo T_1 die treibende Scheibe (der sogenannte Twistwirtel), T_2 die auf dem Spindelwagen gelagerte getriebene Scheibe ist. Diese überträgt ihre Arbeitsstärke auf die cylindrische Scheibe (Trommel) T_3 , von

welcher aus mittelst feiner Schnüre die Spindeln T_1 umgetrieben werden. L, L Leitrollen. Bei grossen vielspindeligen Stühlen, wo die Triebkraft eines gewöhnlichen 22 mm dicken Seiles für $T_1 T_2$ nicht ausreicht, benutzt man wohl zwei solcher nebeneinander liegender Seile, alle Rollen zweispurig, die Kimmen stets halbkreisförmig gekehrt machend.

Fig. 882.



An Ringspindelbänken*) findet man 13 mm dicke Baumwollseile im Stufenkegelbetrieb (12 Stufen für die Uebersetzungsverhältnisse von 3:1 bis 2:3) angewandt. Für die zugehörigen Stufenkegel würde sich das in §. 279 angegebene Verfahren zur Halbmesservermittlung sehr gut eignen. Kimmen halbkreisförmig gekehrt.

An Laufkränen hat Ramsbotton, wie bereits §. 265 erwähnt, das Baumwollseil als Kraftübertragungsmittel eingeführt; man findet Seile von 15 bis 22 mm benutzt, welche mit Geschwindigkeiten von 12 bis 15 m arbeiten; eine belastete Spanurrolle hält das Seil gespannt. Es bleibt fraglich, ob die Anwendung des Baumwollseiles hier, wo es sich um ungemein langsame Bewegung der Last — $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{20}$ m in der Sekunde — handelt, also entsprechende Uebersetzungen zwischen Seil und Last einzuschalten sind, empfehlenswerth ist**).

*) Beispielsweise denjenigen der verdienten Firma Celestin Martin in Verviers.

***) Es sei noch bemerkt, dass in manchen Fällen statt der Faserschneide auch Lederseile für Betriebszwecke benutzt werden, gebildet durch Zusammenwindung eines flachen Bandes (flachgängige Schraube aus Leder). Man findet solche Lederseile oder -Schnüre sowohl für leichtere Betriebe, Drehbänke mit Tretschmelbetrieb u. dergl., als auch für grössere industrielle Einrichtungen angewandt, unter anderem auch an den Ringspindelbänken in dem vorerwähnten Stufenkegeltrieb.

C. Der Drahtseiltrieb.

§. 290.

Spezifische Leistung. Seilquerschnitt.

Für das drahtene Triebseil sind zu berechnen die Querschnittsgrösse und die wegen der Schwere des Seils beträchtlich ausfallenden Eisenkungen der Seilträger. Wir ermitteln zunächst die Querschnittsgrösse und zu diesem Behuf die spezifische Leistung des Drahtseils (vergl. §. 280). Dieselbe ist nach (262): $N_0 = \frac{1}{3} \mathfrak{S}_1 : \tau$, wenn unter \mathfrak{S}_1 die Zugspannung im führenden Trum, da wo es die treibende Rolle betritt oder die getriebene verlässt, verstanden wird. Der Reibungsmodul ϱ stellt sich etwas höher als beim Riementrieb, indem nämlich α stets nahe π und der Reibungskoeffizient f wegen Besetzung der Rolle mit quer stehenden Lederstreifen (siehe unten) ziemlich hoch ausfällt, nämlich nach älteren und neueren Messungen nicht unter 0,22, aber bis 0,25, auch mehr beträgt. Mit ersterem Werthe kommt $e^{f\alpha} \sim 2$ (siehe auch Fig. 816) und daher der Ausspannungsmodul $\tau = 2 : 2 - 1 =$ ebenfalls 2. Die spezifische Leistung des Drahtseiltriebes ist deshalb, wenn, wie fast immer, die Zentrifugalkraft vernachlässigt werden darf:

$$N_0 = \frac{2}{3} \mathfrak{S}_1 \dots \dots \dots (277)$$

Sie fällt numerisch ungemein hoch aus, wie auch schon die Praxis so auffallend lehrt, wo mit leichten Drahtseilen grosse Arbeitsstärken so häufig übertragen werden. Es ist gut thunlich, mit \mathfrak{S}_1 zu gehen: bei Eisendraht bis zu 6 kg und mehr, bei Stahldraht bis zu 15 kg und allenfalls noch höher. Man erhält aber damit für die gesuchte spezifische Leistung, wenn:

$$\mathfrak{S}_1 = 1 \quad 1,5 \quad 3 \quad 4,5 \quad 6 \quad 7,5 \quad 9 \quad 10,5 \quad 12 \quad 13,5 \quad 15$$

$$N_0 = \frac{2}{3} \quad 1 \quad 2 \quad 3 \quad 4 \quad 5 \quad 6 \quad 7 \quad 8 \quad 9 \quad 10,$$

rund also:

für Eisendrahtseile $N_0 = \frac{2}{3}$ bis 4 und darüber*)

„ Stahldraht . $N_0 = \frac{2}{3}$ „ 10 „ „

Der Seilquerschnitt q ist hierbei in qcm angegeben gedacht und wir haben, da $N = q v N_0$:

$$q = \frac{3}{2} \frac{N}{v \mathfrak{S}_1} \dots \dots \dots (278)$$

*) Für englisches Maass, Pfund, Quadratzoll und Fuss, 1,967 oder rund 2mal so viel, s. S. 771.

Hieraus ergibt sich nach Wahl der Drahtzahl i die Drahtdicke δ leicht aus: $i \pi / 4 \delta^2 = 100 q$. Die Seilgeschwindigkeit v kann bis 30 m, sollte aber nicht über 32 m genommen werden, um die gusseiserne Rollenfelge nicht zu sehr zu beanspruchen.

§. 291.

Einfluss des Rollenhalbmessers.

Durch das Biegen des Seils um die Rolle vom Halbmesser R entsteht in allen Drähten eine Biegungsspannung s von der Grösse $s = E \delta / 2 R$, woraus, da E für Eisen- wie für Stahldraht $= 20\,000$ ist:

$$s = 10000 \frac{\delta}{R} \cdot \dots \dots \dots (279)$$

Am Ab- und am Auflaufpunkt des führenden Trums ist deshalb auf der Zugseite jedes Drahtes die Zugspannung $=$ der Summe $\mathfrak{S}_1 + s$. Diese Summe ist es, welche die Beanspruchung des Materials ausdrückt und über gewisse Grenzen nicht gehen soll (vergl. §. 266). Hier ist für Eisendraht eine zweckmässige gewählte obere Grenze der Werth 18, für Gussstahldraht je nach seiner Herstellung ein höherer Werth; bei gutem hartgezogenem Stahldraht kann $\mathfrak{S}_1 + s$ bis zu 36 (ja 40) kg gehen.

Hieraus ergeben sich also, wenn man den Draht vollauf in Anspruch nehmen, die statthaften oberen Grenzen 18 und 36 kg für die Spannungssumme erreichen lassen will, und die Zugspannung in demselben den Werth \mathfrak{S} hat, folgende Werthe.

Eisendraht						Stahldraht					
\mathfrak{S}	s	$\frac{R}{\delta}$	\mathfrak{S}	s	$\frac{R}{\delta}$	\mathfrak{S}	s	$\frac{R}{\delta}$	\mathfrak{S}	s	$\frac{R}{\delta}$
0,5	17,5	571	9	9	1111	1	35	286	18	18	551
1	17	588	10	8	1250	2	34	291	20	16	625
2	16	625	11	7	1429	4	32	313	22	14	715
3	15	667	12	6	1667	6	30	334	24	12	834
4	14	714	13	5	2000	8	28	357	26	10	1000
5	13	769	14	4	2500	10	26	385	28	8	1250
6	12	833	15	3	3333	12	24	417	30	6	1667
7	11	909	16	2	5000	14	22	455	32	4	2500
8	10	1000	17	1	10000	16	20	500	34	2	5000

Der Draht wird geschont, wenn man bei einem gegebenen Werth von \mathfrak{S}_1 das Verhältniss $R : \delta$ grösser nimmt, als sich hier ergeben. Den im Zahlenwerth kleinsten Rollenhalbmesser bei gegebener Spannungssumme $\mathfrak{S}_1 + s$ erhält man, wenn man $s : \mathfrak{S}_1 = 2$ nimmt, was den Werthen $R : \delta = 833$ und 417 entspricht. Die Biegung beansprucht bei diesen günstigsten Verhältnissen den Draht immer noch doppelt so stark als die Dehnung.

1. Beispiel. Zu übertragen eine Arbeitsstärke von $N = 60$ PS; v werde $= 15$ m, als Material Eisendraht gewählt, $\mathfrak{S}_1 = 6$, die Drahtzahl $i = 36$ genommen. Wir haben dann für den Seilquerschnitt: $q = 1,5 \cdot 60 : 15 \cdot 6 = 1,0$ qcm $= 100$ qmm, und erhalten $\delta = \sqrt{(100 : 36) (4 : \pi)}$ oder den Drahtquerschnitt $= 100 : 36 = 2,78$ qmm; dies gibt $\delta = 1,88 \sim 1,9$ mm, und als Minimum für den Rollenhalbmesser $833 \cdot 1,9 = 1583$; wir runden ab auf $R = 1600$ mm. Hiermit kommt wegen $v = 15$ die Umlaufzahl $n = 60 \cdot 1000 : 2 \pi 1600 = 281 : \pi = 89,5 \sim 90$. — Wählte man $\mathfrak{S}_1 = s = 9$, so käme $q = 1,5 \cdot 60 : 9 \cdot 15 = 0,667$ qcm, woraus $\delta = 1,85$ mm, $R = 1111 \cdot 1,85 = 2055$ mm und $n = 68,9 \sim 70$ folgen würde.

Es tritt hier die Frage auf, ob und wie weit die Zentrifugalkraft des Seiles berücksichtigt werden soll. Geht man mit v bis 30 m, so ist bei $\mathfrak{S} = 6$ nach der Tabelle S. 719 der Werth $1 - z =$ nahe 0,87, somit statt $f\alpha$ der Werth $f'\alpha = 0,87f\alpha$ einzuführen. Dies gibt, wenn $f = 0,25$ ist, $f'\alpha = 0,87 \cdot 0,25 \cdot \pi = 0,70$ und bei $f = 0,22$, $f'\alpha = 0,87 \cdot 0,22 \cdot \pi = 0,60$. Ersterer Werth liefert immer noch den Seilreibungsmodul 2,01, letzterer allerdings nur 1,82 und dann den Anspannungsmodul $\tau = 2,22$ (Tabelle S. 720). Demnach wäre in diesem Falle die spezifische Leistung $20 : 22,2$ oder $\sim 10/11$ so gross, als oben ermittelt wurde, einzuführen. Dies kann man thun, und wird einen um 1,1 mal grösseren Querschnitt für das Seil erhalten. Bei den mittleren Geschwindigkeiten $v = 10 - 20$ m ist der Unterschied aber weit geringer und deshalb vernachlässigbar, insbesondere bei Stahldraht, wenn man die für ihn statthaften höheren Spannungen zur Anwendung bringt.

2. Beispiel. Wieviel Pferdestärken vermag man mit einem 36er Seil von 2 mm dicken Drähten bei $v = 30$ m zu übertragen? Hier ist nach dem soben Entwickelten $N_0 = 10/11 \cdot 2/3 \cdot 6 = 3,636$ und ausserdem $q = 0,01 \cdot 36 \cdot \pi/4 \cdot 4 = 1,13$. Dies gibt $N = qvN_0 = 1,13 \cdot 30 \cdot 3,636 = 123,26$ oder reichlich 120 PS. Für R erhält man: $R = 2 \cdot 10\,000 : 12 = 1666,6 \sim 1670$ mm.

3. Beispiel. Wieviel Pferdestärken kann man im vorigen Falle übertragen, wenn das Material guter Gussstahldraht (vergl. §. 266)? $\mathfrak{S}_1 = 12$ während hat man N_0 doppelt so gross als vorhin, also $= 7,272$,

womit $N \sim 247$ PS kommt. Um den Draht zu schonen, wählen wir s nicht $= 24$, wie wir dürften, sondern nur $= 20$, und erhalten für R die bequeme Grösse: $2 \cdot 10\,000 : 20 = 1000$ mm.

Wenn der auf das Seil zurückgeführte Widerstand P unmittelbar gegeben ist, was selten der Fall ist, so hat man für die Berechnung aus der Grundformel $100 q \mathfrak{E}_1 = \tau P$ wegen $\tau = 2$:

$$q = \frac{1}{50} \frac{P}{\mathfrak{E}_1} \dots \dots \dots (280)$$

Eher kann schon das statische Moment, welches auf die getriebene Welle im Maximum übertragen werden soll, gegeben sein (Pumpenbetrieb etc.). Dividirt man aber die vorige Gleichung mit der aus Formel (279), so erhält man: $q = \frac{1}{50000} PR$ ($s : \mathfrak{E}_1$) ($1 : \delta$) und hieraus wegen $q = \pi/4 \delta^2$:

$$\delta = 0,0634 \sqrt[3]{\frac{1}{i}} \sqrt[3]{\frac{s}{\mathfrak{E}_1} PR} \dots \dots \dots (281)$$

oder, wenn für das Moment PR der Effektivquotient N/n aus Formel (135) eingesetzt wird:

$$\delta = 5,67 \sqrt[3]{\frac{1}{i}} \sqrt[3]{\frac{s}{\mathfrak{E}_1} \frac{N}{n}} \dots \dots \dots (282)$$

4. Beispiel. Eine Druckpumpe, mittelst einer Kurbel auf der getriebenen Welle eines Drahtseiltriebes betrieben, leiste 400 kg Widerstand an der 360 mm langen Kurbel. Dann ist der Maximalwerth von $PR = 400 \cdot 360$, und es kommt, wenn wir ein 36er Eisdrahtseil mit $\mathfrak{E}_1 = 6$ und $s = 12$ anwenden wollen, $\delta = (0,0634 : \sqrt[3]{36}) \sqrt[3]{144\,000 \cdot 2} = 1,268 \sim 1,25$ mm. Dafür ergibt sich R gemäss obiger Tabelle zu $833 \cdot 1,25 \sim 1040$ mm als Minimum.

§. 292.

Seilsenkungen.

Damit das Treibseil die gewünschten Anspannungen T und t erhalte, müssen die Einsenkungen der beiden Trümer von einer bestimmten Grösse sein, die man schon wegen der Raumbanspruchung des Seiltriebs kennen muss. Die Mittellinie des Seils krümmt sich nach einer Kurve, welche zwischen der Kettenlinie und der elastischen Linie liegt und sich durch eine Parabel

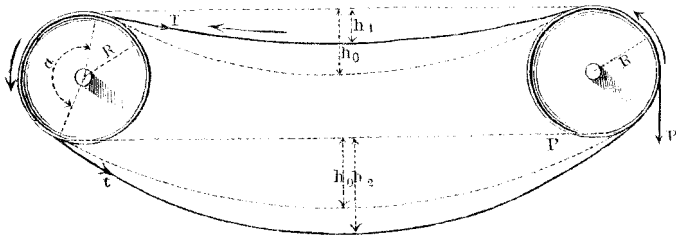
gut annähern lässt*). Für den Parameter c dieser Parabel hat man bei der Seilseukung h , welche im führenden Trum in h_1 , beim geführten in h_2 , beim ruhenden in h_0 übergeht, siehe Fig. 883, im waagerechten Seiltrieb, wenn der Abstand der beiden Aufhängepunkte = a ist:

$$c = \frac{a^2}{8h} \dots \dots \dots (283)$$

woraus für die Tangentialkraft K im Aufhängepunkt folgt:

$$K = p \left(h + \frac{a^2}{8h} \right) \dots \dots \dots (284)$$

Fig. 883.

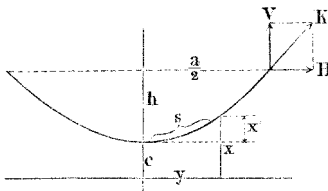


Alle Längen sind hierbei in Meter gemessen gedacht. Beim Seilquerschnitt q (wie früher in qcm gemessen) ist $K = 100q\wp$ und $p = 100q\wp 1000\gamma$, wenn γ das Gewicht des cbmm und \wp einen

*) Gleichung der Kettenlinie nach untenstehender Figur:

$$x = \frac{c}{2} \left(e^{\frac{y}{c}} + e^{-\frac{y}{c}} \right) \dots \dots \dots (285)$$

wobei am Punkte xy die Tangential-, die Vertikal- und die Horizontalkräfte beziehungsweise px , ps und pc sind, wenn p das Gewicht pro Längeneinheit, dabei $s = \sqrt{x^2 - c^2}$ ist. Für den Aufhängepunkt gibt dies:



$$K = p (h + c), \quad V = p \sqrt{h^2 + 2hc} \\ H = pc \dots \dots \dots (286)$$

worin der Parameter c noch unbekannt. Um ihn zu bestimmen, lösen wir die Kurvengleichung in folgende Reihensumme auf:

$$x = \frac{c}{2} \left(1 + \frac{y}{c} + \frac{y^2}{1 \cdot 2 \cdot c^2} + \frac{y^3}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot c^3} + \dots + 1 - \frac{y}{c} + \frac{y^2}{1 \cdot 2 \cdot c^2} - \frac{y^3}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot c^3} + \dots \right)$$

Hierin ist der Quotient $y : c$, da die Kurve im Seiltrieb stets flach gespannt ist, ein echter Bruch, weshalb beide Reihen konvergieren. Wir bleiben beim dritten Gliede stehen und haben dann genügend genau: $x = \frac{1}{2} c (2 + y^2 : c^2) = c + y^2 : 2c$ und $x' = x - c = y^2 : 2c$ (Parabelgleichung).

Koeffizienten bezeichnet, welcher die Schraubenform der Drähte, auch die Hanfseele berücksichtigt. γ ist 0,0000078, φ ist nicht ganz fest (vergl. §. 267), kann aber hier $= \frac{7}{6}$ gesetzt werden*). Damit wird $p = \frac{7}{6} \cdot 0,0078 \cdot 100 q = 0,0091 \cdot 100 q$, wofür wir setzen wollen $\psi 100 q$ und nun haben:

$$\mathfrak{E} = \psi \left(h + \frac{a^2}{8h} \right) = 0,0091 \left(h + \frac{a^2}{8h} \right) \quad (287)$$

Hieraus ergibt sich:

$$h = \frac{1}{2} \frac{\mathfrak{E}}{\psi} \pm \sqrt{\frac{1}{4} \frac{\mathfrak{E}^2}{\psi^2} - \frac{a^2}{8}} \quad \dots \quad (288)$$

und numerisch, indem $1 : \psi = 110$ und weil das neg. Vorzeichen gilt:

$$h = 55 \mathfrak{E} - \sqrt{(55 \mathfrak{E})^2 - \frac{a^2}{8}} \quad \dots \quad (289)$$

Vernachlässigt man das erste Glied in der Klammer in (287), so ergibt sich als meist genügender Annäherungswerth $\mathfrak{E} = \psi (a^2 : 8h)$ und damit:

$$h = 0,00114 \frac{a^2}{\mathfrak{E}} = \frac{a^2}{879 \mathfrak{E}} \quad \dots \quad (290)$$

1. *Beispiel.* Es sei die Sehne a , welche man unbedenklich = dem Rollenstand setzen darf, 80 m, sodann im führenden Trum $\mathfrak{E}_1 = 6$, im geführten $\mathfrak{E}_2 = 3$, so folgt aus (289) $h_1 = 330 - \sqrt{330^2 - 6400 : 8} = 330 - 328,79 = 1,21 \text{ m}$; $h_2 = 165 - \sqrt{165^2 - 800} = 2,45 \text{ m}$. Die Annäherungsformel (290) ergibt: $h_1 = 0,00114 \cdot 6400 : 6 = 1,216 \text{ m}$, $h_2 = 0,00114 \cdot 6400 : 3 = 2,432 \text{ m}$.

Erwünscht ist, die Senkung h aus den genaueren Ausdrücken zeichnerisch ermitteln zu können. Hierfür gilt Folgendes. Die beiden Vorzeichen vor der Wurzel in (288) liefern jedesmal zwei richtige Werthe für h , wie in folgender Figur angegeben; der grössere ist nicht brauchbar, weil er einem labilen Gleichgewichte entspricht. Zwischen beiden liegt ein Werth $h = \frac{1}{2} \mathfrak{E} : \psi$, welcher in dem Falle als Senkhöhe gültig ist, wo der Werth unter dem Wurzelzeichen = Null, d. h. $\mathfrak{E} = \psi a : \sqrt{2}$ ist. Diesen wollen wir die Mittel- oder Medianhöhe der Senkung nennen und mit h_m bezeichnen. Er ist merkwürdig, weil ihm das absolute Minimum**) der Anspannung des Seiles zukommt. \mathfrak{E}_m heisse

*) In Uebereinstimmung mit praktischen Ermittlungen, wonach $\frac{7}{6}$ geeigneter, als der früher von mir angenommene Durchschnittswerth $\frac{9}{8}$ zu sein scheint.

**) Aus (287) erhält man $d\mathfrak{E} = \psi [dh + \frac{1}{8} (0 - a^2 : h^2) dh]$ und hieraus für das Minimum von \mathfrak{E} : $0 = \psi [1 - (\frac{1}{8} a^2 : h^2)]$. Nun ist aber $a^2 : 8h$ nach (283) der Parameter, also hier c_m , somit $0 = 1 - (c_m : 8h_m)$, das ist

insbesondere bei unserem Werthe $\psi = 0,0091$:

$$\mathcal{E}_m = \frac{a}{155,5} \dots \dots \dots (292)$$

und liefert, da $h_m = 1/2 \mathcal{E}_m : \psi$ ist, für die Medianhöhe

$$h_m = \frac{a}{\sqrt{8}} \dots \dots \dots (293)$$

woraus auch folgt: $h_m = \mathcal{E}_m : 2\psi$. Dividirt man nunmehr (288) durch (293), so erhält man nach einiger Umformung:

$$\frac{h}{h_m} = \frac{\mathcal{E} - \sqrt{\mathcal{E}^2 - \mathcal{E}_m^2}}{\mathcal{E}_m} \dots \dots \dots (294)$$

Hieraus nun ergibt sich alsbald die in Fig. 885 (a. f. S.) ausgeführte geometrische Konstruktion.

Beschreibe über 1. 2 = 1/2 a als Durchmesser den Halbkreis 1. 3. 2; verbinde den Endpunkt 3 des Viertelkreises 2. 3 mit 2 (oder 1), so ist zu-

4'' 6'' = a/2, 6'' 7'' \perp 6'' 5'' liefert den Parameter 4'' 7'' = c'. Für die Auf-
findung des Scheitels 4'' der unteren Parabel haben wir:

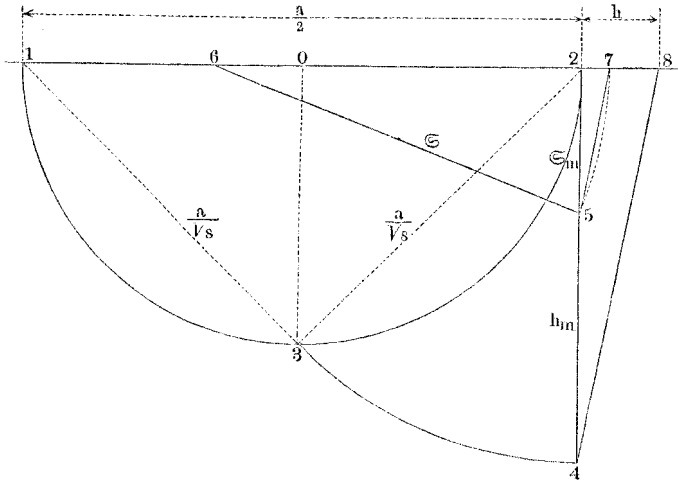
$$h' + \frac{a^2}{8h'} = h'' + \frac{a^2}{8h''}, \text{ woraus } h' - h'' = \frac{a^2}{8} \left(\frac{1}{h'} - \frac{1}{h''} \right) = \frac{a^2}{8} \frac{h' - h''}{h' h''}.$$

Dies gibt $h' h'' = a^2 : 8$, was aber nach dem Vorigen $= h_m^2$ ist. Machen wir demnach 2. 8 = h_m , 2. 5' wie vorhin = h' und ziehen durch 8 zu 8. 5' eine Normale, so schneidet diese in 2. 4'' die h'' ab. Die Geraden 5. 6, 5' 6', 5'' 6'' schneiden einander auf der Mitte der halben Parabelsehne bei 9; man kann deshalb bei der Verzeichnung auch von diesem Punkte ausgehen, um durch Ziehung der 9. 6, 9. 6', 9. 6'' und der Normalen zu denselben die Parameterendpunkte 7, 7', 7'' zu bestimmen. Die Leitlinien der Parabeln liegen um 1/2 c vom Scheitel entfernt. Für die Medianparabel ist die Leitlinie L_m , welche die Achse mitten zwischen 4 und 7 kreuzt, eingetragen, ebenso der Brennpunkt F_m , der auf den Halbirungspunkt der h_m fällt und zugleich Mittelpunkt des Kreises 5. 6. 7. 1 ist.

In unserer Figur ist auch eine Kurve, welche die Werthe von \mathcal{E} darstellt, aufgenommen. Das der h proportionale Glied aus Formel (287) wird durch die Gerade 2. 11, das der h verkehrt proportionale durch die hyperbolische Linie 10'. 10. 10'' dargestellt. Die Ordinaten dieser Hyperbel, genommen zur Abszissenachse 2. 7... liefern die den Senkhöhen h als Abszissen entsprechenden Werthe der \mathcal{E} . Die Ordinaten 4' 10' und 4'' 10'' stellen die gleichgrossen Spannungen \mathcal{E}' und \mathcal{E}'' dar, 4. 10 die Medianspannung \mathcal{E}_m . Die oben rechts punktirte Hyperbel würde den Druckkräften in einem parabolischen Gewölbe aus gleichen, etwa cylindrischen Elementen entsprechen. Die der Seilkurve analoge Kurve im Gewölbe ist die „Stützlinie“. Auch hier findet bei der Medianhöhe die geringste Beanspruchung, bei geringerer Höhe (Stichbogen) stabiles, bei grösserer unter Umständen labiles Gleichgewicht statt, welches letztere durch angemessene Belastung (Strebefeiler) und Gewölbeficke in ein stabiles übergeführt werden muss, wie denn überhaupt beim Gewölbe die Verhältnisse verwickelter werden; der Stichbogen von Medianhöhe macht den ruhigsten Eindruck.

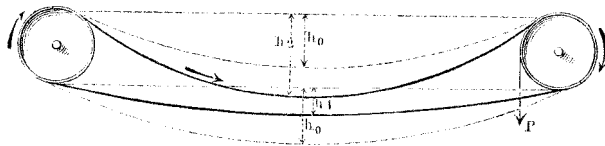
nächst 3.2 = 3.1 = a/2: $\sqrt{2} = a : \sqrt{8} =$ der Medianhöhe h_m . Trage diese senkrecht zur 1.2 nach 2.4, darauf in einem beliebigen, nicht zu kleinen Maassstab von 2 nach 5 die aus (292) ermittelte Medianspannung \mathcal{E}_m und von 5 nach 6 die in demselben Maassstab gemessene Spannung \mathcal{E} . Beschreibe nunmehr aus 6 mit 6.5 = \mathcal{E} den Kreisbogen 5.7 bis zum Schnitt mit der 1.2..., so ist 2.7 = 6.5 - 6.2, d. i. = 6.5 - $\sqrt{(6.5)^2 - (5.2)^2}$, also = $\mathcal{E} - \sqrt{\mathcal{E}^2 - \mathcal{E}_m^2}$. Wird nun die 4.8 || der

Fig. 885.



5.7 bis zum Schnitt mit der 1.2.. gezogen, so ist 2.8 : 2.4 = 2.7 : 2.5, d. i. = h : h_m , und 2.8 stellt h dar.

Fig. 886.



Der Werth h_0 der Senkungen der ruhenden Trümer entspricht einer Seilkurve (Parabel) von der mittleren Länge der beiden Parabeln für h_1 und h_2 und ergibt sich zu

$$h_0 = \sqrt{\frac{h_1^2 + h_2^2}{2}} \sim 0,67 h_2 + 0,28 h_1 \quad \dots \quad (295)$$

Sie ist nach dem ersten dieser beiden Ausdrücke sehr leicht zeichnerisch zu bestimmen.

Es ist nicht geboten, dem führenden Trum die obere Stelle zu geben, sondern derselbe kann häufig mit Vortheil nach unten verlegt werden, s. Fig. 886. Die Seile streifen einander beim ruhigen Gange nicht, so lange $h_2 - h_1 < 2R$. Treibseile, die im Freien gehen, werden durch starken Wind ins Schwanken gebracht, durch rasche Wechsel der Widerstände auch manchmal in peitschende Bewegung versetzt, weshalb man den Abstand der beiden Seilträger nicht zu klein, z. B. nicht unter $\frac{1}{2} m$ nehmen sollte.

§. 293.

Straffes Treibseil.

Die Einsenkungen der Treibseile fallen manchmal unbequem gross aus. In vielen Fällen aber kann an Senkhöhe dadurch erheblich gespart werden, dass man das Seil schärfer anspannt, als wegen Verhütung der Gleitung erforderlich wäre, gleichzeitig indessen dasselbe stark genug, also soviel stärker nimmt, als der Anspannungsvermehrung entspricht. Ein hiernach behandeltes Treibseil möge dem gewöhnlichen gegenüber ein straffes Treibseil genannt, hier sollen die an ihm vorkommenden geänderten Kräfte und Abmessungen durch den Zeiger s von den gewöhnlichen unterschieden werden ($T_s, t_s, \mathfrak{E}_s, \delta_s$ statt $T, t, \mathfrak{E}, \delta$). Wird nun T , welches nach §. 290 nicht kleiner als $2P$ sein darf, von $T = 2P$ auf das m -fache vergrössert gedacht, so wird t_s immer wieder $= T_s - P$, und es kommt:

$$T_s = mT = 2mP, \quad t_s = (2m - 1)P, \quad \frac{t_s}{T_s} = \frac{2m - 1}{2m} \quad (296)$$

Soll nun die Spannung \mathfrak{E}_1 im führenden Trum unverändert bleiben (der Rollen u. s. w. wegen), so geht \mathfrak{E}_{2s} aus dem Werth $\frac{1}{2}\mathfrak{E}_1$ in

$$\mathfrak{E}_{2s} = \mathfrak{E}_1 \frac{2m - 1}{2m} \quad \dots \quad (297)$$

über. Die Drahtdicke δ , wenn aus (280) berechnet, ist abzuändern auf:

$$\delta_s = \delta \sqrt{m} \quad \dots \quad (298)$$

und, wenn aus (281) oder (282) berechnet auf

$$\delta_s = \delta \sqrt[3]{m} \quad \dots \quad (299)$$

woraus folgende Werthreihe hervorgeht.

$m = \frac{T_s}{T}$	$\frac{T_s}{P}$	$\frac{t_s}{t} = \frac{t_s}{P} = \frac{\mathfrak{E}_{2s}}{\mathfrak{E}_2}$	$\frac{\mathfrak{E}_{2s}}{\mathfrak{E}_1} = \frac{t_s}{T_s}$	$\frac{\delta_s}{\delta} = \sqrt{m}$	$\frac{\delta_s}{\delta} = \sqrt[3]{m}$
1,6	3,2	2,2	0,69	1,26	1,17
1,8	3,6	2,6	0,72	1,34	1,22
2,0	4,0	3,0	0,75	1,41	1,26
2,2	4,4	3,4	0,77	1,48	1,30
2,4	4,8	3,8	0,79	1,55	1,34
2,6	5,2	4,2	0,81	1,61	1,38
2,8	5,6	4,6	0,82	1,67	1,41
3,0	6,0	5,0	0,83	1,73	1,44
3,2	6,4	5,4	0,84	1,79	1,47
3,4	6,8	5,8	0,85	1,84	1,50
3,6	7,2	6,2	0,86	1,90	1,53
3,8	7,6	6,6	0,87	1,95	1,56
4,0	8,0	7,0	0,88	2,00	1,59
4,2	8,4	7,4	0,88	2,05	1,61
4,4	8,8	7,8	0,89	2,10	1,64
4,6	9,2	8,2	0,89	2,14	1,66
4,8	9,6	8,6	0,90	2,19	1,69
5,0	10,0	9,0	0,90	2,24	1,71

Das straffe Treibseil eignet sich namentlich da, wo geringe Kräfte zu übertragen sind und findet viel Anwendung.

Beispiel. Gefordert von einem Seiltrieb $N = 5,5$ bei $n = 100$, $a = 180$ m; es soll versucht werden, diesen Abstand mit einer einzigen Kurve zu überschreiten. Wählt man $\mathfrak{E}_1 = 10$, $s = 8$, so ist $(s : \mathfrak{E}_1) (N : n) = 0,8 \cdot 0,055 = 0,044$ und wäre, wenn $i = 36$, nach (282) $\delta = 5,67 \sqrt[3]{0,044 : 36} = 0,606 \sim 0,6$ mm zu machen. Zugleich käme nach (290) $h_1 \sim 0,00114 \cdot 180^2 : 10 = 3,69$ und $h_2 \sim 7,38$ m, $h_2 - h_1 = 3,69$ m. Gemäss (279) hätte man für R den Werth $1250 \delta = 1250 \cdot 0,6 = 750$ mm oder $0,75$ m; somit wäre, da $h_2 - h_1 > 2R$, Oberlage des geführten Seiltrums unstatthaft und es müssten die Rollenachsen um mehr als $R + h_2$, d. i. $8,13$ m über dem Boden liegen. — Wir wenden aber nun straffen Seiltrieb an, indem wir die Drähte 1 mm statt 0,6 mm dick nehmen. Dies entspricht $\delta_s : \delta = 1,67$ und somit nach vorstehender Tabelle Zeile 16 dem Werthe $\mathfrak{E}_{2s} = 0,89$ $\mathfrak{E}_1 = 0,89 \cdot 10 = 8,9$, also $h_{2s} = 0,00114 \cdot 180^2 : 8,9 = 4,15$ m, $h_{2s} - h_1 = 4,15 - 3,69 = 0,46$ m; ferner $R = 1250 \delta_s = 1250 \cdot 1 = 1,25$ m, sonach Oberlage des geführten Seiltrums sehr wohl anwendbar. Die grösste Einsenkung kommt der Ruhelage zu, für welche h_0 s nach (295) $= 3,88$ m wird, was eine Höhenlage der Achsen von etwas mehr als 3,88

+ 1,25 oder 5,13 m, 3 m weniger als oben, erforderlich machen würde. Fig. 887 stellt die Höhenverhältnisse für beide berechneten Fälle im dreifachen Maassstabe der Längen dar.

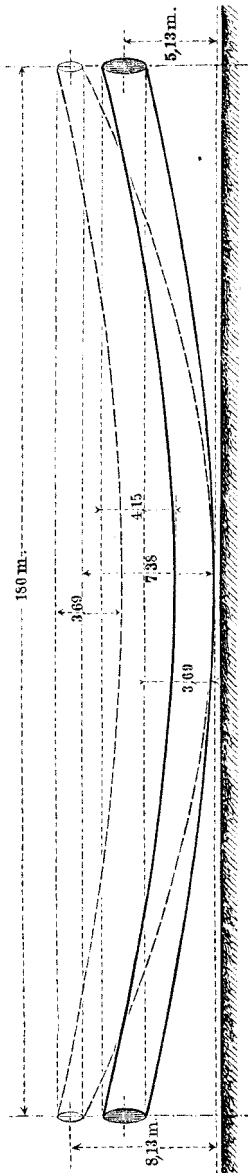


Fig. 887.

Das Beispiel zeigt, dass es sich bei weitgespannten Treibseilen von geringer Arbeitsstärke empfiehlt, Drähte unter 1 mm Dicke nicht zu verwenden, um kleine Einenkungen zu erzielen; vergl. indessen §. 301, wo Ausnahmen besprochen werden.

§. 294.

Dickes Treibseil bei kleinem Rollenstande.

Wenn der Rollenstand klein ist, so muss vor allem darauf gesehen werden, dass die Seilseukungen gross ausfallen, damit das Seil sich gut auflegen lässt. Man wähle zu diesem Ende die Spannung \mathcal{E}_1 sehr klein und zwar verfähre man so, dass man eine Seilseukung von gewünschter Grösse annimmt und die dafür geeignete Spannung ermittelt, was nach Formel (287) leicht geschehen kann. Das Verfahren im Uebrigen ist das alte. Für nicht zu grosse Arbeitsstärken lässt sich auf diese Weise der Seiltrieb für ziemlich kleine Rollenstände noch gut verwirklichen.

Beispiel. Ein Seiltrieb soll 5 PS bei 150 mütlichen Umdrehungen 20 m weit leiten und dabei im führenden Seiltrum noch 1 m Senkung zeigen. Dann ist nach (287) zu nehmen $\mathcal{E}_1 = 0,0091 (1 + 20^2 : 8) = 0,0091 \cdot 51 = 0,4645 \sim 0,45$. Es soll Eisendraht verwendet und $\mathcal{E}_1 + s$ wieder wie bisher = 18, d. i. $s = 18 - 0,45 = 17,55$ gemacht werden, sodass das Seil ein 36er sein. Dann liefert Formel (282) $\delta = 5,67 \sqrt[3]{(1:36)(17,55:0,45)}$ $(5:150) = 5,67 \cdot 0,314 = 1,8$ mm. Nun kommt nach (279) $R = 10\,000 \cdot 1,8 : 17,55 = 1026 \sim 1050$ mm, was beides ganz annehmbar ist; v kommt $\sim 16,5$ m.

§. 295.

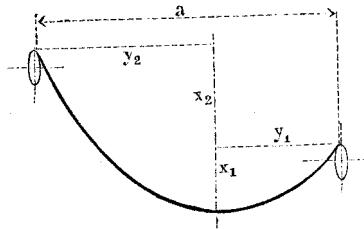
Der schiefe Seiltrieb.

Ein Seiltrieb, dessen Rollen ungleich hoch liegen, wird ein schiefer Seiltrieb genannt; seine Seilkurve ist unsymmetrisch. Beim Abstand a der Lothe durch deren Endpunkte und dem Höhenunterschied H derselben ergibt sich für die Senkhöhen $h' = x_1$ und $h'' = x_2$, Fig. 888, und die Ordinaten y_1 und y_2 der beiden Kurvenschenkel*):

$$\left. \begin{aligned} x_1 = h' &= \frac{a^2}{8c} + \frac{c}{2} \frac{H^2}{a^2} - \frac{H}{2} \\ x_2 = h'' &= \frac{a^2}{8c} + \frac{c}{2} \frac{H^2}{a^2} + \frac{H}{2} \end{aligned} \right\} \dots \dots (300)$$

und
$$y_1 = \frac{a}{2} - c \frac{H}{a}, \quad y_2 = \frac{a}{2} + c \frac{H}{a} \dots \dots (301)$$

Fig. 888.



worin der Parameter c noch unbekannt. Für denselben hat man aber nach (286): $K = p(h + c)$ oder $\mathfrak{S}q = \psi q(h + c)$ und, indem man für die tiefer stehende Rolle als die schwächer belastete zu rechnen hat: $\mathfrak{S}' = \psi(c + x_1)$, somit $c = (\mathfrak{S}' : \psi) - x_1$. Hierin

den Werth für x_1 aus (300) einsetzend, erhält man nach einiger Umformung:

$$c = \frac{\frac{\mathfrak{S}'}{\psi} + \frac{H}{2}}{2 + \frac{H^2}{a^2}} + \sqrt{\left(\frac{\frac{\mathfrak{S}'}{\psi} + \frac{H}{2}}{2 + \frac{H^2}{a^2}}\right)^2 - \frac{a^2}{8\left(1 + \frac{1}{2} \frac{H^2}{a^2}\right)}} \quad (302)$$

Das Pluszeichen vor der \sqrt gilt, weil wir die obere „stabile“ Parabel (aus Fig. 884) zu wählen haben, welcher der grössere der beiden Parameter zukommt. Ist hieraus der Parameter c bestimmt, so folgen x_1 und y_1 aus (300) und (301). Für den aufsteigenden Kurvenschenkel ist noch die Spannung \mathfrak{S}'' oben an der

*) Aus folgender Betrachtung: $y_1^2 = 2cx_1$, $y_2^2 = 2cx_2$, $y_1 + y_2 = a$, $x_2 - x_1 = H$, woraus $y_2^2 - y_1^2 = 2c(x_2 - x_1) = 2cH$, d. i. $(y_2 + y_1)(y_2 - y_1) = 2cH$; somit gemäss dem Werthe der Ordinatensumme: $y_2 - y_1 = 2cH : a$ u. s. w.

Rolle zu suchen. Sie beträgt $\mathfrak{E}'' = \psi (c + x_2)$. Hiervon \mathfrak{E}' mit $\psi (c + x_1)$ abgezogen, kommt:

$$\mathfrak{E}'' = \mathfrak{E} + \psi (x_2 - x_1) = \mathfrak{E}' + \psi H \quad \dots (303)$$

und numerisch wegen $\psi = 0.0091$:

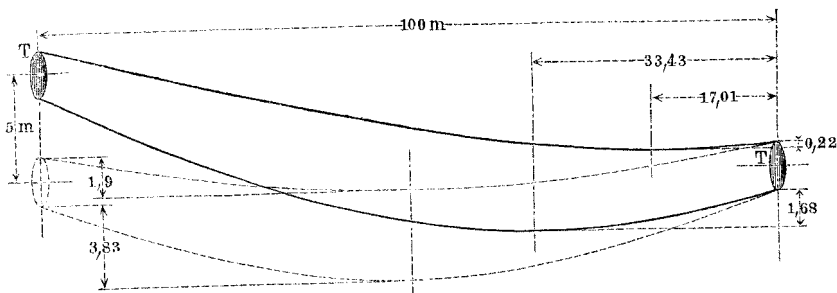
$$\mathfrak{E}'' = \mathfrak{E}' + \frac{H}{110} \quad \dots \dots \dots (304)$$

1. Beispiel. Es sei $a = 100$ m, $\mathfrak{E}_1' = 6$, so käme zunächst, wenn $H = 0$ wäre, $c = (6 \cdot 110 + 0) : 2 + \sqrt{330^2 - (100^2 : 8)} = 330 + \sqrt{108\,900 - 1250} = 330 + 328,1 = 658,1$ m. Hiermit erhalte man aus (300) $x_1 = x_2 = h_1 = a^2 : 8c = 10\,000 : 8 \cdot 658,1 = 1,899 \sim 1,9$ m. Für das geführte Trum, wo $\mathfrak{E}_2' = 3$, erhalte man $c = 165 + \sqrt{27225 - 1250} = 326,17$ m und damit $h_2 = 1000 : 8 \cdot 326,17 = 3,83$ m. Es sei nun aber $H = 5$ m $= 0,05$ a. Dann erhält man:

a) Für das führende Trum:

$$c = (6 \cdot 110 + 2,5) : (2 + 0,05^2) + \sqrt{(662,5 : 2,0025)^2 - 100^2 : 8 (1 + 0,00125)} = 330,84 + \sqrt{109\,452,46 - 1248,44} = 330,84 + 328,94 = 659,78 \text{ m, also}$$

Fig. 889.



wenig mehr als bei $H = 0$; die Senkung h_1' wird $= 100^2 : (8 \cdot 659,78) + 329,88 \cdot 0,0025 - 2,5 = 1,894 + 0,825 - 2,5 = 0,219$ m, und $h_1'' = h_1' + 5 = 5,219$ m; der Scheitelabstand y_1 wird dabei $= (100 : 2) - (659,78 : 20) = 50 - 32,989 = 17,01$ m.

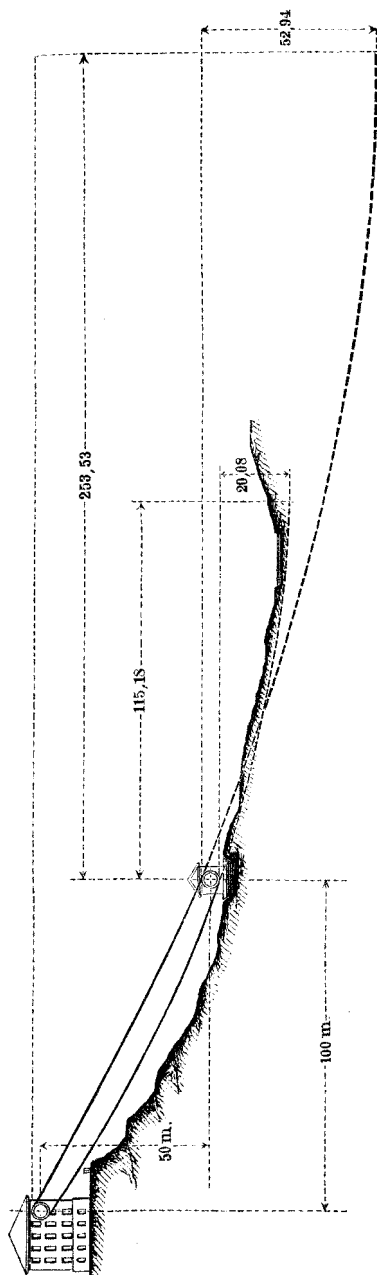
b) Für das geführte Trum:

$c = (3 \cdot 110 + 2,5) : 2,0025 + \sqrt{(332,5 : 2,0025)^2 - 1248,44} = 166,04 + 165,29 = 331,33$ m; die Senkung h_2' wird $= 100^2 : 8 \cdot 331,33 + 165,67 \cdot 0,0025 - 2,5 = 1,68$ m, wo $h_2'' = h_2' + 5 = 6,68$ m, der Scheitelabstand $y_1 = 50 - 331,33 \cdot 0,05 = 50 - 16,57 = 33,43$ m.

Die Spannungen im Seil an der oberen Rolle betragen statt 6 und 3 kg $6 + \frac{5}{110} = 6,04$ und $3 + \frac{5}{110} = 3,04$ kg. Fig. 889 stellt, unter Verdreifachung der Höhenverhältnisse, die berechneten Einsenkungen dar.

2. Beispiel. Es sei abermals $a = 100$, $\mathfrak{E}_1 = 6$, $\mathfrak{E}_2 = 3$ verlangt, nun aber $H = 50$ m, so erhält man was folgt.

Fig. 890.



a) Für das führende Trum:

$$c = (6 \cdot 110 + 25) : 2,25 + \sqrt{(685 \cdot 4 : 9)^2 - 1250 : 1,125}$$

$$= 304,44 + \sqrt{92686,15 - 1111,11}$$

$$= 304,44 + 302,61 = 607,05;$$

sodann $h_1' = x_1 = 1250 : 607,05 + 303,53 \cdot 0,25 - 0,5 \cdot 50 = 2,06 + 75,88 - 25 = 52,94$ m mit dem Scheitelabstand $y_1 = 50 - 607,05 \cdot 0,5 = 50 - 303,53 = -253,53$ m; der Parabelsattel fällt ausserhalb des Rollenzwischenraums.

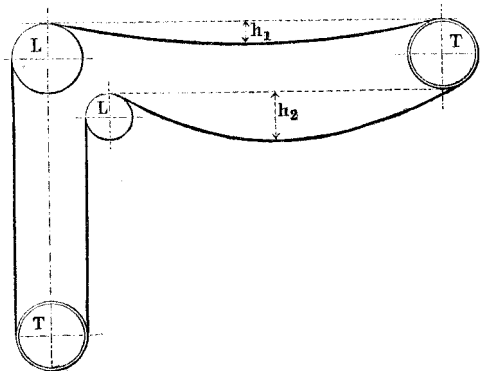
b) Für das geführte Trum:

$$c = (3 \cdot 110 + 25) : 2,25 + \sqrt{(355 \cdot 4 : 9)^2 - 1111,11} = 157,78 + 172,58 = 330,36$$
 m. Hiermit kommt $h_2' = x_1 = 1250 : 330,36 + 165,18 \cdot 0,25 - 25 = 3,78 + 41,30 - 25 = 20,08$ m und $y_1 = 50 - 330,36 \cdot 0,5 = -115,18$ m, wonach auch hier der Parabelsattel nach aussen fällt. Fig. 890 stellt die beiden Seilkurven in natürlichen Verhältnissen dar. Die Spannungen in den Seilquerschnitten wachsen hier etwas merklicher als vorhin wegen der Grösse von H ; wir erhalten nämlich $\mathcal{E}_1' = 6 + 50 : 110 = 6,45$ und $\mathcal{E}_2' = 3,45$ kg.

Die oberste Grenze für den schiefen Seiltrieb ist diejenige, bei welcher die Seilträger senkrecht (die Parameter der Parabeln ∞ gross) werden. Beim senkrechten Seiltrieb kann durch die Seilsenkung die erforderliche Anspannung nicht erzielt werden, sondern sind die Rollenlager mit anderen Mitteln (Federn, Gewichten u. s. w.) entsprechend auseinander zu spannen.

Durch Zuhilfenahme von Leitrollen kann man aber, wie Fig. 891 andeutet, einen geraden oder auch einen schiefen Seiltrieb mit

Fig. 891.



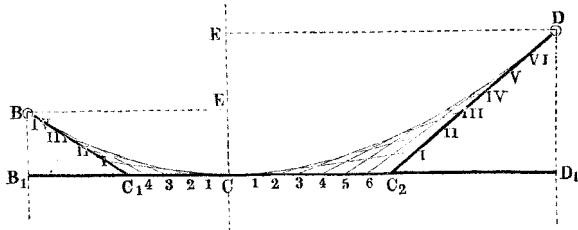
dem senkrechten verbinden und hat dann für diesen die passenden Seilsenkungen zu bestimmen.

§. 296.

Verzeichnung der Seilkurven.

Die Seilkurven verzeichnen wir entsprechend den durchgeführten Berechnungen als gewöhnliche (apollonische) Parabeln. Nachdem man, Fig. 892, den Scheitel C eines Seiltrums BCD bestimmt hat, halbiere man die beiden Abschnitte B_1C und D_1C

Fig. 892.



der horizontalen Scheiteltangente B_1D_1 in C_1 und C_2 , ziehe BC_1 und DC_2 , so geben zunächst diese beiden Linien die Richtungen des Seiles in den Aufhängepunkten B und D an.

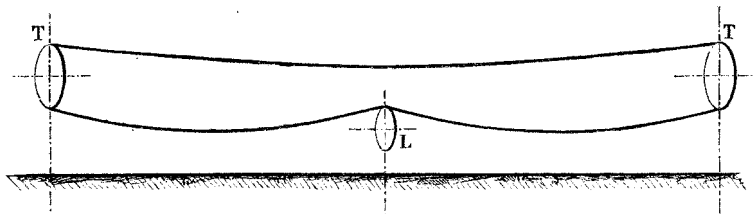
Hierauf theile man CC_1 in gleiche Stücke $C, 1, 2, 3 \dots$ und die C_1B in ebensoviele gleiche Stücke $C_1 I, II, III \dots$, und ziehe 1 I, 2 II, 3 III u. s. w., so hüllen diese als Tangenten den gesuchten Parabelbogen ein. Bei CC_2D ebenso verfahren, bestimmt man das andere Stück der Seilkurve. Wenn der Scheitel C jenseits der tieferen Rolle fällt, so wird ein Stück der Parabel in der Gegend des Scheitels nicht benutzt, die Konstruktion bleibt indessen die vorige.

§. 297.

Anordnung der Leit-, Trag- und Zwischenrollen.

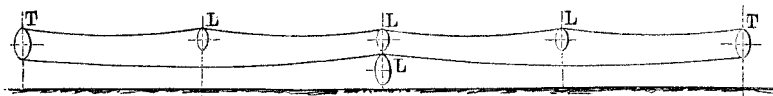
Bei grossem Abstand der Treibrollen und nicht ausreichender Höhe derselben über den Boden muss das Seil durch Rollen unterstützt werden; unter Umständen nur im geführten Trum, s. Fig. 893, während man das führende Trum frei gehen lassen kann. Einen zwischen zwei aufeinander folgende Rollen eines

Fig. 893.



Seiltriebs fallenden Theil desselben wollen wir eine Strecke des Seiltriebs nennen; somit geht hier das führende Seil in einer, das geführte in zwei Strecken vom Anfangs- zum Endpunkt. Bedürfen beide Trümer der Unterstützung, so kann die Einrichtung oft so getroffen werden, dass man für das führende

Fig. 894.

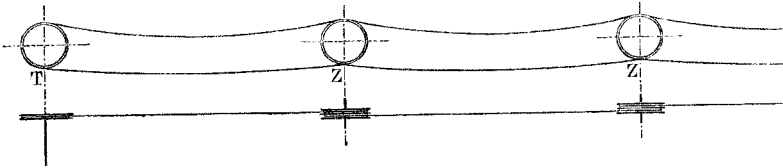


Trum halb so viel Stützpunkte oder doppelt so lange Strecken einrichtet, als für das geführte, s. Fig. 894. Man nennt die hier zur Anwendung kommenden Leitrollen, weil sie nur zu tragen, nicht abzulenken haben, Tragrollen und die an den Tragpunkten

anzubringenden Aufbauten mit entsprechend gelagerten Rollen Tragstationen. Der letzt dargestellte Seiltrieb hat danach drei Tragstationen, zwei einfache und eine doppelte oder zweirollige, das führende Trum zwei, das geführte vier Strecken.

Ingenieur Ziegler hat eine andere Einrichtung eingeführt, welche er in einer Reihe vorzüglicher Ausführungen verwirklicht hat, diejenige mit zweikimmigen oder zweispurigen Zwischenrollen, Fig. 895. Letztere vertreten jede zwei einzelne

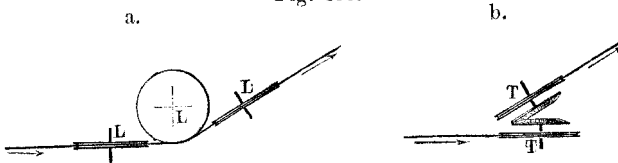
Fig. 895.



Treibrollen und zerlegen im Grunde den Seiltrieb in mehrere aufeinanderfolgende; jeder Strecke entspricht ein Seiltrieb. Am besten ist es dabei, die Strecken gleich lang zu machen, damit jederzeit ein schon zusammengesplissenes Vorrathsseil für ein etwa schadhaf gewordenes Treibseil eingelegt werden kann.

Man sucht im allgemeinen darauf zu halten, dass der Seiltrieb in gerader Grundrisslinie angelegt wird und muss auch mit Sorgfalt die aufeinanderfolgenden Rollen in eine gemeinschaftliche Ebene legen. Lässt sich aber der ganze Zug nicht geradlinig führen, so gibt man der Grundrisslinie einen Bruch

Fig. 896.



und schaltet daselbst eine Winkel- oder Wechselstation ein. Man kann dabei jedes der beiden Seiltrümer mittelst zweier stehenden und einer liegenden Rolle um die Ecke führen, Fig. 896 a, was aber sechs Rollen erfordert, drei für jedes Trum. Einfacher fällt die Station aus bei Anbringung von zwei Treibrollen, deren Achsen durch Winkelräder gekuppelt sind, Fig. 896 b.

In manchen Fällen ist es erwünscht oder erforderlich, von einer Station aus mittelst Triebwellen oder eines Nebenseiltriebs Kraft seitlich abzugeben, was unter Anwendung von Winkelrädern

und zugehörigen Wellen geschehen kann und vielfach geschieht. Eine derartig eingerichtete Station heisst wegen der Theilung der zugeleiteten Kraft eine Theilstation oder ein Theilstock.

Was die Grösse der Leit-, Trag- und Zwischenrollen betrifft, so ist hervorzuheben, dass mit dieser nicht gespart werden sollte. Manche Drahtseiltriebe haben raschen Seilverschleiss, weil man sich nicht hat entschliessen wollen, genügend grosse Tragrollen anzuwenden. Die Stationsrollen für das führende Trum müssen unter allen Umständen so gross gemacht werden wie die Kraftrollen, damit die Spannungssumme $\mathcal{S} + s$ (vergl. §. 291) nicht grösser werde, als bei letzteren. Für das geführte Trum indessen dürfen die Rollen kleiner gewählt werden, weil die Spannung \mathcal{S}_2 des Seiles an demselben kleiner ist als \mathcal{S}_1 , gewöhnlich $\frac{1}{2} \mathcal{S}_1$, bei straffem Treibseil (§. 289) $(2m - 1) 2m \mathcal{S}_1$. Man findet die statthafte kleinste Rollengrösse R_2 aus (279) und der Tabelle §. 291.

1. Beispiel. Gewöhnlicher Drahtseiltrieb mit $\mathcal{S}_1 = 6$, $\mathcal{S}_2 = 3$. Die Drahtdicke sei 1,5 mm, das Material Eisen, so erhält man für die kleinste Grösse des Treibrollenhalbmessers nach der genannten Tabelle: $R = 833 \cdot 1,5 \sim 1250$ mm, und für die Tragrollen $R_2 = 666 \cdot 1,5 \sim 1000$ mm.

2. Beispiel. Für ein Treibseil sei $\delta = 1$, $\mathcal{S}_1 = 4$, $\mathcal{S}_2 = 2$, Material wieder Eisen, so kommt $R = 714$, $R_2 = 625$ mm.

3. Beispiel. Das Treibseil sei ein straffes und $m = 3$, so wird bei $\delta = 1,5$ und $\mathcal{S}_1 = 6$ die Spannung $\mathcal{S}_2 = \mathcal{S}_1 (2 \cdot 3 - 1) : 6 = 5$ und deshalb R wie vorhin $= 1250$, $R_2 = 769 \cdot 1,5$, d. i. 1153 mm, was aber einen zu geringen Unterschied zwischen Treib- und Tragrollengrösse ergibt, als dass er von erheblichem praktischen Werth wäre.

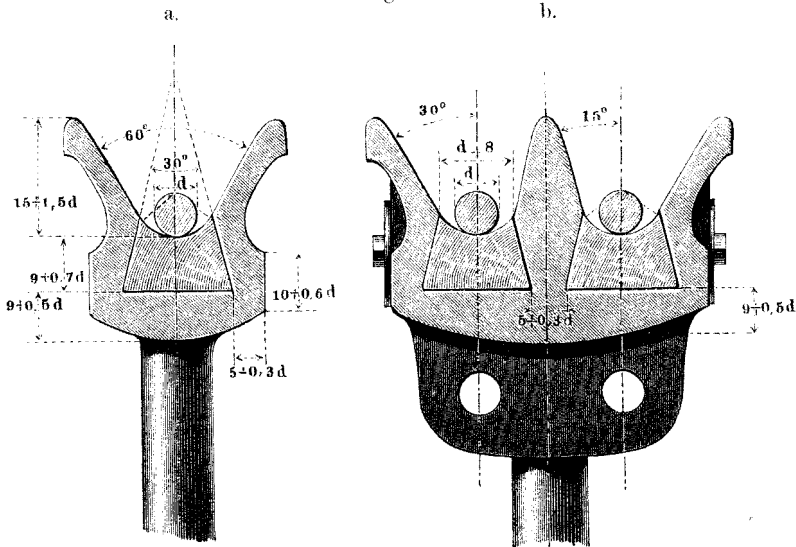
§. 298.

Bau der Seilscheiben.

Die Treibseile auf der nackten eisernen Kimme laufen zu lassen, geht wegen der Kleinheit des Koeffizienten der Reibung von Eisen auf Eisen nicht an. Man griff deshalb früh zur Besetzung des Rollenkranzes mit einem weichen Stoff. Nachdem man anfänglich hölzerne Rollenfelgen mit Längsbesatz aus Leder oder Guttapertscha u. s. w. angewandt, hat man sich durch grosse Praxis überzeugt, dass zunächst eiserne, genau abgedrehte Rollenkränze fraglos vorzuziehen sind und dass der beste Besatz der aus Lederabschnitten, welche in der Achsenebene stehen —

stehender Lederbesatz — sei*). Fig. 897 a einfacher, b doppelter gusseiserner Rollenkranz. Die Ränder der einfachen Kimme sind um 30° gegen die Mittelebene des Rades geneigt. Bei der Doppelkimme liefert diese Neigung ein sehr schweres Mitteltheil, weshalb hier (entsprechend vielen erprobten Ausführungen) die Mittelrippe steiler, nämlich mit nur 15° Neigung angegeben ist. Die Verhältnisszahlen beziehen sich auf die Seildicke d , wobei $d=10$ als kleinstes Maass vorausgesetzt ist. Der Flächendruck p zwischen Seil und Besatz lässt sich aus (274) berechnen. Er ergibt sich z. B. bei $i=36$, $R:\delta=1000$, $\varepsilon=6$ zu $2.6.8\delta:1000\delta=0,096 \sim \frac{1}{10}$, welche Pressung das Leder gut vertragen kann.

Fig. 897.



Die inneren Ränder der Kimmen sind unterschritten, damit die Zentrifugalkraft die Besatzstücke nicht hinauszuschleudern vermag. Man fertigt die Lederbesatzstücke aus altem durchgefettetem Riemenleder, oder hat, wenn neues Leder benutzt werden soll, dasselbe durch Kochen in Fischthran gehörig einzufetten. Die trapezförmig ausgeschnittenen Lederstücke werden mit einem Stemmholz fest in die Kimme eingetrieben und der zuletzt ver-

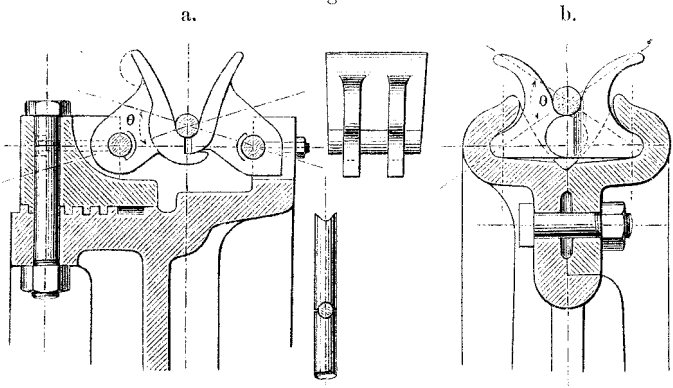
*) Vergl. D. H. Ziegler, „Erfahrungsergebnisse über Betrieb und Instandhaltung des Drahtseiltriebs“, Winterthur, Westfchling, 1871.

bleibende Raum, in welchem das Stemmen nicht mehr angeht, mit Guttapertscha vollgeschlagen, darauf der Besatz abgedreht.

Die Seilscheiben der Fördermaschinen, welche nur Tragrollen sind, hat man früher bei uns gar nicht besetzt, sondern das Seil auf dem glatten Eisen laufen lassen; mehr und mehr führt man aber jetzt Besetzung ein. Besatz aus vulkanisiertem Kautschuk hat man in Amerika fast durchweg eingeführt und sehr bewährt gefunden.

Die von Fowler erfundene Greifer- oder Greiftrommel, Klappen-trommel (vergl. Fig. 794 c) hat einen Kranz von der in Fig. 898a dargestellten Konstruktion. Die Klappen sind um eiserne Bolzen drehbar gemacht, welche in würfelförmigen Knaggen durch Schrauben mit Ankerköpfen festgehalten sind. Die Pressung auf das Seil ist dieselbe wie die in einer Keilrinne von dem Winkel θ ,

Fig. 898.



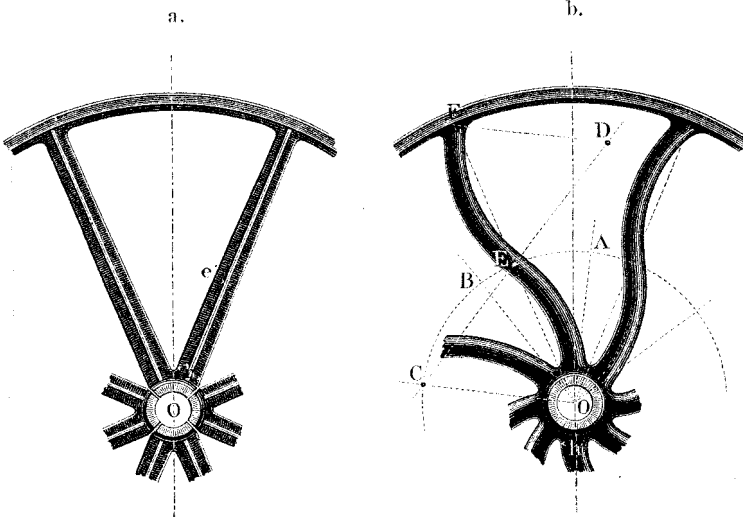
unter welchem die beiden Klappenebenen einander schneiden. Bei der Fowler'schen Bauart ist der eine der Klappenringe beweglich, und zwar auf Gewinde gesetzt, um dem andern genähert werden zu können, wenn die Abnutzung der Greifer oder die Verdünnung des Seiles es erheischt. Ist die Rollenachse stehend anzubringen, so erhalten die unteren Klappen einen (durch Punktirung in unserer Figur angedeuteten) Beschwerungswulst am äusseren Rande. Fig. 898 b zeigt die amerikanische Form der Greiftrommel, welche ungleich einfacher herzustellen ist als die englische. Statt der Bolzen sind Halbzapfen benutzt (§. 95), die Klappen der einen und anderen Seite nicht verschieden modellirt. Der Keilwinkel θ findet sich dabei nicht so klein gemacht, als bei der Fowler'schen Trommel geschieht.

Der Radkörper der Seilscheibe wird gewöhnlich der Felge gleich aus Gusseisen hergestellt; doch hat man bei Trag- und Zwischenrollen auch eingegossene schmiedeiserne Speichen angewandt (vergl. Fig. 901). Grössere gusseiserne Scheiben werden zweitheilig hergestellt, schon weil sie anders zu schwierig zu transportieren sind. Eine brauchbare Anzahl \mathfrak{N} der Speichen erhält man, wenn man nimmt:

$$\mathfrak{N} = 4 + \frac{1}{40} \frac{R}{d} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (305)$$

Die gusseisernen Speichen erhalten kreuzförmigen oder ovalen Querschnitt, für dessen Höhe h in der Rollenmitte man in beiden Fällen nehme:

Fig. 899.



$$h = 4d + \frac{1}{4} \frac{R}{\mathfrak{N}} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (306)$$

Beim Kreuzquerschnitt wird die Rippendicke $e = \frac{1}{5}h$, die Dicke e' der Nebenrippe $= \frac{2}{3}e$ genommen; der ovale Querschnitt erhält wie bei den Riemscheibenspeichen an jeder Stelle die halbe Höhe zur Breite. Nach aussen wird die Speichenhöhe bis auf $\frac{2}{3}$ der Höhe in der Radmitte verjüngt.

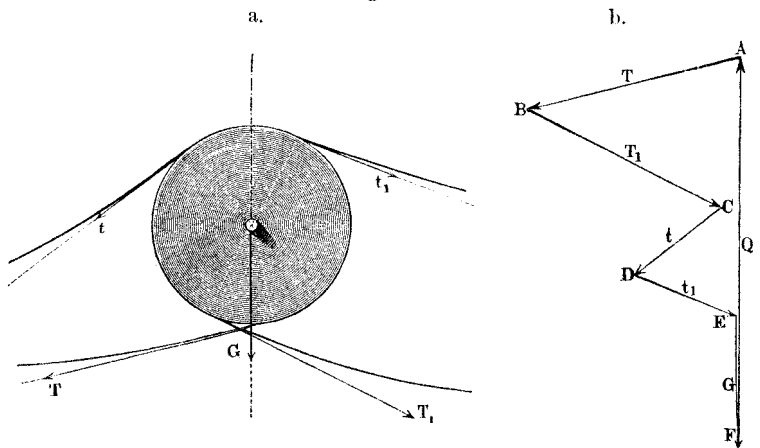
Die Speichen mit Kreuzquerschnitt werden in der Regel gerade, die mit ovalem gerne gebogen ausgeführt, siehe Fig. b. Zur Auffindung einer guten (zweifachen) Armkrümmung beschreibe man zuerst mit $OA = \frac{1}{2}R$ einen Kreis aus der

Rollenmitte, trage auf demselben die Speichentheilung AB auf und mache $AE = \frac{2}{3} AB$, ziehe sodann OC .. normal AO und ermittle den Krümmungsmittelpunkt C durch Errichtung einer Senkrechten auf der Mitte von OE . Der zweite Krümmungshalbmesser DE wird dem ersten gleich gemacht.

Die Nabe der eintrunigen Seilscheibe ist bei Anwendung gerader Speichen mit Fugen zu giessen, s. Fig. 899 a, die durch Füllstücke geschlossen und durch Zwingringe festschliessend gemacht werden. Wegen der getheilten Naben siehe §. 283, wo auch die Wanddickenbestimmung.

Den Zapfen der einfachen Trag- und Zwischenrollenachsen gibt man den Abstand $\frac{1}{5} R$ bis $\frac{1}{2} R$. Ihre Belastung geschieht durch das Rollengewicht und die durch die Achse gehenden

Fig. 900.



Komponenten der Seilkräfte, die man leicht zeichnerisch zusammensetzen kann, siehe Fig. 900.

Das Rollengewicht G hängt so sehr von selbst kleinen Unterschieden in den Wand- und Armdicken ab, dass eine allgemeine Formel nur ungenaue Ergebnisse liefert und deshalb hier nicht gegeben wird. Einige Beispiele aus der Praxis seien angeführt.

1. *Beispiel.* An dem von Rieter & Co. ausgeführten Drahtseiltrieb an der hohen Mark bei Oberursel (unweit Frankfurt a. M.) sind 12armige 3750 mm hohe gusseiserne Scheiben mit geraden Speichen von ovalem Querschnitt angewandt; die einspurigen Endscheiben wiegen 1148 kg, die zweispurigen Zwischenrollen ~ 1264 kg (Drahtzahl $i = 36$, Drahtdicke $\delta = 1,75$ mm).

2. *Beispiel.* Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft liefert Tragrollen mit schmiedeisernen Stangenarmen, wie Fig. 901 andeutet, von folgenden Gewichten G:

R =	500	600	700	800	900	1000	1250	1500	1750
G =	80	96	112—140	128—156	144—176	144—230	240—285	340	400

Hiernach sind die Belastungen der Rollenzapfen nicht gross. Man kann hieraus den wichtigen Vortheil ziehen, den Zapfen grosse Längenverhältnisse und damit kleine Flächendrucke zu geben, wobei alsdann gusseiserne Schalen in gelenkigen Lagern (§. 116) zu benutzen wären, welche durch Selbstöler leicht in gutem Zustande zu erhalten sind. In vielen Fällen empfiehlt es sich, die Rollenachsen aus Kernstahl*) herzustellen, um die Zapfendicken bei vollster Sicherheit der Konstruktion auf ein ganz kleines Maass zu bringen.

3. *Beispiel.* Die im ersten Beispiele angeführten Zwischenrollen üben gemäss den nach Fig. 900 b zusammengesetzten Belastungen auf ihre (schmiedeisernen) Zapfen einen Gesamtdruck von 1380, auf den einzelnen Zapfen also 690 kg aus. Dies ergäbe nach Tabelle §. 91 bei $l:d = 1,5$ nur die Zapfendicke $d = 30$ mm. Man hat ihnen aber thatsächlich 95 mm Dicke gegeben, wohl um den Flächendruck p auf die Schalengrundfläche thunlichst herabzuziehen und dadurch die Schmierhaltung zu sichern. In der That ergibt sich bei $l = 120$, wie angewandt ist, $p = 690 : 95 \cdot 120 \sim \frac{1}{16}$ kg (vergl. S. 272 Anm.). Wählten wir unter Benutzung von Formel (89) $l:d = 4$ und \mathcal{E} wie gewöhnlich $= 6$, so erhielten wir $d = \sqrt[4]{16 \cdot 4 \cdot 690 : 6 \pi} = 48,43 \sim 50$, $l = 4d = 200$ mm. Dies liefert $p = 690 : 50 \cdot 200 = 1 : 14,5$, was bereits sehr günstig wegen Kleinheit des Werthes ist; dabei würde zudem das Moment der Zapfenreibung auf rund die Hälfte des stattfindenden herabgehen (Zapfen und Schale könnten so, wie in Fig. 324 und '25 angegeben, gebaut werden). Bei Anwendung von Kernstahl könnte man $d = 30$, $l = 240$ nehmen und erhielte $p \sim \frac{1}{10}$, den Effektverlust nur etwa $= \frac{1}{4}$ des obigen.

Es muss noch hervorgehoben werden, dass die Erfahrung gezeigt hat, dass die Seilscheiben mit aller Sorgfalt ausgewuchtet (ausbalancirt) werden müssen, damit ein ungleichförmiger, den Betrieb schädigender Gang derselben verhütet werde.

§. 299.

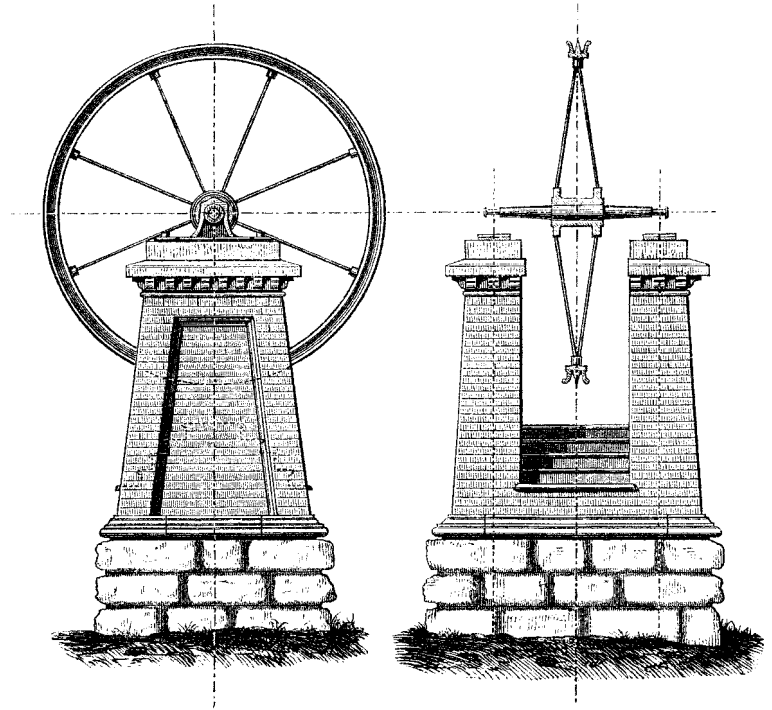
Bau der Stationspfeiler.

Die ausserordentliche Höhe der spezifischen Leistung des Drahtseiltriebs hat, wie schon gesagt, dahin geführt, denselben zur Ueber-

*) Kernstahl von Mannesmann in Remscheid, glasharter Gussstahlkörper mit weichem Schmiedeisenkern, welche Materialverwendung mit grossem Vortheil u. a. für Lokomotivtheile in Aufnahme kommt.

tragung grosser Kräfte auf sehr weite Entfernungen zu benutzen, das Arbeitsvermögen von Wassergefällen weithin an die Stellen zu leiten, wo es nutzbar gemacht werden soll, dasselbe an verschiedene Abnehmer und Anlagen zu vertheilen und auf diese Weise die mechanische Naturkraft sogar gemeinnützig zu verwerthen. Bei aller Einfachheit des Systems bereiten indessen fernleitende Seiltriebe gewisse Schwierigkeiten wegen der Stationspfeiler; jedenfalls gehört der Bau der letzteren zu den wichtig-

Fig. 901.



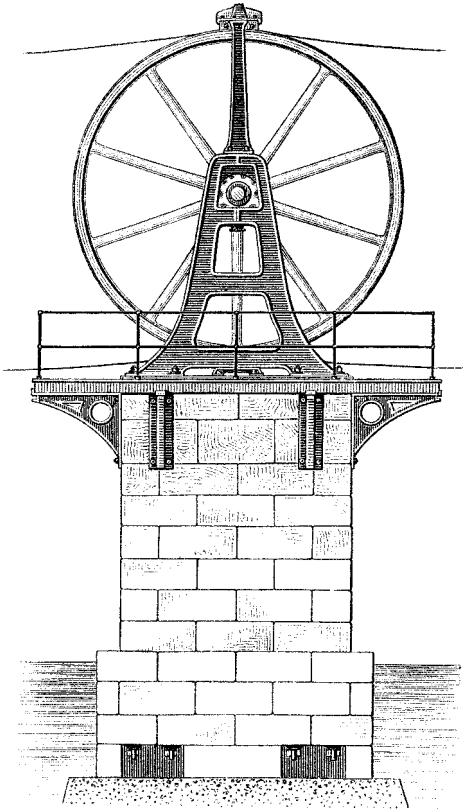
sten Theilen des Ganzen, weshalb hier noch Angaben darüber gemacht werden sollen*). Hierbei kann wesentlich auf gute Ausführungen verwiesen werden.

Fig. 901 stellt einen gemauerten Stationspfeiler für eine Zwischenstation dar. Es ist Ziegelmauerwerk auf Bruchstein-

*) Vergl. D. H. Ziegler: „Grosse Turbinen und Drahtseiltransmissionsanlagen, entworfen und ausgeführt von Joh. Jak. Rieter & Co. in Winterthur (Schweiz), 1876 (nicht im Buchhandel).“

unterbau angenommen; ähnlich gebaut, nur etwas einfacher, sind die Pfeiler des im vorigen §. angeführten Seiltriebs von Oberursel, betrieben seit 1858, welcher 104 PS auf 966 m Entfernung überträgt; er ist in acht gleiche Strecken getheilt, hat also zwei End- und sieben Zwischenstationen; Streckenlänge $966 : 8 = 120,75$ m, $R = 1875$, $n = 114,5$, $v = 22,37$, $\delta = 1,75$, $i = 36$; Höhenunterschied zwischen den Endpunkten 44,406 m.

Fig. 902.



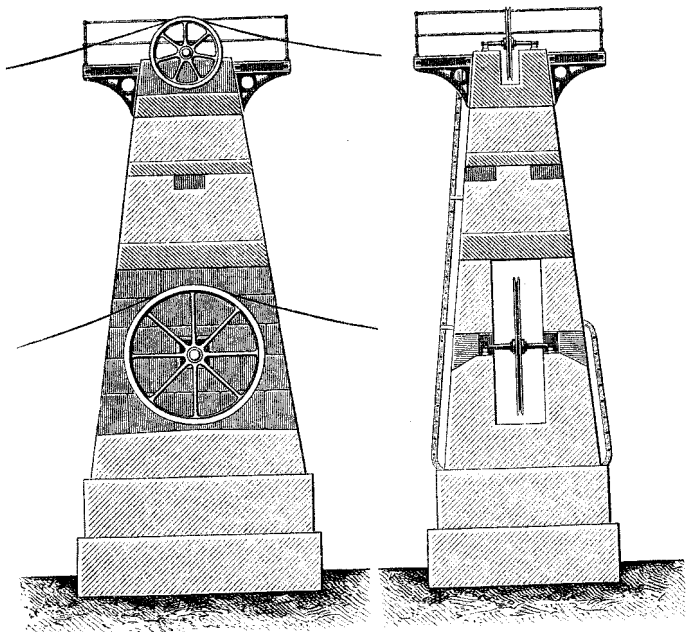
Die Anlage der Wasserwerksgesellschaft in Schaffhausen (erbaut von J. J. Rieter & Co.), seit 1866 im Betrieb, entzieht den Stromschnellen des Rheims 760 PS; abgegeben werden: am linken Rheinufer 200 PS mittelst Triebwellen, 560 PS durch Seiltrieb zunächst in einer Strecke über den Rhein mit einem Rollenstande a von 117,6 m, vermittelt zweier gleicher Seile von zusammen 530 PS (mit $n = 180$ $R = 2250$, also $v = 23,56$) und eines dritten von 30 PS ($n = 180$, $R = 900$) und von der daselbst aufgestellten Wechsel- und Theilstation

etwa 480 PS rheinaufwärts in drei Hauptstrecken von den Längen 115,2, 101,4 und 138,9 m. Drahtzahl bei den schweren Seilen $i = 80$, Drahtdicke $\delta = 1,85$, 8 Litzen zu 10 Drähten. Einen Zwischenstationspfeiler stellt Fig. 902 dar; er darf als ein Muster von gutem Maschinenbaustil bezeichnet werden. Es liegen zwei Scheiben hintereinander. Man hat, um das Herausspringen der

Seile aus den Kimmen unmöglich zu machen, über dem Scheibenscheitel einen Schutzbalken angebracht, solchen indess bei späteren Konstruktionen als entbehrlich weggelassen.

Die ebenfalls von Rieter & Co. erbaute Turbinen- und Seiltriebanlage der *Société générale suisse des eaux et forêts* in Freiburg in der Schweiz, entzieht der Sarine gegenwärtig eine Arbeitsstärke von 600 Pferden*), von welchen 300 mittelst Drahtseiltriebs an verschiedene, weit von der Wasserstätte entfernte Fabriken abgegeben werden. Zunächst ersteigt der Seiltrieb in fünf Strecken von je 153 m die Höhe von 81,844 m zu einer Säge-

Fig. 903.



mühle; Fig. 903 stellt einen der hier sehr hoch auszuführenden Stationspfeiler mit zwei Rollen dar; eine der Stationen (Nr. II.) liegt in einem für den Seiltrieb hergestellten Tunnel. Drahtzahl i des Seiles 90, Drahtdicke $\delta = 1,8$ mm, 10 Litzen zu 9 Drähten, $R = 2250$, $n = 81$, $v = 19$ m. Von da aus geht die Kraft zu einem Theil mittelst Winkel- und Theilstation zu der gedachten

*) Im Plane liegt, 2100 PS mittelst vier verschiedener Seiltriebe von der Sarineschlucht auf das Plateau von Perolles zu führen.

Sägemühle und zum anderen Theil weiter. Fernere Theilungen und Richtungswechsel finden dann noch statt. Fig. 904 stellt eine der Winkel- oder Wechselstationen dar. Ausser der erwähnten Sägemühle (von 16 Gattern) werden noch eine Waggonfabrik, eine Giesserei, eine Düngerfabrik und mehrere andere kleinere Betriebe

Fig. 904 a.

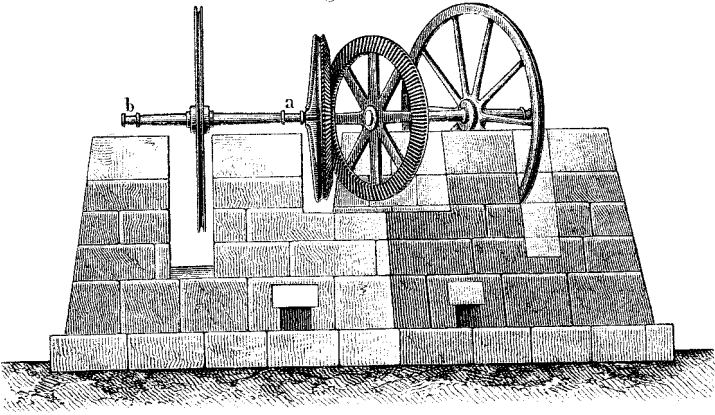
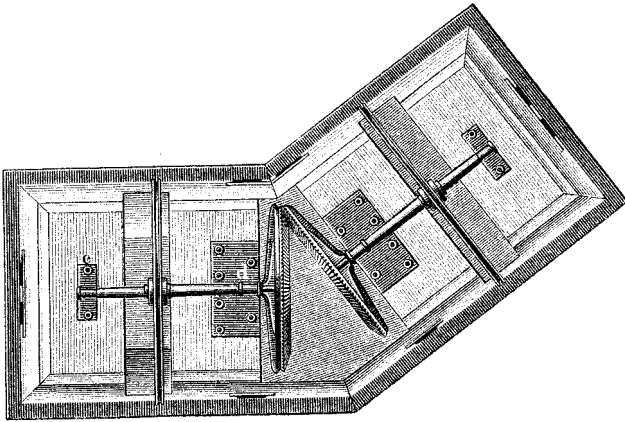


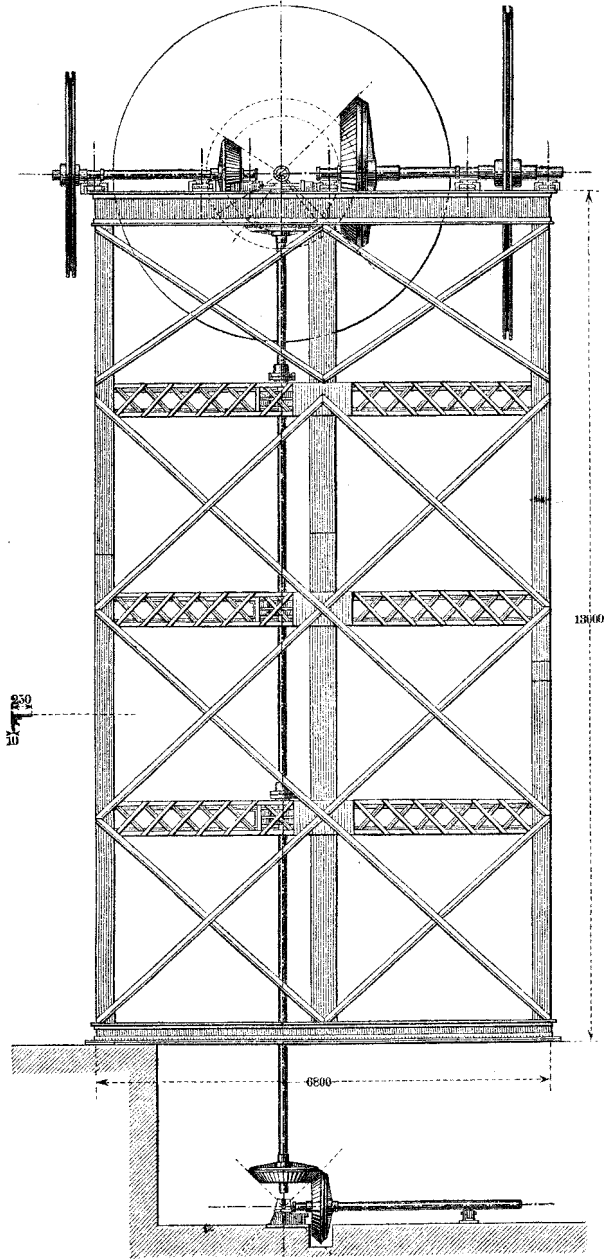
Fig. 904 b.



durch den Seiltrieb mit Kraft versorgt. Gesamtlänge der dafür angelegten Seilstrecken 2010 m.

Eine vierte grossartige Turbinen- und Seiltriebanlage hat die Firma Rieter & Co. für die „*Compagnie générale de Bellegarde*“ an dem letzteren Orte zur Ausnutzung der bekannten „*Perte du Rhône*“ ausgeführt. Der Rhone und der Valserine zusammen

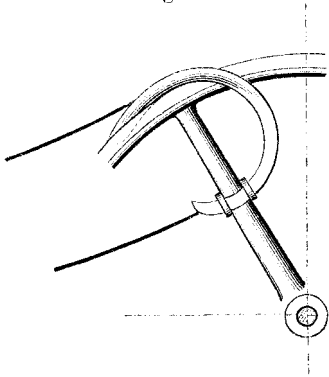
Fig. 905.



können daselbst mittelst fünf Turbinen von je 630 Pferden 3150 PS entzogen werden, welche durch Seiltriebe auf das Plateau von Bellegarde geleitet werden können, einstweilen indess nur zum kleinen Theile dort verbraucht werden*).

Zur Ausnutzung des Arbeitsvermögens der Limmat hat die Stadtgemeinde Zürich eine Turbinen- und Seiltriebanlage bei genannter Stadt errichtet, welche durch die Firma Escher-Wyss & Co. ausgeführt worden ist. Hier sind die wegen verschiedener Umstände sehr hoch zu bauenden Pfeiler nicht aus Stein, sondern aus Schmiedeisen hergestellt. Fig. 905 stellt eine Theilstation dieser Leitung dar. Letztere ist rund 1 km lang und leitet 150 PS von den 900 PS, welche die Turbinen dem Gefälle entnehmen**)

Fig. 906.



ab; 80 PS wurden durch Theilstationen seitlich abgegeben.

Bei Petersburg ist ein Drahtseiltrieb in zehn Strecken zum Betrieb der Kaiserl. Pulverfabriken eingerichtet worden. Von jeder der zehn Stationen, welche sämmtlich ausserhalb der Umwallung der Anlage liegen, wird mittelst einer durch den Wall gehenden Triebwelle der betreffende Kraftantheil in das Betriebsfeld geleitet.

Zum Auflegen der Drahtseile auf die Treib- und Zwischenrollen dient in vorzüglicher Weise der von Ziegler aus dem Herland'schen Riemenauflieger abgeleitete Seilaufleger, Fig. 906, eine windschief gekrümmte Winkel-eisenrinne, welche in die Kimme eingehängt und mit Hakenschrauben an eine Radspeiche festgeklemmt wird. Das einmalige Krümmen des Seiles nach dem kleinen Halbmesser schadet dem Seile erfahrungsgemäss nicht.

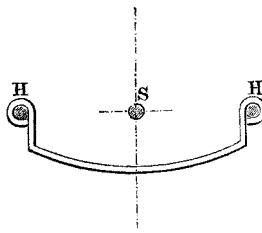
Wenn ein Seiltrieb einen Weg, öffentlichen oder privaten, überschreitet, wird es meist erforderlich oder wird behördlich vorgeschrieben, unter dem Drahtseil eine Schutzvorrichtung anzubringen, welche das etwa zerreisende Seil aufzufangen be-

*) Eine Mittheilung s. Engineering 1874 (Bd. 37).

**) Die ganze durch die Turbinen entnehmbare Leistung beträgt 1150 PS; jetzt werden 750 PS für die städtische Wasserleitung verbraucht.

stimmt ist. Eine sehr einfach gebaute Schutzvorrichtung haben Rieter & Co. eingeführt. Man kann sie eine Hängematte nennen.

Fig. 907.



Unterhalb des laufenden Seiles *S*, Fig. 907, werden zwei stehende Seile *HH* ausgespannt und aus ihnen und den quer über sie gelegten schmiedeisernen Bügeln die Fangvorrichtung gebildet. Tiefe der Ausbiegung der Hängematte bei den Rieter'schen Ausführungen $\frac{1}{2}$ m, Abstand der Querbügel oder -Gurten voneinander etwa 3 m.

§. 300.

Effektverluste im Drahtseiltrieb.

Die Nebenhindernisse des Drahtseiltriebes bestehen wesentlich in der Zapfenreibung der Rollenachsen und der Steifigkeit des Seiles; der Schlupfverlust (s. §. 284) fällt gänzlich unbedeutend aus, auch der Luftwiderstand der Speichen ist vernachlässigbar klein*).

a) Zapfenreibungen. Nehmen wir eingelaufene Zapfen an, so haben wir nach (100) für die Reibung *F* den Werth $\frac{4}{\pi} f Q$ zu setzen, wenn *Q* die Zapfenbelastung. Hiernach ist bei der Umfangsgeschwindigkeit *c* des Zapfens der in kgm ausgedrückte Effektverlust: $F_c = \frac{4}{\pi} f Q n d \pi : 60 \cdot 1000$ oder

$$F_c = \frac{f n d Q}{15000} \dots \dots \dots (307)**)$$

1. Beispiel. An dem Seiltrieb von Oberursel haben mehrfach Kraftmessungen stattgefunden; *Q* beträgt für beide Zapfen zusammen beim vierten Pfeiler 1340 kg, *d* ist 95, *n* = 114,6. Beim Reibungskoeffizienten $f = 0,09$ ***) erhalten wir für diesen Fall $F_c = 0,09 \cdot 114,6 \cdot 95 \cdot 1340$

*) Vergl. Leloutre a. a. O., S. 343, wo eine Berechnung desselben ausführlich durchgeführt ist.

**) Viel angewandt ist die Redtenbacher'sche Formel $F_c = f n d Q$: 1910, wobei *d* in cm; sie liefert zu kleine Werthe, indem sie nämlich den Faktor $\frac{4}{\pi}$ vernachlässigt; dem gegenüber wird von den Experimentatoren aus den Versuchen ein kleinerer Reibungskoeffizient, als vorhanden ist, abgeleitet, wodurch die Weglassung ausgeglichen wird.

***) Ein Werth, der durch Versuche von Leloutre und Zuber an Ort und Stelle ermittelt wurde.

: 15 000 = 87,53 kg_m oder in Pferden: $N_z = 87,53 : 75 = 1,176 \text{ PS}^*$. Für acht Stationen (die Antriebsstelle mit 135 mm dicker Welle ausschliessend) gäbe dies, wenn der gefundene Werth als Mittelwerth gilt, einen Verlust von $8 \cdot 1,176 = 9,36 \text{ PS}$, d. i. rund $\frac{1}{18}$ der ganzen in den Seiltrieb eingeleiteten Arbeitsstärke von 104 PS im Maximum und gar nahe $\frac{1}{4}$ der Minimalleistung von 40,3 PS, welche die Turbinen bei kleinem Wasserstande zeigen. Hieraus geht hervor, dass man die Zapfen für die Rollen ja nicht unnötig dick nehmen soll.

b) Seilsteifigkeit. Nach den älteren Anschauungen der Seilsteifigkeit müssten die dieselbe verursachenden Verluste vernachlässigbar klein sein, was aber gemäss den Entwicklungen in §. 268 nicht der Fall ist. Die unter (253) angegebene Weisbach'sche Formel hat, wenn auch einen beschränkten, doch immerhin einigen Werth. Wenden wir sie hier an, so erhalten wir $S = 0,49 + 2,38 \cdot T' : R$, wenn wir unter T' die Anspannung des Seiles verstehen. Daraus folgt dann für den Effektverlust in kg_m :

$$S_v = 2,38 v \left(0,206 + \frac{T'}{R} \right). \dots (308)$$

2. Beispiel. Für den obigen praktischen Fall sind die Angaben $c = 22,37$, $R = 1875$ und $T' = \frac{1}{2}(T + t) = 0,5 \cdot 922 \text{ kg}$, womit kommt: $S_v = 2,38 \cdot 22,37 (0,206 + 461 : 1875) = 53,24 (0,206 + 0,246) = 24,06$. Auf die Strecke oder auf den Pfeiler kommt dieser Verlust zweimal, gibt 48,12 kg_m , und für alle acht Strecken: $8 \cdot 48,12 = 384,96 \text{ kg}_m$, oder in Pferden ausgedrückt: $N_s = 384,96 : 75 = 5,13 \text{ PS}$. Zählt man diesen Verlust zu dem obigen für Zapfenreibung, so ergibt sich als Gesamtverlust $N_{zs} = 9,36 + 5,13 = 14,49 \text{ PS}$. Direkte Messungen von Ziegler haben ergeben 13,341 Pferdestärken**), wonach die angestellte Steifigkeitsberechnung sich als immerhin anwendbar herausstellt. Der Gesamtverlust, wie wir ihn berechnet und wie er gemessen worden, stellt sich somit zu $14,49 : 104$, d. i. 13,9 Prozent von der maximalen, und zu $14,49 : 40,3$, d. i. 38,9 Prozent von der minimalen Leistung der Turbinen heraus. Auch der kleinere von diesen beiden Prozentsätzen ist von sehr beachtenswerther Grösse.

§. 301.

Des Verfassers System für grosse Drahtseiltriebe.

Die vorstehenden Erörterungen haben gezeigt, wie der Drahtseiltrieb als Kraftträger ausgezeichnete Dienste leisten kann und

*) Versuche von Ziegler sowohl, als von Leloutre und Zuber haben mehr ergeben, beschlossen aber auch die Seilsteifigkeit in sich.

**) In Wirklichkeit 15,246 PS, wovon aber hier $\frac{1}{8}$ abgezogen wurde, um den Ueberschuss des Reibungsverlustes, welchen die 122 mm dicke erste Hauptwelle verursachte, auszuschliessen.

auch in der grossen Maschinenpraxis sich eine wichtige Stellung erworben hat. Seine manchmal grossartigen Anwendungen zeigen eine treffliche konstruktive Durchbildung und lösen die gestellte Aufgabe mit befriedigendem Erfolg. Dennoch scheint es möglich, Verbesserungen in der Gesamteinrichtung anzubringen, vor allem da, wo grosse Kraft in erhebliche Entfernung geleitet werden soll und der Seiltrieb deshalb in eine grössere Anzahl von Strecken getheilt werden muss. Für diese Fälle hat sich bis jetzt das Ziegler'sche System der Zwischenrollen allerdings sehr gut bewährt und ist sozusagen zum herrschenden geworden. Immerhin haften aber auch ihm noch Eigenthümlichkeiten an, welche die Anwendung des Drahtseiltriebes erschweren.

a) Die meistens erforderliche grosse Pfeilerhöhe, zu deren Steigerung die unbedingt nothwendige bedeutende Rollenhöhe noch beiträgt.

b) Die unerlässliche Breite des Pfeilers, der nicht nur das untere Seiltrum hoch über den Verkehrsraum heben muss, sondern auch, wenn nur ein Seil aufliegt, einem beträchtlichen Zug in der Streckenrichtung ausgesetzt ist.

c) Die Nothwendigkeit, die Pfeiler für Theilstationen des Räderwerkes wegen sehr stark zu bauen. Alles dieses macht der Zürcher Pfeiler, Fig. 905, recht einleuchtend.

d) Die bisher (wegen unzutreffender Ansichten über die Steifigkeit der Drahtseile) unbeachtet gebliebenen oder doch zu gering veranschlagten Kraftverluste, welche die Seilsteifigkeit mit sich bringt (siehe den vorigen §.).

e) Die Betriebsstörungen wegen des Nachspannens schlaff gewordener Seile.

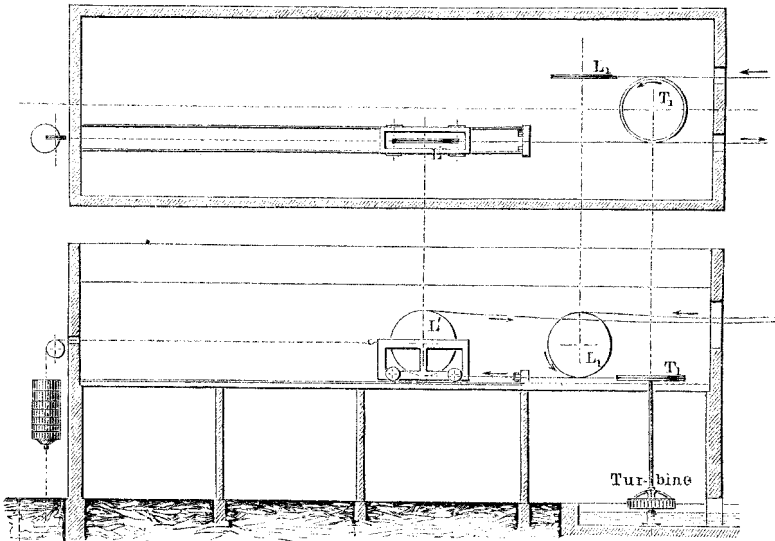
f) Die Nothwendigkeit, die Seile für die Sommerszeit, wo sie durch die Wärme am meisten ausgedehnt sind, genügend scharf anzuspannen, in Folge wovon sie zur Winterszeit unmöglich scharf angespannt sind.

g) Die Unzuträglichkeit, dass die aussen vor der Wand des Fabrikgebäudes angebrachten Treibrollen die Seilschmiere umherschleudern und das Gebäude sowie den Raum unter der Rolle beschmutzen.

h) Die Nothwendigkeit, die Zwischenrollen wegen der starken Seilanspannungen besonders widerstandsfähig und schwer zu bauen, was auch den Kraftverlust für Zapfenreibung erhöht.

Es wird also zweckmässig sein, Einrichtungen zu treffen, vermöge deren die Pfeiler niedrig und leicht gebaut, die Seile leicht, womöglich selbstthätig nachgespannt werden können; es wird gut sein, die Zahl der Spleissungen zu vermindern, die Kraftrollen im Innern des Fabrikgebäudes anzubringen, wo durch Schutzhüllen das Umherschleudern der Schmiere verhütet werden kann, und sodann, wo es immer geht, sehr leichte Scheiben anzuwenden. Alles dieses kann durch die im Folgenden zu besprechenden Anordnungen in einem hohen Grade von Vollkommenheit erreicht werden.

Fig. 908.



Zunächst ist zu empfehlen, so weit immer thunlich das Seilwerk eines ganzen Seiltriebes von der treibenden bis zur getriebenen Rolle aus einem einzigen endlosen Seil bestehen zu lassen, damit möglichst viele Rollen nur als Tragrollen zu wirken haben und daher ganz leicht gebaut werden können. Sodann wird es zweckmässig sein, beide Seilträger auf gleiche, und zwar die geringste statthafte oder erwünschte Höhe über den Boden zu verlegen.

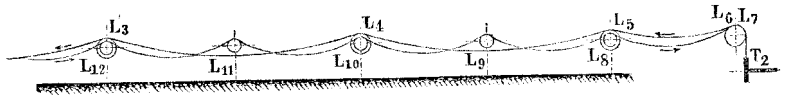
Zu dem Ende bringen wir in der Kraftstätte, wie wir die Kraftmaschinenstation nennen wollen, die erste Treibrolle T_1 , Fig 908, liegend unmittelbar auf der Kraftmaschinenwelle oder

auf einer mittelst Stirnrädern von dieser betriebenen Vorgelegewelle an, leiten sodann das führende — stark gespannte — Seiltrum über eine stehende, im Kraftmaschinenhaus in festen Lagern laufende Leitrolle L_1 und führen es in waagerechter, steigender oder fallender Richtung von da hinaus auf die erste Strecke.

Das geführte Trum lassen wir von der Treibrolle T_1 aus auf eine Spannrolle L' gehen, welche auf einem Spannwagen gelagert ist, der auf waagerechten, der Streckenebene parallelen Schienen läuft und durch eine Last von etwas mehr als $2t$ Gewicht rückwärts gezogen wird. Von der Spannrolle L' aus lassen wir das geführte Trum in derselben Höhe wie das führende hinaus auf die Strecke treten. Der Spannwagen und seine Bahn sind hier unter Dach und Fach gebracht. Dies setzt voraus, dass die Neben- und Unterräume noch zu anderen Zwecken Verwendung finden sollen, als Magazin, Werkstatt, Wärterwohnung. Ist dies nicht der Fall, so kann der Apparat auch ins Freie gelegt werden.

Die Stationen für beide Trümer werden nunmehr, wofern unterwegs keine Krafttheilung stattzufinden braucht, reine Trag-

Fig. 909.



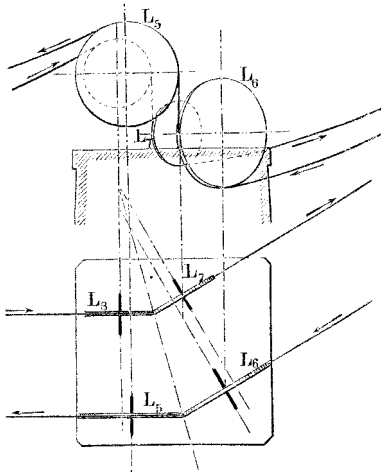
stationen. Ist der Seiltrieb ein normaler, kein straffer (§. 293), so werden für gleiche Senkung beider Seiltrümer die Strecken für das geführte Trum halb so lang als die für das führende, so dass nun doppelte (zweirollige) und einfache Stationen abwechseln, wobei die Senkhöhen beider Seiltrümer ungefähr gleich gross ausfallen, s. Fig. 909.

Ist kein Richtungswechsel erforderlich, so laufen in dieser Weise die beiden Seiltrümer in parallelen Ebenen in einem Abstand gleich dem Durchmesser der Treibrolle T_1 bis zum Fabrikgebäude und in dieses oder in einen Vorbau desselben hinein, und gehen dort über stehende Leitrollen L_6 und L_7 auf die stehende Treibrolle T_2 über.

Nach dem Abstellen der Kraftmaschine zieht das führende Seiltrum den Spannwagen nach der Turbine hin, da beide Trümer dann die Anspannung $\frac{1}{2}(T + t)$ annehmen. Am Bahnende können Federbuffer angebracht werden. Auch den Lagerstuhl der ersten Leitrolle L_1 des führenden Trums kann

man gegen federnde Buffer legen und kann daselbst auch dynamometrische Beobachtungen vorsehen. Wird der Seiltrieb aus dem Stillstand in den Bewegungszustand übergeführt, so läuft die Spannrolle L' langsam zurück und erteilt dem geführten Trum die richtige Anspannung t . Je mehr das Seil sich (anfänglich) streckt, um so weiter zurück verlegt sich das Spiel des Spannagens, welchem allenfalls die Buffer nachgerückt werden können. Ist der Spielraum des Spannagens erschöpft, so wird das Seil gekürzt und neu geschürzt. Das Recken des neuen Seiles findet übrigens in geringerem Maasse statt, als beim

Fig. 910.



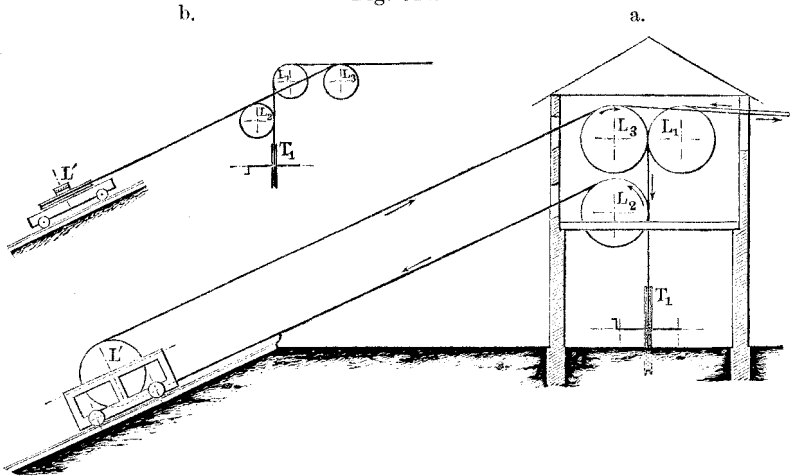
Seiltrieb mit Zwischenrollen, da die Halbumschlingungen der Rollen seltener sind. Letzterer Umstand vermindert auch bedeutend den Seilverweiss.

Sind Winkel- oder Wechselstationen erforderlich, so kann denselben die in Fig. 910 skizzierte Anordnung der Rollen gegeben werden, bei welcher für jedes Seiltrum nur zwei Rollen, nicht drei, wie früher, erforderlich sind und Zahnräder mit ihrem nicht unbedeutenden Kraftverlust gänzlich in Wegfall kommen.

Ist an der Kraftstätte die erste Treibrolle T_1 stehend statt liegend, so kann die in Fig. 911a (a. f. S.) angegebene Anordnung benutzt werden, wo dann eine Leitrolle mehr vorkommt als oben. Zugleich ist hier gezeigt, wie verfahren werden kann, wenn die Spannagenbahn sich geneigt anlegen lässt, wo dann das Gewicht des angemessen belasteten Spannagens selbst den Rückwärtszug ausübt. In Fig. 911b ist noch gezeigt, wie man die Spannrolle auch liegend anbringen kann. Gemäss den an der Newyork-Brooklyner Taubahn gemachten Erfahrungen scheint es für Seiltriebe von stark wechselnder Wirkung sich zu empfehlen, dem Spannagen eine Bremse zu geben, welche ihn zwar nicht beim Spannen, wohl aber beim Rückgang gegen die Kraftrolle hin in seiner Bewegung mässigt. Ein Reibungsgesperre nach Fig. 709 würde sich hierzu eignen, wenn man den Winkel σ etwas grösser wählt, als Formel (233) angibt.

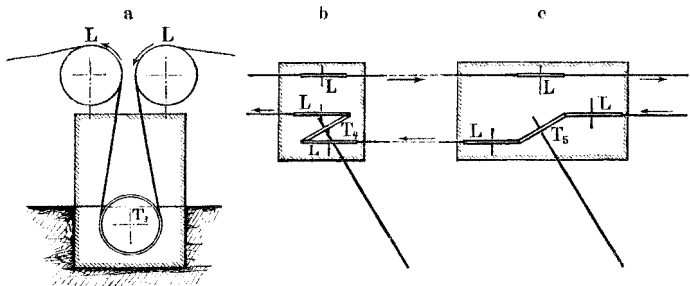
Muss die Treibrolle T_2 im Fabrikgebäude in der Ebene eines der beiden Seiltrümer gelegt werden, so wird ihr das andere über eine einfache Winkelstation zugeleitet. Ist der Seiltrieb recht lang, erfordert er also eine grössere Anzahl von Tragstationen, so gestattet noch die Leichtigkeit, mit welcher wir unsere obigen Winkelstationen bilden können, die beiden Seil-

Fig. 911.



trümer auf den Strecken so nahe wie immer sonst statthaft sein mag, zusammenzurücken.

Fig. 912.



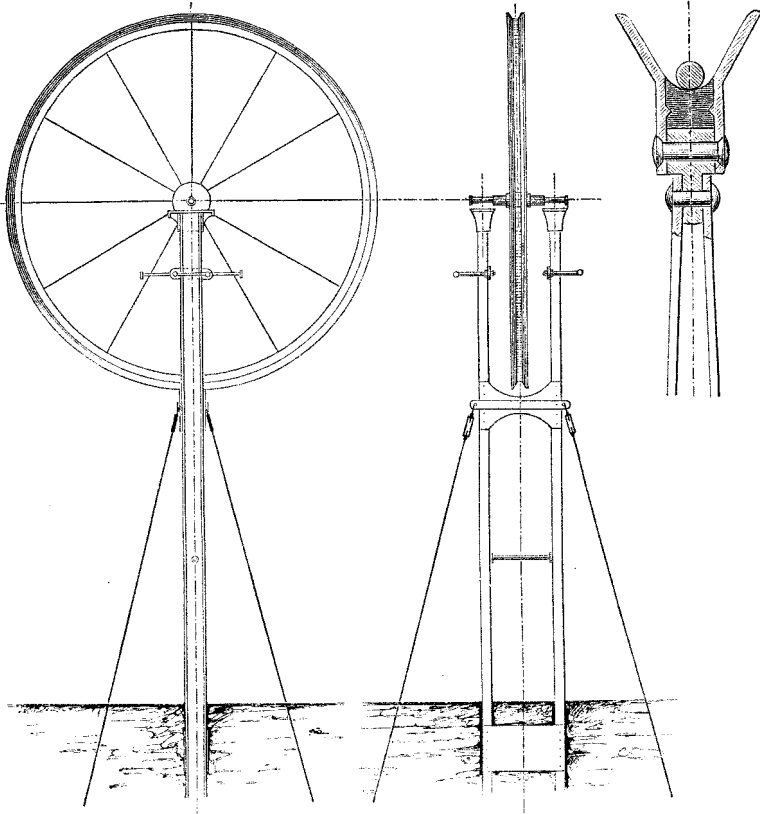
Anders als früher gestalten sich nun auch die Theilstationen. Auch bei ihnen kann zunächst das Zahnräderwerk gänzlich vermieden werden. Sodann ergeben sich leicht die Anordnungen für Ableitungen in verschiedenen Richtungen. Fig. 912 Ableitung bei tiefliegender Achse der Nebenrolle, *a* bei rechtwinkliger, *b*

und *c* bei schiefwinkliger Stellung derselben zur senkrechten Streckenebene.

Die Kleinheit der Kräfte, welche bei dem vorliegenden System auf die Tragrollen kommen, gestattet es, wie schon angedeutet, diese Rollen sehr leicht zu bauen. Ein Hinderniss hierfür liegt

Fig. 913.

Fig. 914.

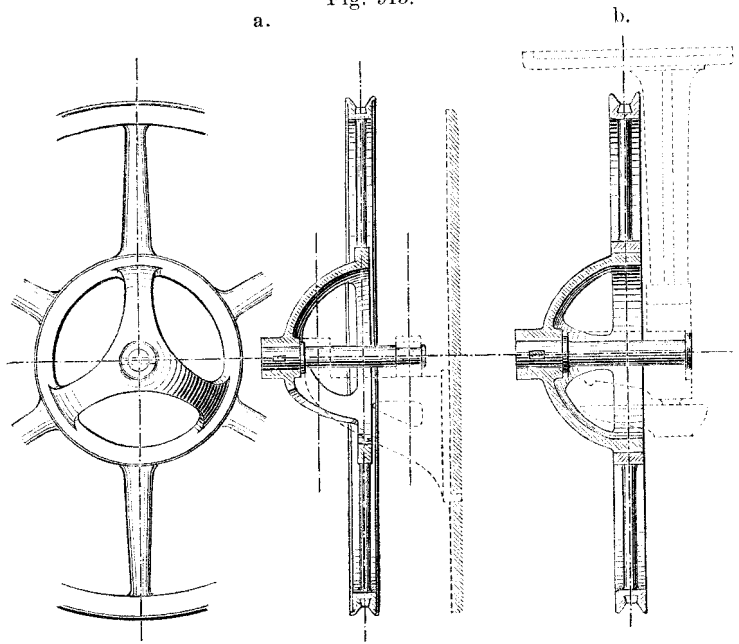


noch in dem gusseisernen Rollenkranz. Es möchte sich daher empfehlen, den Kranz aus Schmiedeeisen, und zwar aus kreisförmig gebogenem Winkeleisen mit zwischengenieteter Formschiene als Felgenkranz herzustellen, Fig. 914. Für das Biegen der Felgen wären geeignete Biegewalzwerkchen anzuwenden. Das Festhalten der Lederbesatzblätter wird hier durch vorspringende Kerbringe erzielt. Die Speichen lassen sich aus dünnem Flach-

eisen bilden, die Nabe aus Gusseisen, zum Aufschrauben der Speichen vorgerichtet, herstellen, oder auch die letzteren in die Nabe eingiessen, wobei dieselbe auch unschwer zweitheilig zu bilden wäre. Das Gewicht einer solchen Scheibe wird sehr gering ausfallen.

Für die Tragpfeiler eignet sich sodann u. a. eine Bauart, wie die in der Figur 913 angedeutete. Zwei senkrechte Ständer aus U-Eisen, in der Erde in einem rohen Steinblock eingeleit, mittelst Spannstangen, die an Steinklötzen verankert sind, gehalten, tragen oben die gelenkigen Lager für die Rollenzapfen. Eine Querstange ist an jedem Ständer unterhalb des Lagers angebracht als Stütze für eine anzulegende Steigeleiter. In vielen Fällen möchte sich solch ein Eisenpfeiler billiger stellen, als ein steinerner.

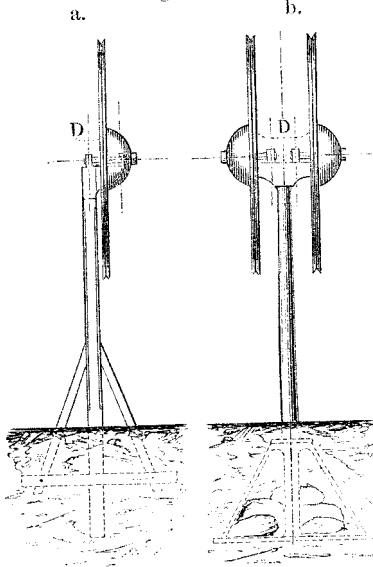
Fig. 915.



Auch die gusseiserne Trag- und Zwischenrolle lässt sich auf eine häufig Vortheil gewährende Weise umgestalten, nämlich so wie Fig. 915 darstellt. Die Nabe der Rolle wird ausserhalb der beiden Zapfen, die Mittelebene der Rolle aber nach wie vor

zwischen den Zapfenmitteln angebracht. Die Ansätze der Arme an die Nabe erhalten dabei ein etwa glocken- oder schirmförmig ausbildbares Profil; der Verfasser schlägt daher für diese von ihm angegebene Rolle den Namen Schirmrolle vor. Dieselbe gewährt den Vortheil, fliegend auf der Achse befestigt, also seitlich frei zu sein, ohne die Zapfen ungleich und in entgegengesetzter Richtung zu belasten. Die Berechnung der Rollenachse fällt unter die in §. 132 unter d behandelte Aufgabe. Fig. 915 b zeigt noch eine andere Ausführungsform der Schirmrolle. Hier ist zunächst der eigentliche Schirm, Armschirm, Nabenschirm,

Fig. 916.



für sich ausgeführt und eine geradarmige Scheibe ihm aufgesetzt, was die Benutzung eines und desselben Schirmmodells für Rollen von verschiedener Grösse, sowie auch die Anwendung von Schmiedeisen für die äussere Rolle gestattet. Sodann sind die beiden Zapfen der Achse in einen einzigen zusammengezogen, der in ein einfaches steifes Zapfenlager gelegt werden kann, wie die Punktirung in zwei Formen andeutet.

Bei Anwendung der Schirmrolle gestalten sich einrollige wie zweirollige Stationen ganz besonders

einfach. Fig. 916 a zeigt eine einrollige Tragstation mit hölzernem Pfosten, der oben den in die Schirmrolle hineinreichenden Lagerstuhl trägt, Fig. b einen zweirolligen eisernen Pfeiler. Die Punktirung bei *D* bedeutet ein kleines Schutzdach für die Lagerung. (Der Nabenschirm ist hier nur der Kleinheit der Zeichnung wegen geschlossen dargestellt.)

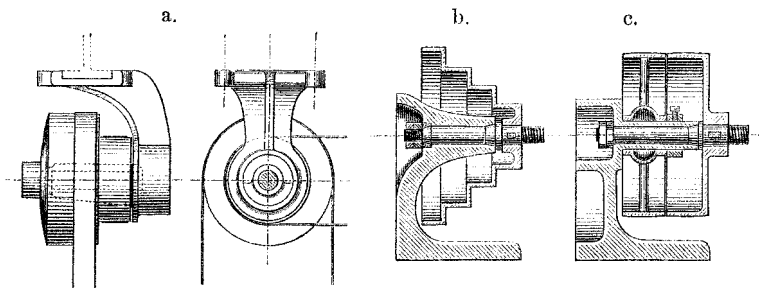
Ein Vergleich dieses Stationsaufbaues mit dem älteren, z. B. demjenigen in Fig. 903, lässt die durch Schirmrolle und das angegebene Seilsystem einzeln wie zusammen erzielbaren Bauvereinfachungen recht deutlich werden. Bemerkt sei noch, dass die Schirmrolle auch als Seilscheibe für Fördermaschinen brauch-

bar ist, desgleichen hie und da für Windtrommeln für Ketten wie Seile*).

Wenden wir das Gefundene nunmehr auf ein praktisches Beispiel an. Wir wählen dazu die Seiltriebanlage aus §. 300.

Beispiel. Der 104 pferdige Seiltrieb von Oberursel hat acht gleiche Strecken mit zwei Kraftrollen, eine an der Kraft-, eine an der Betriebsstätte, und sieben Zwischenrollen an ebensoviel Zwischenstationen ohne seitliche Ableitung. Dies ergibt 16 halbe Umschlingungen der Rollen, wofür wir oben einen Seilsteifigkeitsverlust von 5,13 PS ermittelt haben. Bei Anwendung des vorliegenden Systems erhalten wir drei halbe Umschläge an der Kraftstätte (vergl. Fig. 908), einen halben Umschlag an der Betriebs- oder Werkstätte, ferner ebendasselbst zwei Viertelumschläge wegen der Leitrollen L_6 und L_7 (vergl. Fig. 909), und sodann $7 + 3$ bis 4, sagen wir 11 sehr kleine, vielleicht $\frac{1}{30}$ betragende Umlegungen an den Tragstationen, die wir uns entsprechend umgebaut und mit ganz leichten Tragrollen ausgerüstet denken. Die genannten vier halben Umschläge ergeben $\frac{1}{4}$ des früheren Effektverlustes, die zwei halben werden wir höchstens zusammen der Hälfte einer halben Umschlingung und die 11 kleinen ebenfalls höchstens einer solchen Hälfte gleich rechnen dürfen; alle zusammen also nur etwa = 5 halben Umschlägen zu setzen haben. Dies ergibt einen Effektverlust für Steifigkeit von $\frac{5}{16}$ des früher berechneten, d. i. $\frac{5}{16} \cdot 5,13 \sim 1,60$ PS. Das ist noch ungünstig gerechnet, weil wegen des öfteren reichlichen Nachspannens der Streckenseile diese in der Mehrzahl der Fälle (vergl. oben Punkt f, S. 824) zu stark angespannt werden, während bei unserer Einrichtung stets ganz

*) Anwendungen der Schirmrolle im Seiltrieb werden unten noch mehrfach folgen; sie lässt sich aber auch für den Riementrieb nützlich verwerthen, wie einige Beispiele zeigen mögen. Fig. a Ersetzung einer ein-



fachen Vorgelegewelle durch eine Schirmrolle, b Anwendung der letzteren auf kleine Drehbänke, leichte Fräsbänke und ähnliche Werkzeugmaschinen, c Anwendung auf Fräs- und Bohrbänken etc. unter Anbringung einer losen Rolle nach Fig. 862. Auch für die Laufräder an Laufkränen, Drehscheiben, Schiebebühnen, Förderwägen (Hunden) u. s. w. bietet die Schirmrollenform oftmals Vortheile vor den bisher üblichen Ausführungsformen.

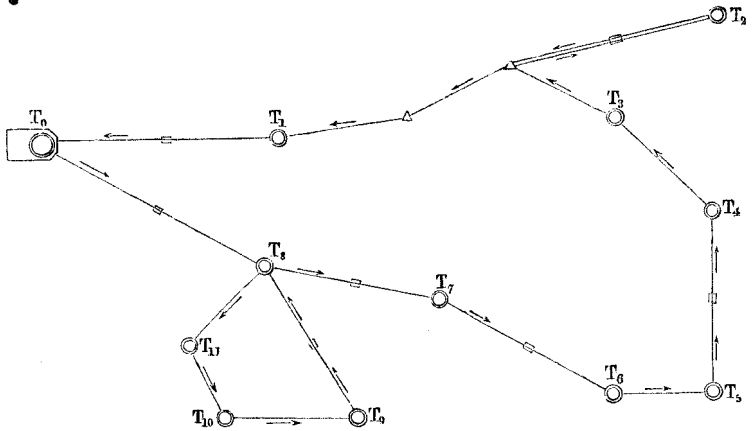
selbstthätig genau die gewünschte Anspannung in allen Seilrümern herrscht. — Die Zapfenreibungserluste können wir beträchtlich herabziehen, die an den sieben Zwischenstationen nämlich durch bedeutende Erleichterung der Tragrollen und die Verminderung der Tragrollenbelastung. Die Gesamtbelastung der Tragrollen dürfen wir, obwohl wir mehr Rollen erhalten, sicherlich auf nur $\frac{2}{3}$ der früheren anschlagen, die Zapfendurchmesser gut auf $\frac{1}{3}$ der früheren bringen. Dies ergibt für den Effektverlust $\frac{1}{3} \cdot \frac{2}{3} = \frac{2}{9}$ vom früheren Werth 9,36, d. i. 2,08 PS. Diesem Verlust noch denjenigen für die neu hinzugekommenen Leitrollen mit 0,4 PS zufügend, erhalten wir den gesammten Effektverlust $N_{zs} = 1,60 + 2,08 + 0,40 = 4,08$ PS. Der grösste übertragene Effekt N ist 104 PS, der kleinste 40,3; der Verlust ist im ersteren Falle nur rund 4, im zweiten 10 Prozent gegen 13,9 und beziehungsweise 35,9 Prozent, eine Ersparniss, welche gewiss lohnend genannt werden darf.

In diesem Beispiel kamen keine Theilstationen vor; die ganze, an der Kraftstätte in den Seiltrieb eingeleitete Kraft wurde, abzüglich der schädlichen Widerstände, in der Betriebsstätte am Ende der Bahn abgegeben. Beachtenswerth ist aber die Frage, wie es mit den Anspannungen im führenden Seiltrum steht, nachdem dasselbe eine oder mehrere Theilstationen durchlaufen hat. Gibt es an solchen Stationen die Umfangskräfte P_1, P_2, P_3, P_4 u. s. w. ab, so vermindert sich seine ursprüngliche Anspannung T um diese Werthe, was bei Ermittlung der Senkhöhen h diessseits und jenseits jeder Theilstation zu beachten sein wird. So wird also jede an einer Theilstation stattfindende Kraftableitung eine Aenderung der Anspannung des Taus verursachen. Immer aber wird die Summe aller P zur Anspannung t im geführten Trum an der ersten Treibrolle gezählt, die daselbst herrschende Anspannung T liefern, sodass die Berechnung von T und t aus der Gleichung $T - t = \Sigma P$ die frühere sein wird. Hieraus können wir aber wichtige Folgerungen ziehen.

Erheben wir nämlich das Abgeben von Kraft an Theilstationen zum Prinzip, so können wir das ganze Arbeitsvermögen eines Seiltriebes auf Theilstationen vertheilen, und erhalten einen Seiltrieb, in welchem ein einziges Seil die ganze Strecke entlang läuft, wie Fig. 917 (a. f. S.) schematisch darstellt. Das Seil gibt an den Stellen T_1, T_2, T_3, T_4 bis T_{11} Kraft ab, indem es den ganzen Betriebskreis durchläuft. Es tritt unter irgend einem Winkel mit der Anspannung t aus dem Kraftmaschinenhaus heraus und nach vollzogenem Umlauf mit der Anspannung $T = \Sigma P + t$ wieder in das Haus hinein. Alle Anspannungen auf den einzelnen Seilstrecken werden selbstthätig geregelt,

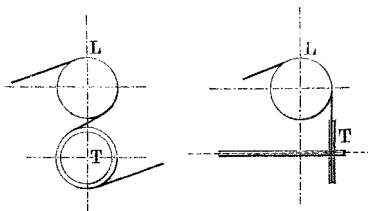
Schwankungen im Kraftbedarf, ja auch Abststellungen eingerechnet. Denn wenn die abzugebende Kraft irgendwo auch sinkt, bis zur Null herab, stellt sich immer von selbst der Spannwagen wegen

Fig. 917.



der Aenderungen der Seilspannungen so ein, dass $T - t = \Sigma P$, wobei t eine Konstante ist. Wir wollen einen solchen Seiltrieb wegen einer Durchlaufung eines Ringes oder Kreises von Betriebsstätten einen Ring- oder Kreisseiltrieb nennen. In unserer Figur sind die Tragstationen mit Viereckchen oder Dreieckchen, je

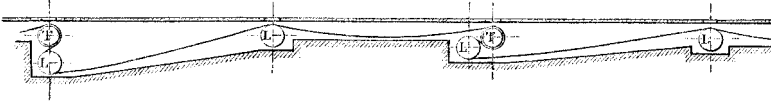
Fig. 918.



nachdem der Streckenverlauf gerade oder winklig ist, die Theilstationen mit Kreischen ausgezeichnet. Bei T₃ ist gezeigt, wie von dem Hauptseiltrieb noch eine Nebenleitung, ebenfalls ein Kreisseiltrieb, abgezweigt werden kann (derselbe würde ein Kreisseiltrieb zweiter Ordnung zu nennen sein, vergl. §. 260). Die Stationen lassen sich überall sehr einfach gestalten. Die Tragstationen werden einrollig bei geradem Fortlauf der Strecke, zweirollig bei winkligem; die Theilstationen kann man meistens auf der geraden wie auf der gebrochenen Strecke zweirollig, mitunter sogar einrollig herstellen, vergl. Fig. 918, wofern der Umschlagswinkel α ausreicht; wenn nicht, so sind drei Rollen erforderlich. Manchmal kann es gelingen, die Strecken sogar

unterirdisch anzulegen*), vergleiche Fig. 919. Um zu ermitteln, ob und wann ein Umschlagwinkel von gegebener Grösse α aus-

Fig. 919.



reicht, haben wir zu bedenken, dass nach (239) die Kraft P , welche durch die Rolle dem mit T' angespannten Seile höchstens entzogen werden kann, ist:

$$P = T' \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} = T' \frac{\varrho - 1}{\varrho} = \frac{T'}{\tau}$$

Wir wollen das Verhältniss von $P : T'$, welches die Reziproke des Anspannungsmoduls τ ist, den Ableitungsmodul nennen und mit θ bezeichnen, und haben also für den Ableitungsmodul:

$$\theta = \frac{1}{\tau} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} \dots \dots \dots (309)$$

Von der Zentrifugalkraft absehend, haben wir nach §. 290 für f' die Werthe $f = 0,22$ und $0,25$ zu berücksichtigen. Mit diesen erhalten wir folgende Zahlenwerthe für den Ableitungsmodul θ :

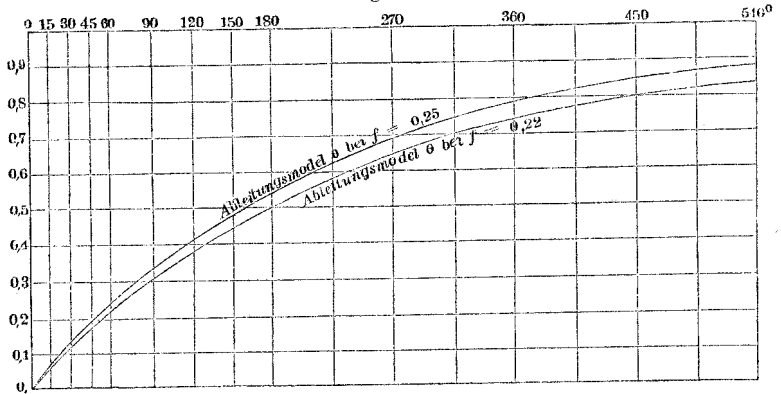
$\alpha =$	15°	30°	45°	60°	90°	120°	150°	180°	270°	360°	450°	540°
$f = 0,22$	0,06	0,11	0,16	0,21	0,29	0,38	0,44	0,50	0,65	0,75	0,86	0,83
$f = 0,25$	0,07	0,12	0,18	0,24	0,33	0,41	0,48	0,54	0,69	0,79	0,81	0,87

die in folgender Figur auch zeichnerisch zusammengestellt sind.

*) Unmittelbar vor der Drucklegung des Vorstehenden kamen mir die Vorschläge von J. Boone in S. Francisco, betr. „unterirdische Drahtseiltransmission“, zu Gesicht. Boone lässt das vor- und das rückwärtsgehende Tau in einem Taurohr ähnlich wie bei Taubahnen über kleine Tragrollen laufen, die in kurzen Abständen aufeinander folgen und richtet die Ableitungen ähnlich wie die in Fig. 911a angedeutete ein, wobei er indessen die Leitrollen LL durchschnittlich so klein wählt, dass sie in den Drähten eine zu hohe Biegungsspannung hervorrufen müssen. Siehe Schweiz. Bauzeitung, 1885, Mai, S. 130.

Ableitungsmodell θ für die Reibungskoeffizienten 0,22 und 0,25.

Fig. 920.



Aus dieser Zusammenstellung geht hervor, dass schon bei 30° Umschlag über $\frac{1}{10}$ der Anspannung T' des führenden Seiles diesem durch die Rolle entzogen werden kann, bei 90° gegen $\frac{1}{3}$.

Zugleich ergibt sich noch, wie zweckmässig es sein wird, für den Kreisseiltrieb vor allem die erste Treibrolle mit dem Seil weit zu umfassen, was durch Anwendung einer Gegenrolle nach Fig. 795 gut bis zu vier, ja auch sechs Rechten geschehen kann (vergl. S. 762 den doppeltwirkenden Riementrieb). Bei einspuriger Gegen-, also zweispuriger Hauptrolle wird $\alpha \geq 360^\circ$, sodass man θ mit mindestens 0,75 einzusetzen hat. Hiermit wird die spezifische Leistung des Drahtseiles beträchtlich erhöht und zwar auf das $1\frac{1}{2}$ fache. Setzt man $\tau = 1:\theta$ mit dem Werthe $\frac{4}{3}$ in Gleichung (276) §. 290 ein, so erhält man für die spezifische Leistung des Drahtseiltriebs mit Gegenrolle: $N_0 = \frac{4}{3} \mathfrak{E}_1 : \frac{4}{3}$, d. i.

$$N_0 = \mathfrak{E}_1 \dots \dots \dots (310)$$

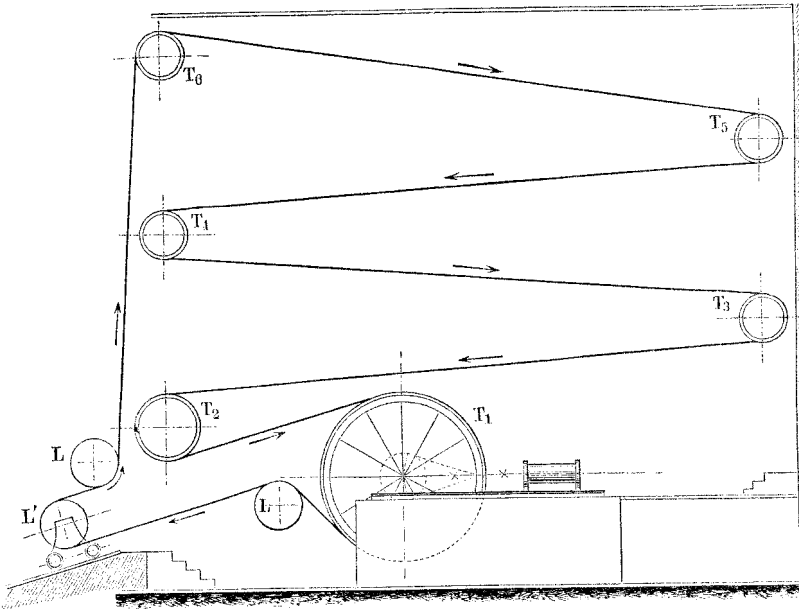
Die Einschlebung der Gegenrolle in die Rollenanlage der Kraftmaschine ist selten schwierig.

So weit gekommen, können wir nunmehr auch den Kreisseiltrieb zur Betreibung einer auf ein Gebäude beschränkten Fabrikanlage anwenden, auch ihn mit Vortheil an die Stelle des jetzt so sehr gebräuchlichen Hanfseiltriebes setzen. Dies sei an einem Beispiel gezeigt.

1. Beispiel. Die in Fig. 881, S. 787 dargestellte Hanfseiltriebanlage habe 16 Seile von 50 mm Dicke, welche jedes mit einer spezifischen Leistung $N_0 = \frac{1}{15}$ bei $v = 12$ m arbeiten. Dabei ist q , wie im 1. Beispiel S. 786

berechnet, $= 20 \text{ qcm}$. Dies gibt $N = q \cdot v \cdot N_0 = 20 \cdot 12 \cdot \frac{1}{15} = 16 \text{ PS}$ für jedes Seil, zusammen $16 \cdot 16 = 256 \text{ PS}$. Wir wählen nun die Anordnung Fig. 921 und ersetzen die 16 Hanfseile durch ein einziges 60drähtiges Stahldrahtseil, in welchem wir die mässige Zugspannung von 12 kg im führenden Trum eintreten lassen, die Geschwindigkeit v aber auf 16 m erhöhen wollen. Dann ist zu machen nach (276) der Gesamtquerschnitt q der Drähte $= \frac{1}{2} \cdot 256 : 16 \cdot 12 = 2,00 \text{ qmm}$ oder $= 200 \text{ qmm}$, d. i. auf den einzelnen Draht $200 : 60 = 3,67 \text{ qmm}$, was einer Drahtdicke $\delta = 2,16 \sim 2,15$ entspricht. Für obige Hanfseilanlage sei an der Dampfmaschine der Treibrollenhalbmesser 1800 mm gewesen; den Halbmesser haben wir, um die Seilgeschwindigkeit von 12 auf 16 m zu erhöhen, $\frac{4}{3}$ mal so gross, das ist

Fig. 921.

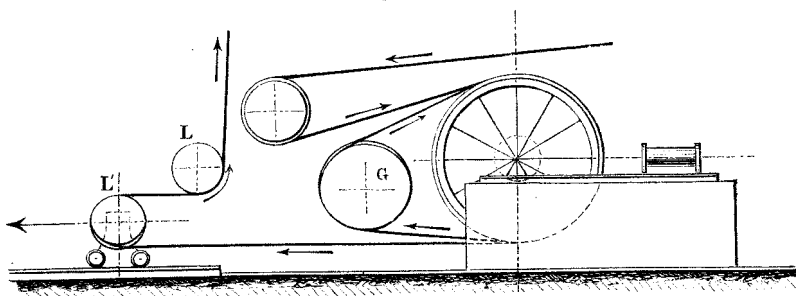


$= 2400 \text{ mm}$ zu nehmen. Hiermit ergibt sich eine Biegungsspannung $s = 10000 \cdot 2,15 : 2400 \sim 9 \text{ kg}$ (vergl. Formel (279)), was durchaus mässig und zulässig ist. Wir setzen also nunmehr an die Stelle der 16 spurigen Trommel von 7,6 m Durchmesser eine einspurige, mit Lederbesatz nach Fig. 897 ausgerüstete Scheibe von 4,8 m Höhe. Wichtig bleibt auch die Frage der Biegungsspannung bei den Lastrollen $T_2 T_3$ u. s. w. Angenommen, sie hätten beim Hanfseiltrieb 900 mm Halbmesser gehabt, so haben wir ihnen nun, um die alte Umlaufzahl beizubehalten, $\frac{16}{12} \cdot 900 = 1200 \text{ mm}$ zu geben. Damit erhalten wir aber nach (279) die Biegungsspannung $s = 10000 \cdot 2,15 : 1200 \sim 13$, was zur Zugspannung $\mathfrak{E}_1 = 12$ addirt, erst 25 kg ergibt, eine Gesamtspannung, welche für Stahldraht nach §. 266 noch gering ist. Die Leitrollen L nehmen wir gerade so gross wie die Treibrollen $T_3, T_4 \dots$, die Spannrolle L' kann leicht (um ihren Steifigkeitswiderstand klein zu halten)

etwas grösser genommen werden. Die schädlichen Widerstände werden kleiner als beim Hanfseiltrieb, da wir für Drahtseil einen kleineren Anspannungsmodul τ (nämlich 2 statt $2\frac{2}{3}$, s. §. 287) und wegen der vergrösserten Seilgeschwindigkeit auch eine kleinere Umfangskraft P erhalten; auch der Seilsteifigkeitsverlust wird kleiner; ganz in Wegfall kommt der Gleitungsverlust, den wir in §. 287 besprochen und als durchaus nicht unbedeutend erkannt haben.

Will man in einem Falle wie der vorliegende noch die Gegenrolle zu Hilfe nehmen, so kann man sie in der in Fig. 921 angedeuteten Lage anbringen. Gegenrolle G und Spannrolle L' kommen beide dann soviel schief zu stehen, dass die Entlenkung des Seiles, welche die Gegenrolle erfordert, durch die Spannrolle wieder ausgeglichen wird. Die spezifische Leistung des Seiles steigt hier wegen $\alpha > 360^\circ$ auf das $1\frac{1}{2}$ fache, von $N_0 = 8$ reichlich auf $N_0 = 12$. Dies gestattet eine Verminderung des Seilquerschnittes auf $\frac{2}{3}$ des oben

Fig. 922.



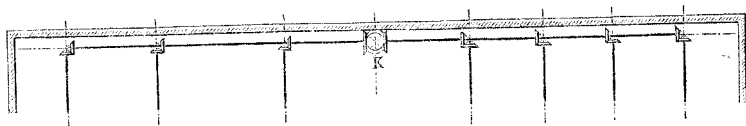
berechneten Werthes oder auf $q = \frac{1}{3} \text{ qcm} = 133 \text{ qmm}$. Wir geben nunmehr dem Seil nur 36 Drähte statt 60 und erhalten für den Drahtquerschnitt $133 : 36 \sim 3,79 \text{ mm}$, wofür $\delta = 2,18$ zu machen ist. Die Seildicke fällt = 8 bis 9 δ , d. i. 17,5 bis 19,5 mm (letzteres im neuen Zustande) aus. Es könnte für fraglich gehalten werden, ob in einem Falle wie der vorliegende der erzielte Vortheil gross genug zu erachten wäre, um die Anbringung der Gegenrollen zu rechtfertigen. Bei sehr grossen Kraftansprüchen dagegen, namentlich bei einem weit durchs Revier ziehenden Kreiseseiltrieb wird der Vortheil sehr gross. Unter Umständen lässt sich, wie noch bemerkt zu werden verdient, die Gegenrolle so legen, dass ihr Seilzug (beim Dampftrieb) einen Theil des Schwunradgewichtes ausgleicht — vergleiche auch in Fig. 911 — und damit die Zapfenreibung herabzieht.

Manche innere Triebwerke von Fabriken lassen sich bei Anwendung des Ringseiltriebs auch in den Wellenleitungen wesentlich einfacher gestalten, als man bisher bei Benutzung von Zahn-, meistens Kegelhädern, vermochte. Einige Beispiele seien vorgeführt.

Fig 923 a zeigt eine der Praxis entnommene Triebwerkanlage für eine Weberei. Von K aus werden durch zwei Längswellen

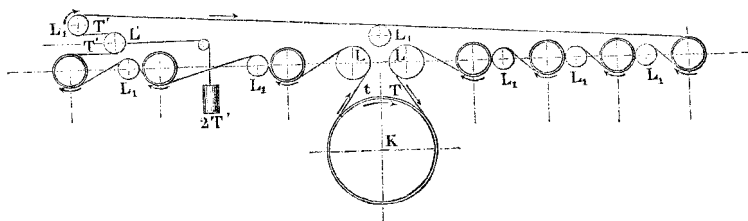
mittelst sieben Winkelräderpaaren ebensoviele Querwellen umgetrieben*). Fig. 923b zeigt, wie die Längswellen durch ein

Fig. 923 a.



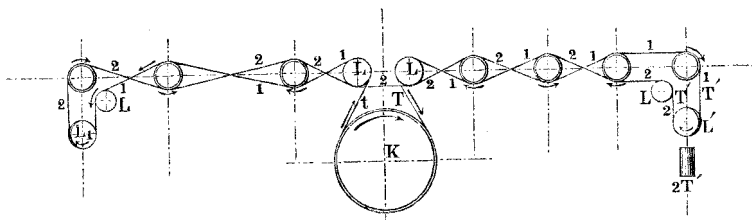
kreisendes Seil ersetzt werden können; es kommen sieben Treib-, neun Leitrollen und eine Spannrolle L' zur Verwendung; die Leitrollen können durchweg in der Form von Schirmrollen, Fig. 915, ausgeführt werden. Die Spannrolle ist mit $2T'$ belastet.

Fig. 923 b.



In Fig. 923 c ist eine andere Lösung dargestellt, bei welcher vorausgesetzt ist, dass man die Querwellen abwechselnd links- und rechtsläufig treiben dürfe. Dann lässt sich mit Vortheil die Doppeltwirkung des Zugorgans, welche §. 277 bei Fig. 860 besprochen wurde, anwenden. Mit 1 sind die Seilträger bezeich-

Fig. 923 c.



net, welche in der ersten Rollenebene, mit 2 diejenigen, welche in der zweiten laufen; die Ueberführung von Ebene 1 in Ebene 2 und zurück bewirken die Leitrollen L_1 und die Spannrolle L' .

*) In Fabriken, welche Spinnerei und Weberei vereinigen, finden sich öfter 12 bis 18 Querwellen.

Von den sieben Treibrollen empfangen fünf die Doppeltwirkung und sind dafür zweikimmig auszuführen.

Senkrecht übereinanderliegende parallele Wellen, bisher meist durch einen Königsbaum getrieblich verbunden, lassen sich in ähnlicher Weise günstig durch Kreisseil betreiben.

Wird in einem der vorliegenden Fälle gewünscht, auch die Kraftrolle K zweimal überlaufen zu lassen, so kann dies in der Form geschehen, welche Fig. 924 andeutet. Zwei Gegenrollen G_1

Fig. 924.

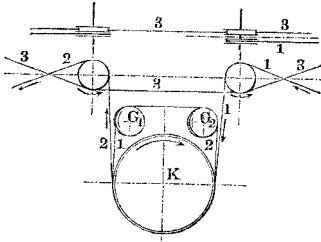
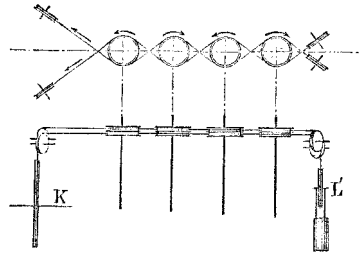


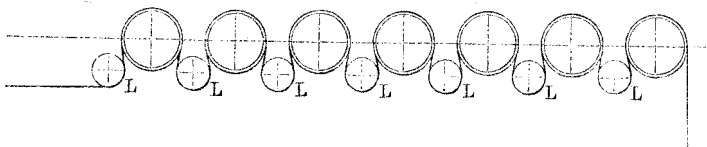
Fig. 925.



und G_2 bewirken die Ueberleitung aus Ebene 1 in Ebene 2. Für die fernere Leitung ist dann noch, wenn die Hauptanordnung, Fig. 923 b oder c vorliegt, die Verlegung eines Seilzuges in eine dritte Ebene (Auseinanderrückung der zwei Rollenkimmen) erforderlich. Fig. 925 zeigt sodann, wie man verfahren kann, wenn eine Reihe paralleler stehender Wellen, welche abwechselnd rechts und links laufen dürfen, von einer liegenden Welle K aus zu treiben wären.

Bei Getreidemühlen mit reihenweis aufgestellten Steinpaaren kann der Kreisseiltrieb auch Anwendung finden z. B. in der in Fig. 926 angedeuteten Anordnung, bei welcher alle Mühleisen

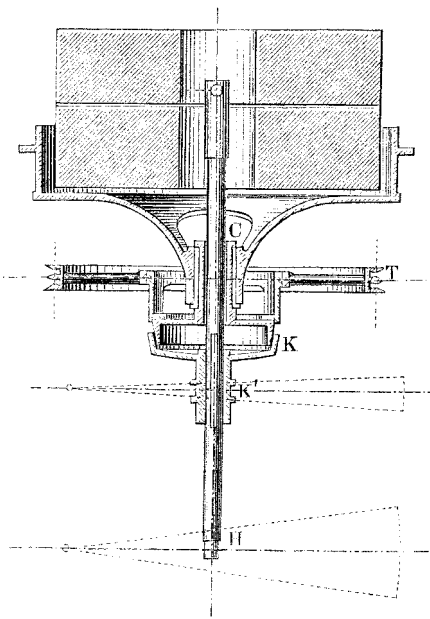
Fig. 926.



gleichläufig betrieben werden. Abwechslung im Drehungssinn würde übrigens hier nicht unzulässig sein, indem die Steinschärfung dann nur wechselnde Richtung zu haben brauchte. Dann aber liesse sich die doppeltwirkende Betriebsweise wie in Fig. 925 anwenden. Die zweikimmige Rolle T auf dem Mühleisen könnte dann so, wie Fig. 927 zeigt, angebracht werden. Sie ist wieder

eine Schirmrolle (Fig. 915), bei welcher aber die beiden Drehzapfen in einen einzigen zusammengezogen sind, dieser eine Zapfen ausserdem hohl ist und das Mühleisen mit Spiel konaxial umfasst. Bei *K*

Fig. 927.

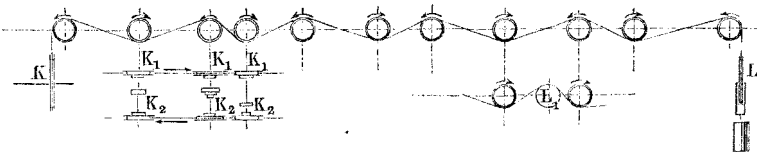


eine Kupplung (Kegelreibungskupplung oder verwandte Konstruktion), bei *K'* Ein- und Ausrückezeug dieser Kupplung, bei *H* Hebe- oder Lichtewerk für das Mühleisen.

Hat man in einer Werkstatt eine Reihe paralleler Vorgelegewellen zu treiben, welche alle, oder zum grössten Theil bald rechts, bald links umlaufen, bald stille stehen sollen, so eignet sich mitunter auch der Kreisseiltrieb recht gut, z. B. in der in Fig. 928 angedeuteten Form. Das Seil läuft auf der einen

Rollenreihe hin, darauf über die Spannrolle *L'* und über die andere Rollenreihe zurück. Bei *K₁* und *K₂* sind Reibungskupplungen angebracht gedacht, von denen eine für den Links-, eine für den Rechtsgang eingeleitet wird. Sollte gewünscht werden,

Fig. 928.



zwei aufeinanderfolgende der Vorgelegewellen gleichsinnig zu treiben, so hätte man nur eine Leitrolle (Schirmrolle), wie bei *L₁* angegeben, einzuschalten. Die von den Vorgelegewellen nach unten gehenden Rientriebe würden bei einer Anordnung wie die vorliegende besonders einfach ausfallen. In allen dargestellten Fällen wird der Ableitungsmodul entsprechend den oben,

Formel (309), gegebenen Regeln gemäss einzurichten und danach der Umschlagwinkel zu bemessen sein. Nimmt man — um ein Beispiel nach Fig. 925 zu betrachten — an, dass jedes der beiden Seilträger die Rolle um 30° umfasse, so hat man zu beachten, dass beide treibend auf die Rolle wirken, und dass der Antheil Kraft, welcher jedem Seiltrum entzogen werden kann, selbst bei dem kleineren Reibungskoeffizienten 0,22, nach der Zahlenreihe S. 835 0,11 beträgt. Nennen wir nun die Anspannungen, mit welchen die Seilträger die Rolle verlassen, T' und t' , so haben wir als Maximum der den Seilen entziehbaren Kraft: $P' = 0,11 (T' + t')$. Nun ist aber hier $T' + t'$ immer $= T + t$, und darin $T = 2 \Sigma P$, $t = \Sigma P$ (s. §. 264). Somit ist $P' = 0,11 \cdot 3 \Sigma P \sim \frac{1}{3} \Sigma P$. Wären also nur drei Lastrollen vorhanden, jede denselben Widerstand bietend, so würde der dargestellte Betrieb schon gehen können; um so sicherer ist er gangbar, wenn der Lastrollen mehr sind. In Mühlen mit 20, 30 und mehr Gängen würde somit die Methode sehr gut anwendbar sein und ein weit einfacheres Triebwerk, als die üblichen sind, liefern. Zu weit wird man andererseits das Prinzip nicht durchsetzen dürfen; denn bei kleinen, leichtgehenden Mühlen, wie den Graphit- und den Farbmühlen, wird der Riemen meist vortheilhafter sein, weil er in den Abstellvorrichtungen bequemer ist. Es sind also wesentlich die grösseren Triebkräfte, für welche der Kreisseiltrieb passt.

Zu dieser Klasse von Mühlenwerken zählen ausser den oben besprochenen Getreidemühlen noch die Kollermühlen für Trass, Kalk, Zement, Gips u. s. w., aber auch die Papierzeugmühlen und zwar sowohl die Holländer als die Holzzeugmühlen.

In allen diesen Fällen waren bisher meist schwere Längswellen mit Kegelräderwerk und Riementriebe mit breiten, schweren Riemen erforderlich, beides die Anlage- und Betriebskosten stark beeinflussend. Es sei noch die Anwendung des Kreisseiltriebs an einem Beispiel gezeigt.

3. Beispiel. Zum Betrieb von zwei Völtergängen für Holzzeug seien (reichlich gerechnet) zweimal 60 PS von zwei Turbinen aus mittelst Kreisseils zu übertragen; Umlaufszahl der Schleifsteinachsen 125. Wir betreiben von den Turbinenwellen aus mittelst Stirnrädern eine stehende Welle, auf welche wir die Antriebsscheibe des Seiltriebs setzen und geben ihr 125 minutliche Umläufe. Wir haben nun nach (276) die spezifische Leistung des Seiles: $N_0 = \frac{2}{3} \mathcal{E}_1$, wählen ein Gussstahlseil und setzen $\mathcal{E}_1 = 15$, so ist $N_0 = 10$. Geben wir nun dem Seil die Geschwindigkeit $v = 16$ m, so erhalten wir für den Seilquerschnitt aus (276) $q = 2 \cdot 120$

: $10 \cdot 16 = 0,75$ qcm oder 75 qmm. Die Drahtzahl $i = 36$ annehmend, erhalte wir hieraus den Drahtquerschnitt zu 2,08 qmm und dafür die Drahtdicke $\delta = 1,63$, die wir erhöhen auf 1,8 mm. Die Umlaufzahl 125 führt uns nun zu einem Rollenhalbmesser $R = 16 \cdot 1000 \cdot 60 : 2\pi \cdot 125 \sim 1250$ mm. Bei Anwendung desselben wird die Biegungsspannung s in den Drähten (siehe Formel 279) $= 10000 \cdot 1,8 : 1250 = 14,4$ kg, was durchaus mässig und zulässig ist. Das 120 PS von den Turbinen wegleitende Seil wird unter Zuhilfenahme von Leitrollen zunächst zum ersten Völtergange geführt, wo ihm 60 PS entzogen werden, und geht dann zum zweiten Gange, wo es den Rest abgibt. Die an Kraftaufwand unbedeutenden Nebenbetriebe werden von einer oder zweien der Leitrollen abgeleitet; der Spannwagen gibt dem geführten Seiltrum die nöthige Anspannung t . Verfolgen wir das Seil, so finden wir, dass es an der Kraftrolle die Anspannungen T und $t = 2 \Sigma P$ und ΣP haben muss, wobei $\Sigma P = 75 \cdot 120 : 16 = 562,5$ kg ist; danach ist $T = 1125$, $t = 562,5$ kg zu machen. An dem ersten Völtergang vermindert sich die Anspannung des führenden Trums um $P' = 281,25$ kg, beträgt also jenseits noch $T' = 1125 - 281,25 = 843,75$ kg. Hiervon geht beim zweiten Völtergang wiederum die Umfangskraft $P' = 281,25$ ab, so dass die Anspannung herabgeht auf $843,75 - 281,25 = 562,5$ kg, d. i. aber = der Anspannung t im geführten Trum, fortwährend erhalten durch die Spannrolle, deren Achse mit 1125 kg oder etwas mehr belastet ist.

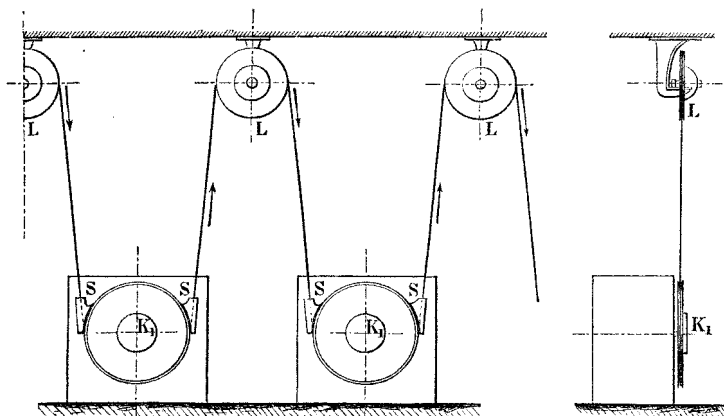
Die Antriebsrollen für die Schleifsteinachsen sind auf die Aussen-seiten der Völtergänge gelegt, damit die Bedienungsmannschaft durch sie nicht behindert wird. Sie sind durch Reibungskupplungen, etwa Adyman'sche (vergl. §. 307) mit den Schleifsteinachsen gekuppelt. Um Ausnutzung der Naben zu verhüten, sowie um zu gestatten, dass die einzelne Schleifsteinachse ohne Betriebsstörung abgebaut werden könne, gehen wir den Rollen Schirmnaben (Fig. 915) und stellen den Lagerstuhl für die Rollenachse ausserhalb der Schleifmaschine, getrennt von derselben, auf das Fundament. Wird Störung der konaxialen Lage von Schleifstein und Rollenachse befürchtet, so schalten wir eine gelenkig angekuppelte Zwischenwelle ein.

Bei Holländerbetrieb lässt sich unter Umständen die vortheilhafte Anordnung treffen, dass eine Seilscheibe je zwei Holländer treibt. Die Scheibe kommt dann auf eine Zwischenwelle zu sitzen, welche an jedem Ende mittelst einer Reibungskupplung die Holländerachse antreibt.

Endlich kann es auch noch Fälle geben, wo man dazu schreitet, manche Arbeitsmaschinen, welche liegende Antriebswellen besitzen, mittelst Kreisseils zu betreiben, namentlich wo viele gleichartige Arbeitsmaschinen von grösserem Kraftbedarf hintereinander aufzustellen sind (z. B. Walzmühlen, Schleudermühlen u. s. w.), s. Fig. 929 (a. f. S.). Für das Aus- und Einkehren wären Reibungskupplungen $K_1 K_1 \dots$ anzubringen; die Leitrollen $LL \dots$ an der Decke könnten vortheilhaft als Schirmrollen gebaut, ihre Achsen auf kleine hängende Lagerstühle gelagert werden.

Für die Sicherheit der Bedienungsmannschaft wäre das Triebseil an den Arbeitsrollen mit Schutzhülsen *S* einzuschirmen. Die be-

Fig. 929.



sprochene Anordnung passt besonders gut, wenn in einem oberen Stockwerk eine zweite Reihe Maschinen ähnlich den ersten angeordnet werden kann, wo dann statt der Leitrollen *L* die Antriebsrollen der oberen Maschinenreihe eintreten, jedes Deckentriebwerk also wegfällt. Unter gewissen Umständen muss auch hier die Aufstellung der Antriebsrollen, die als Schirmrollen zu bauen wären, auf getrennte Lagerstühlchen auswärts von den getriebenen Maschinen stattfinden, wie am Schluss des dritten Beispiels angedeutet wurde, um wieder ohne Betriebsstörung jede einzelne Maschine nachsehen und allenfalls abbauen zu können.

Es soll nicht unterlassen werden zu bemerken, dass für vorstehende Verwendung des Kreisseiltriebes die ganze Anordnung der Fabrik beim Neubau derselben einzurichten ist, indem die Orientirung der Arbeitsmaschinen zum Kreisseiltrieb passen muss, wenn dessen Vortheile ganz zur Geltung kommen sollen. In vereinzelt Fällen indessen könnte sich sogar ein Umbau von Wellentrieb auf Kreisseiltrieb lohnen.

Als allerletzte Aufgabe bleibt noch übrig, mit dem Kreisseiltrieb wieder in den einfachen Seiltrieb, denjenigen mit nur einer Last und einer Kraftrolle, zurückzukehren. Bei der bisherigen Einrichtung sah man sich nicht in der Lage, für ganz kleinen Rollenstand den Seiltrieb durchzuführen, weil bei grosser Nähe der Rollen das Seil zu straff wurde; geringe Temperatur-

schwankungen brachten entweder zu scharfe Anspannung oder Schlaffwerden hervor. Behalten wir aber den so wesentlichen Theil des Kreisseiltriebes, die Spannrolle, bei, so schwindet auch diese letzte Schwierigkeit. Es wird sich dabei empfehlen, von der geradlinigen Bewegung der Spannrollenachse auf eine im Kreisbogen schwingende überzugehen, zu ähnlichen Anordnungen also, wie sie beim Riementrieb früher weit mehr als jetzt Anwendung fand, und u. a. in Fig. 844 angedeutet ist. Die konstruktive Ausbildung ist dabei dem Drahtseil anzupassen; die Spannrolle kann häufig mit Vortheil wieder als Schirmrolle ausgebildet werden; Kautschuk- oder Lederbesetzung wird nicht zu unterlassen sein, da Schonung des Seiles eines der ersten Erfordernisse bleibt. Es gibt viele Fälle, in welchen auf diese Weise die hohe spezifische Leistung des Drahtseils vorzüglich verwerthet werden kann.

Somit löst denn der Kreisseiltrieb sowohl die Aufgabe des Ferntriebwerkes in sehr vortheilhafter Weise, vor allem da, wo eine Vertheilung der Triebkraft auf viele Punkte zu geschehen hat, als auch die des Nahe- oder Kurztriebwerkes, und geht mit Beibehaltung seiner Spannrolle in den älteren Seiltrieb über. Alle Bauschwierigkeiten sind bei dem grösseren Kreisseiltrieb geringer als beim älteren System, die Wartung leichter, die Herstellung ungleich billiger. Sein Anwendungsbezirk verspricht deshalb noch grosses Wachsthum; auch erscheint er befähigt, den neuerdings auftretenden Wettbewerb der elektrischen Kraftübertragung siegreich zu bestehen, vor allem, weil diese letztere wegen der Umsetzung von Kraft in Strom und wieder von Strom in Kraft (kleine in grosse und grosse wieder in kleine Geschwindigkeit) von sehr bedeutenden Effektverlusten begleitet ist und ausserdem sehr kostspielige Umsetzungsmaschinen erfordert. (Siehe auch Kap. XXIII die Vergleichung verschiedener Ferntriebwerke.)

KETTENTRIEBE, GURTBREMSEN.

§. 302.

Spezifische Leistung der Kettentriebe.

Die Kettentriebe finden weniger zahlreiche Anwendungen als die Seiltriebe; indessen ist doch hervorzuheben, dass ihre Benutzung in der Zunahme begriffen ist, nachdem sich herausgestellt hat, dass sie sich für einzelne Betriebszwecke besonders gut eignen. Zunächst ist die Kette als Treiborgan in der Aufbereitungstechnik gut zu verwenden, namentlich zum Betrieb von Trommeln, als: Waschtrommeln, Läutertrommeln, Siebtrommeln für Erz- und Kohlenaufbereitung, Knettrommeln für Teigbereitung (Brodbackerei) u. s. w., wo enggliederige Schakenketten theils wegen der Nässe, theils wegen der Hitze, des Verstäubens u. s. f. sich besser als andere Zugorgane geeignet zeigen, um Drehbewegung zu übertragen. Sodann hat sich eine ins Grossartige gehende Verwendung in den Bergwerken entwickelt, wo im Schlepplienst, unter wie über Tag, die Schakenkette nicht bloss zum unmittelbaren Fortbewegen der Förderwagen (vergl. Fig. 802), sondern auch — worum es sich hier handelt — zum Uebertragen von Drehung auf grosse Entfernungen vorzügliche Dienste leistet (Ferntriebwerke).

Den Treibscheiben gibt man entweder glatte, etwas keilförmig profilirte eiserne Kimmen, oder man gestaltet diese als mehr oder weniger ausgebildete Muldenkränze (vergl. §. 275). In ersterem Falle bewirkt, wie bei Treibriemen und Treibseil, die Reibung das Anhaften, im letzteren Falle wirken die Mulden als Verzahnung.

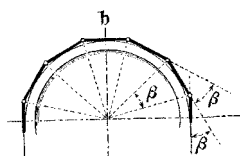
Bei der bloss durch Reibung haftenden Schakenkette, wie in Fig. 930a angedeutet liegend*), ergibt sich die Anordnung der Glieder so wie Fig. 930b zeigt, und gilt die folgende Beziehung für die Umfangsreibung $F = T - t$ (vergl. §. 264):

$$T = t \left(1 + 2f \sin \frac{\beta}{2} \right)^m \dots \dots \dots (311)$$

wobei wie früher T und t die Anspannungen des führenden und geführten Trums, f der Reibungskoeffizient. Der Winkel β ist bei der Baulänge l der Glieder und der Trommelhalbmesser r aus der Gleichung $r \sin \frac{1}{2} \beta = \frac{1}{2} l$ bestimmt und die Zahl m der treibenden Glieder durch $m = \alpha : \beta$. Mit genügender Annäherung kann man hierin $\beta = l : r$ setzen und hat dann für den Reibungsmodul ϱ :

$$\varrho = \frac{T}{t} = \left(1 + f \frac{l}{r} \right)^{\frac{\alpha}{l} r} \dots \dots \dots (312)$$

Fig. 930.



Bei der Kette ist also nicht wie beim Seil der Reibungsmodul unabhängig von r , sondern verändert sich etwas mit dem Verhältniss $r : l$. Man geht mit letzterem selten

unter 5. Dieses der Sicherheit halber einsetzend und $f = 0,1$ annehmend, erhält man also praktisch benutzbaren Werth für ϱ , wenn man noch den Umschlagwinkel α durch die Anzahl u der halben Umschläge ausdrückt, $\varrho = T : t = (1 + \frac{1}{50})^{5\pi u}$, woraus:

$$\varrho = \frac{T}{t} = 1,37^u \dots \dots \dots (313)$$

Dies gibt bei 1 bis 8 halben Umschlägen für den Reibungsmodul $\varrho = T : t$, den Anspannungsmodul $\tau = T : P$ und den Ableitungsmodul θ (vergl. S. 835) folgende Zahlen:

$u =$	1	2	3	4	5	6	7	8
$\varrho =$	1,37	1,88	2,57	3,53	4,83	6,61	9,06	12,41
$\tau =$	3,69	2,13	1,64	1,39	1,26	1,18	1,12	1,09
$\theta =$	0,27	0,47	0,61	0,72	0,79	0,85	0,89	0,92

*) Diese Anordnung trifft genau zu bei der Gelenkkette (Fig. 830d) und mit Annäherung, die aber ausreichend ist, bei der Schakenkette.

Die Werthe von ϱ und τ sind denjenigen für stetige Zugorgane wie Seile, Riemen, Drähte etc. aufs engste verwandt und sind deshalb in dem Proportionsriss von S. 721, so weit derselbe reicht, eingetragen. Man bemerkt, dass die Kette auf der glatten Rolle eine ziemlich starke Anspannung verlangt, wenn sie nur halb umgeschlagen wird. Indem nun die spezifische Leistung N_0 eines treibenden Zugorgans nach §. 280 $= \frac{4}{3} \mathfrak{S} : \tau$ oder $\frac{4}{3} \mathfrak{S} \theta$ ist, erhalten wir für die offene Schakenkette bei den Spannungen $\mathfrak{S} = 6, 5, 4, 3 \text{ kg}$, wenn

	$u = 1$	2	3	4	5	6	7	8
für $\mathfrak{S} = 6$ $N_0 =$	2,16	3,76	4,88	5,76	6,32	6,80	7,12	7,36
„ $\mathfrak{S} = 5$ $N_0 =$	1,80	3,13	4,06	4,80	5,27	5,67	5,93	6,13
„ $\mathfrak{S} = 4$ $N_0 =$	1,44	2,51	3,25	3,84	4,21	4,53	4,75	4,91
„ $\mathfrak{S} = 3$ $N_0 =$	1,08	1,88	2,44	2,88	3,16	3,40	3,56	3,68

Die spezifische Leistung schwankt also zwischen 1 und 7,5, je nach der für angemessen erachteten Spannung im Kettenquerschnitt, ist aber im allgemeinen recht gross. Verschiedene Ausführungen zeigen verschiedene \mathfrak{S} , welcher Werth namentlich dann kleiner gewählt wird, wenn auf geringe Abnutzung (durch Reibung) gehalten werden soll. Den Kettenquerschnitt ermitteln wir aus der Gleichung $N = 2qvN_0$ (vergl. §. 280), wenn N PS mit der Geschwindigkeit v übertragen werden sollen und q der Querschnitt des Ketteneisens in qcm ist. Wir erhalten:

$$q = \frac{1}{2v} \frac{N}{N_0} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (314)$$

v wird nie besonders hoch gewählt, weshalb wir oben bei Ermittlung von ϱ auch die Zentrifugalkraft vernachlässigen durften.

1. *Beispiel.* 10 PS durch einen Kettentrieb mit glatten, halbumschlagenen Rollen bei $v = 6 \text{ m}$ und $\mathfrak{S} = 6 \text{ kg}$ zu übertragen, erfordert einen Ketteneisenquerschnitt $q = (1:12) (10:2,16) = 0,386 \text{ qcm} = 38,6 \text{ qmm}$, was einer Ketteneisendicke $d \sim 7 \text{ mm}$ entspricht.

2. *Beispiel.* Wendet man eine Gegenrolle (Fig. 795) und mit deren Hülfe drei halbe Umschläge an, setzt aber ausserdem \mathfrak{S} der Abnutzung wegen klein, und zwar $= 3 \text{ kg}$, so kommt $q = (1:12) (10:2,44) = 0,341 \text{ qcm}$, woraus $d \sim 6,6 \text{ mm}$; die Kette wird dünner und dennoch dauerhafter, als im ersten Falle, indem ihre Reibung beim Auf- und Ablaufen weit geringer ausfällt; vergl. §. 303.

Bei Anwendung gemuldeter statt glatter Rollen steigt die spezifische Leistung alsbald bedeutend, indem gut passende Mulden die Kette sicherlich so fest halten, wie es etwa acht halbe Umschläge können. Zwei sehr sorgfältige Ausführungen grösserer

Fig. 931.

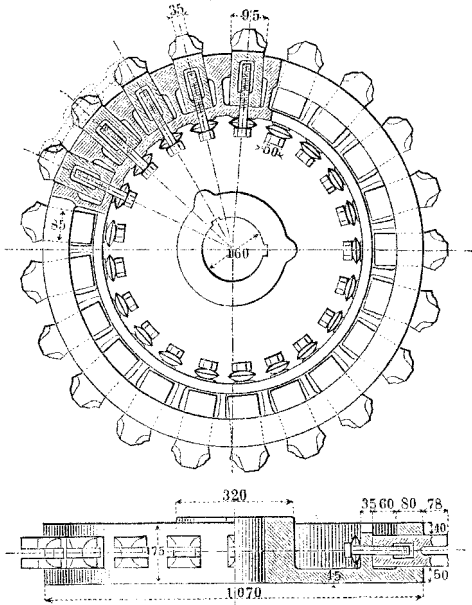
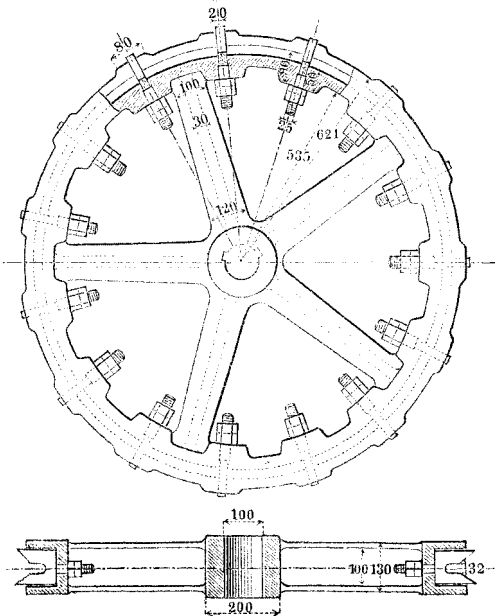


Fig. 932.

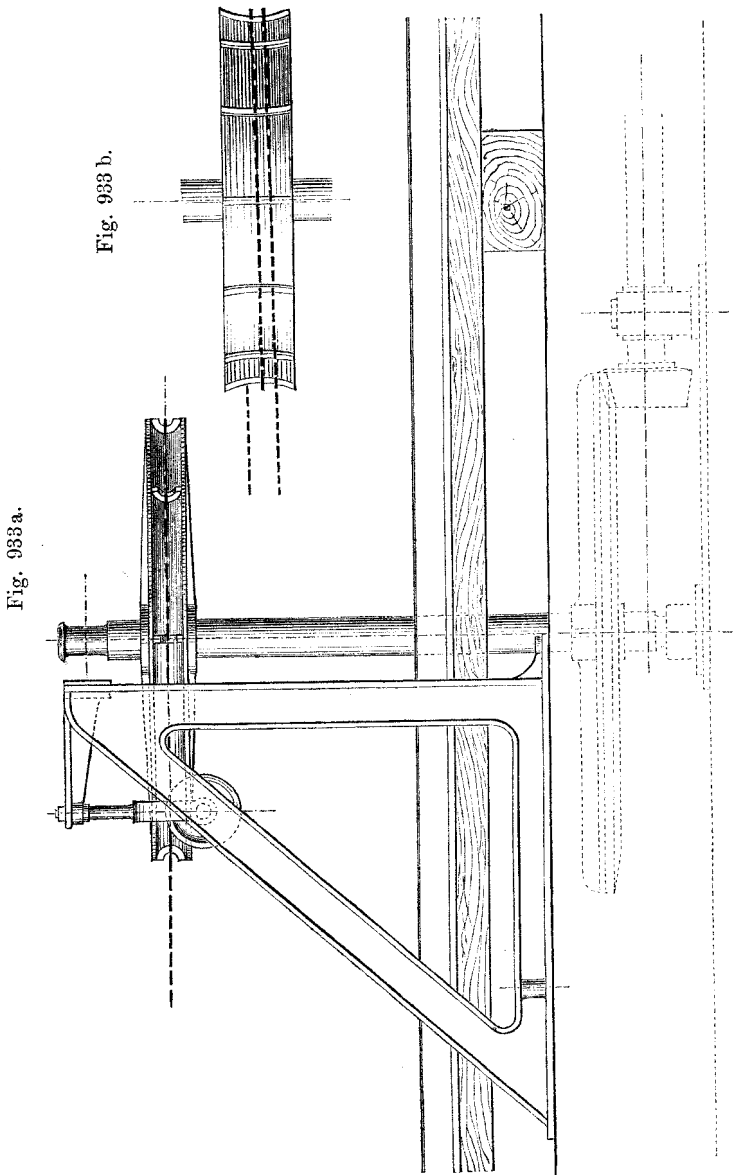


Reuleaux, Konstrukteur.

Muldenrollen zeigen die beiden folgenden Figuren*). Bei der Rolle Fig. 931, welche für eine 25 mm-Kette bestimmt ist, sind die aus Stahl hergestellten zahnförmigen Muldenkörper mehr ausgebildet, als bei der Bauart Fig. 932, welche für eine 18er Kette dient. In den beiden Fällen sind alle Muldenzähne radial verstellbar, um die Streckung der Kettenglieder ausgleichen zu können, was unter Einlegung von Blechplättchen unter die Zahnwurzeln geschieht. Beidemals sind die Befestigungs-Schrauben der Zähne gesichert, bei unserer zweiten

*) In erprobtem Betrieb bei der Schwibkettenbahn der Eisen-erzzeche von Dieido in Spanien (s. *Revue industrielle*, 1884, S. 54) 3 km lange Bahn mit 341, 4 m Gefälle, erbaut von Ingenieur Brüll in Paris; die Ketten daselbst (25er und 18er) arbeiten mit $3\frac{1}{3}$ bis $3\frac{1}{2}$ kg Spannung.

Scheibe mittelst Gegenmuttern, bei der ersten mittelst Belleville'scher elastischer Unterlegscheiben, die sich wohl bewährt haben sollen. Fig. 933 zeigt eine Kettentreibrolle nebst Lagerung von



größerer, derberer Bauart, wie sie in manchen englischen Gruben gebräuchlich ist*). Hier sind in die nach einem Halbkreis ausgekehrte Kimme acht Querrippen eingesetzt, ähnlich wie bei den älteren Spilltrömmeln (vergl. Fig. 794a); die beiden Kettenträger sind kurz bei den Ab- und Auflaufstellen noch durch Leitrollen getragen. In manchen anderen Ausführungen im englischen Grubenbetrieb hat man sich nicht mit der hier vorgesehenen halben Umschlagung begnügt, sondern unter Erweiterung der Rollenkehle die Kette in drei halben Umschlägen aufgelegt, s. Fig. 933b. Macht man die zweifellos statthafte Annahme, dass die Hinderung durch die Querrippen mindestens einer Verdreifachung des Reibungskoeffizienten f in obigen Formeln (311) und (312) entspricht, so erhält man für den Reibungsmodul q' :

$$q' = 2,5^u \dots \dots \dots (315)$$

womit sich ergibt für

$u = 1/2$	1	2	3	4
$q' = 1,58$	2,50	6,25	15,63	39,06
$\tau' = 2,72$	1,67	1,19	1,07	1,03
$\theta' = 0,37$	0,60	0,84	0,94	0,97

aus welchen Werthen sowohl die Sicherheit des Anhaftens beurtheilt, als auch die spezifische Leistung für besondere Fälle leicht ermittelt werden kann.

Es sei hier noch bemerkt, dass auch für Kettentrieb der engere Kreis- oder Ringtrieb schon länger Anwendung findet. Bei manchen Karden werden z. B. die Putzwalzen damit betrieben; an den Völtergängen (Holzschleifmühlen) geschieht die Nachstellung der Holzklötze mittelst Kreiskettentriebs unter Anwendung von Muldenrollen und Spannrolle.

§. 303.

Effektverluste des Kettentriebs.

Die Effektverluste beim Kettentrieb setzen sich aus den Zapfenreibungen, welche durch die Anspannungen T und t hervor-

*) Nebestehende Skizze ist den Ausführungen der *Newchurch Colliery* bei Burnley entnommen; s. Briart & Weiler, *Transport méc. de la houille*, Mons 1870.

gerufen werden, und aus den Reibungen der Kettenhaken beim Auf- und Ablauf zusammen. Der Zapfenreibungsverlust ist so, wie in §. 300 gezeigt, ermittelbar und fällt bei hohem θ verhältnissmässig nicht gross aus. Der Kettenreibungsverlust entsteht durch das Drehen jeder auf- und jeder ablaufenden Schake um die Nachbarschake als Achse um den Winkel β . Dies gibt beim Reibungskoeffizienten f_1 eine Umfangskraft F_1 zur Ueberwindung der Schakenreibung (vergl. Formel 100), $F_1 = f_1 (T + t) (4 : \pi) (1/2 d : r)$. Hierin die Baulänge l der Schaken $= 3,5 d$ setzend, und r wieder wie oben mit $5 l$ einfürend, erhält man $F_1 = (T + t) 0,036 f_1$, woraus der Effektverlust für beide Rollen zusammen sich ergibt: $2 F_1 : P = E_k$:

$$E_k = 0,072 f_1 \frac{\varrho + 1}{\varrho - 1} \dots \dots \dots (316)$$

welcher Ausdruck stark vom Reibungsmodul ϱ abhängt und ein grosses ϱ empfiehlt.

1. Beispiel. Den Reibungskoeffizienten f_1 wegen der Kleinheit der Berührungsfächen $= 0,15$ setzend, finden wir für einen Kettentrieb mit halbem Umschlag auf glatten Rollen, woselbst nach dem vorigen §. $\varrho = 1,37$ ist, $E_k = 0,072 \cdot 0,15 (2,37 : 0,37) = 0,0692$, d. i. ~ 7 Prozent für Kettenreibung.

2. Beispiel. Geben wir der Rolle Querrippen in der Kimme nach Fig. 933 a, so wird nach dem vorigen §. der Reibungsmodul $\varrho' = 2,5$ und es kommt $E_k = 0,072 \cdot 0,15 (3,5 : 1,5) = 0,0108$ ($7 : 3$) $= 0,025$ oder nur $2\frac{1}{2}$ Prozent.

3. Beispiel. Gut ausgebildete Muldenzähne anwendend, dürfen wir nach Obigem $u = 8$ und dann $\varrho = 12,41$ einsetzen, und erhalten $E_k = 0,0108 (13,41 : 11,41) = 0,0126$ oder nur $1\frac{1}{4}$ Prozent Verlust, in diesem, wie im vorigen Falle voraussetzend, dass die statthaften geringen Anspannungen der Kette thatsächlich herbeigeführt werden. Man erkennt hieraus, dass unter Umständen auch beim Kettentrieb die Anwendung der Spannrolle mit der angemessenen, die Anspannung der Kette regelnden Belastung empfehlenswerth ist.

Bei vorstehenden Reibungsberechnungen ist nur das Drehen von Schake um Schake in Betracht gezogen worden, nicht aber das etwaige Gleiten der Schaken in der Rollenkimme. Solches findet unter Umständen statt bei der in glatter Kimme liegenden Kette, vergl. Fig. 930 a, wofern die Reibung für das Anhaften nicht ausreicht. Wie stark dann die Reibung werden kann, hat sich oben, §. 275, gezeigt, vergl. Fig. 838 b. Man wird also stets soviel als irgend thunlich das Rutschen der Kette verhüten müssen.

§. 304.

Zwischen- und Theilstationen im Kettentrieb.

Die weitaus wichtigsten Verwendungen des Kettentriebs sind diejenigen im Schleppdienst der Bergwerke, unter wie über Tag, vor allem der Kohlengruben. Vorangegangen mit guten, zum Theil ganz vorzüglichen Konstruktionen ist England, nachgefolgt Amerika*); bei uns ist namentlich im Saarbrücker Revier die

*) In den Ver. Staaten ist Schlepperei mit dem Drahtseil überwiegend im Gebrauch und hat den Schleppdienst durch Menschen auf allen Hauptstrecken verdrängt, namentlich nachdem es gelungen ist, auch für kurvenreichere und verzweigte Gestänge den Seilbetrieb durchzuführen. Man nennt in England und Amerika eine mit Maschine betriebene Streckeneinrichtung eine Maschinenebene (*engine plane*), wohl zusammengezogen aus „Maschinenschiefebene“, weil bei sehr vielen dieser Anlagen, anfänglich bei allen, die Schiefebene einen unerlässlichen Theil des Ganzen ausmachte, hat aber später den Namen auch da beibehalten, wo bloss söhliche Strecken mittelst Schleppseils oder Schleppkette betrieben werden. Wir könnten vielleicht den Ausdruck „Maschinenstrecke“ als für söhlichen sowohl, wie für tonnlägigen, flachschächtigen oder Rampenbetrieb gleichgut passend anwenden.

Man unterscheidet in der Seil- (Drahtseil-) Schlepperei mit mehr oder weniger Uebereinstimmung *) vier verschiedene Systeme der Maschinenstrecken:

- I. die selbstthätige Rampe oder den Bremsberg,
- II. die Maschinenstrecke mit einfachem Seil,
- III. die Maschinenstrecke mit doppeltem oder Kehrseil,
- IV. die Maschinenstrecke mit endlosem Seil.

Ziemlich dieselben Systeme kommen bei Benutzung der Kette als Zugorgan zur Anwendung.

System (I) entspricht etwa unserer obigen Figur 788a bei schiefer statt senkrechter Bahn, System (II) der Hälfte der Fördereinrichtung Fig. 792 c, wiederum für die seigere die schiefe Förderung setzend. Bei System (III) kehrt das von einer Fördertrommel die Strecke entlang geführte Seil,

*) Vergl. folgende Quellen: Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen im preussischen Staate die Berichte von Busse VI, 79 (1858), Phähler IX, 81 (1861), Engelhardt X, 12 (1862), Nöggerath XI, 1 (1863), XII, 231 (1864) u. s. w., sodann Briart und Weiler, *Transport mécanique de la houille*, Mons 1870, und W. Hildenbrand, *the underground haulage of coal by wire ropes*, Trenton 1884. Sehr eingehende und von genauen Zeichnungen begleitete Mittheilungen hat ganz neuerdings Nasse in dem Artikel: „Der technische Betrieb der Kgl. Steinkohlengruben bei Saarbrücken“ in der Zeitschr. f. Berg-, Hütten- und Salinenwesen im pr. Staate, 1885, S. 163 ff. gegeben.

Kettenschlepperei, wie schon S. 706 bemerkt, mit Ausdauer und gutem Erfolg eingeführt worden.

Fig. 934.

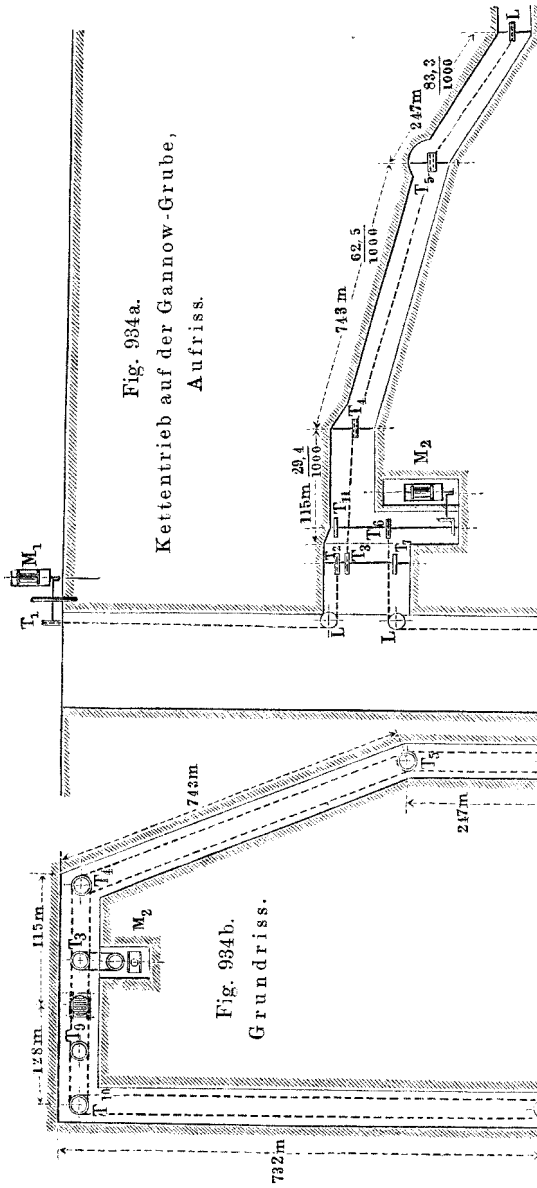


Fig. 934a.
Kettentrieb auf der Gannow-Grube,
Aufriß.

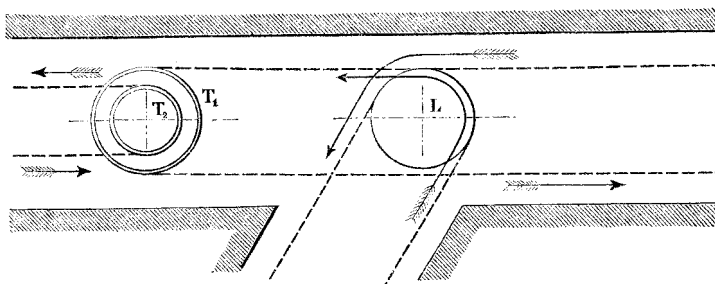
Fig. 934b.
Grundriß.

Die obere Strecke wird von der Dampfmaschine M_1 betrieben, die untere von der Dampfmaschine M_2 ; doch kann auch M_1 beide Strecken betreiben, für welchen Fall die Kette von $L T_6$ nach $L T_7$ verlegt wird; umgekehrt kann man auch mittelst der Maschine M_2 beide Strecken mit Triebkraft versehen, wenn nämlich Kette $T_4 T_3$ nach $T_4 T_{11}$ verlegt wird.

Ein Beispiel interessanter Anwendung der endlosen Schwibkette, die aber nicht bloss zur Förderung, sondern zugleich zur Ferntragung von Triebkraft, d. i. als Ferntriebketten dient, stellt die nebenstehende Doppelfigur 934 skizzenhaft dar. Die Anordnung ist ausgeführt auf der Gannowgrube bei Burnley, Lancashire. Die Treibrollen sind mit T , die Leitrollen mit L bezeichnet, L' ist eine Spannrolle beziehungsweise ein Paar von solchen, auf beide Kettentrümer zugleich wirkend, eine Konstruktion, welche öfter vorkommt; einfache Tragrollen sind nicht in die Zeichnung eingetragen.

Man lässt die Triebkette in den englischen Gruben auf die mannigfachste Weise die Drehung übertragen; die unterwegs ein-

Fig. 935.



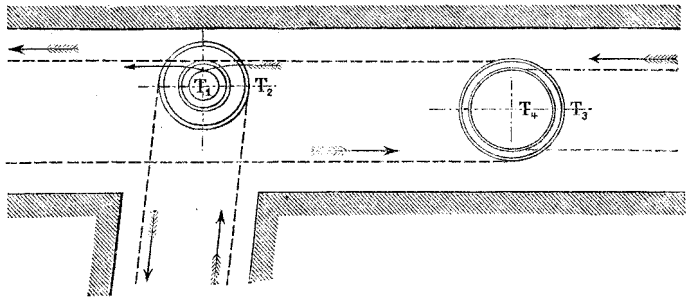
geschalteten Rollen entsprechen dabei genau den beim Seiltrieb besprochenen Stationen.

In Fig. 935 haben wir bei $T_1 T_2$ eine Zwischenstation, bei L eine Winkelstation vor uns, welche hier die Kette auf eine sehr lange schief abgezweigte Strecke führt. Es kann hier bemerkt werden, dass Winkelstationen in diesen Kettentrieben auch sehr häufig unter Zuhülfenahme von Kegeln ausgeführt werden. Man findet Theil-, Wechsel- und Zwischenstationen mit überreicher Verwendung von Zahnrädern und Zwischenwellen. Hier sind nur solche Beispiele herausgehoben, bei welchen die Eigenschaften

parallel der Ausgangslinie, oder auch nicht parallel, zur Maschine zurück auf eine zweite Wickeltrommel (wegen dieses Zurückkehrens bezeichne ich das System als das „Kehrseils“). Beide Trommeln können fest- und losgekuppelt, auch einzeln gebremst werden. Das Kehrseilsystem ist ungemein verwendbar und viel benutzt. System (IV) ist dasjenige von Fig. 797; bei ihm lässt sich sehr gut das Seil durch die Kette ersetzen, wobei dann am besten das Zugorgan oberhalb der Wagen geführt wird, Schwibkette, vergl. Fig. 802.

der Kette als Treiborgan recht ausgenutzt sind. In Fig. 936 ist $T_3 T_4$ eine Zwischenstation, $T_1 T_2$ eine Theilstation. Bei T_1 in Fig. 936 vollführt die Kette eine ganze Umfassung der Rolle. Letztere hat man sich weit ausgekehlt und die Kette durch Leitrollen noch so geführt zu denken, dass das auflaufende Trum das ablaufende nicht streift. An den reinen Tragstationen werden

Fig. 936.



sehr kleine Rollen benutzt, namentlich innerhalb der Grube, wo die Engräumigkeit darauf gebieterisch hindrängt. Auch einfache Winkelstationen erhalten kleine, liegende Rollen mit übrigens weitausgekehelter Kimme. Die Kettengeschwindigkeit schwankt zwischen 3,6 und 5 km auf die Stunde oder 1 bis 1,28 m auf die Sekunde.

§. 305.

Gurtbremsen.

Wenn man das um eine Treibscheibe gelegte Zugorgan, Riemen, Seil, Band, Kette, an seinen beiden Enden mit den Kräften T und t anspannt, sonst aber unbeweglich anbringt, so hindert es die Treibscheibe, sich in der Richtung von t zu bewegen, so lange die auf Drehung an ihr wirkende Kraft, auf den Scheibenumfang zurückgeführt, nicht die Grösse $P = T - t$ überschreitet. Das Zugorgan bildet also dann mit dem Rade und Gestelle zusammen ein Gesperre und zwar ein Reibungsgesperre, in welchem das Zugorgan die Sperrklinke vertritt. Wird dann aber die Spannung T so weit verringert, dass $(T - t) < P$ ausfällt, so gleitet das Rad in dem Bande, den Reibungswiderstand $T - t$ überwindend, kann indessen zu langsamer Bewegung dadurch gezwungen wer-

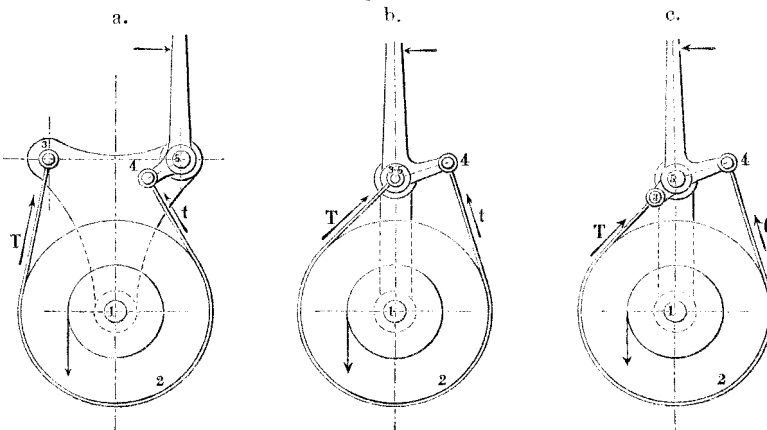
den, dass man T und t stark genug macht, um ihre Differenz nur sehr wenig kleiner ausfallen zu lassen als P . Der Mechanismus wird dann zu einem Fangwerk (§. 253), insbesondere einem Reibungsfangwerk oder Bremswerk, gewöhnlich kurz eine Bremse genannt. Die mit Zugorgan sperrenden Reibungsfangwerke oder Bremsen nennt man Gurtbremsen.

Man gibt den Gurtbremsen verschiedene Anordnungen und besondere Einrichtungen.

a) Spannbremsen.

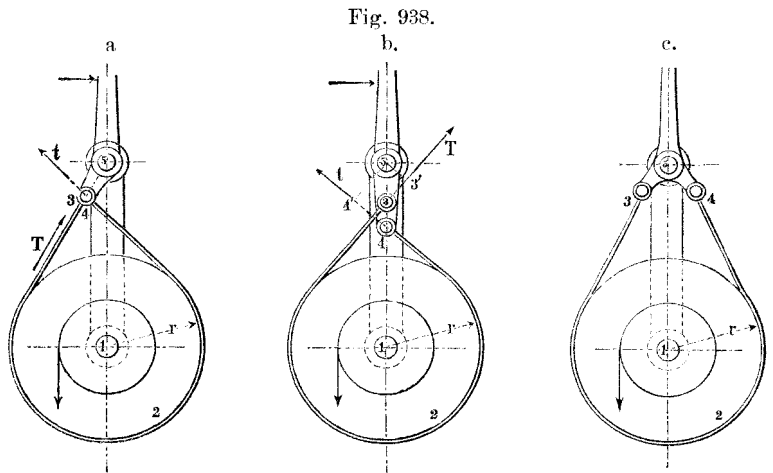
Bei der als Spannbremse ausgeführten Gurtbremse wird der vorher schlaffen Gurte erst dann Anspannung ertheilt, wenn Bremsung stattfinden soll; um also Bremswirkung eintreten zu lassen, hat man der Gurte die erforderlichen Anspannungen T und t zu geben. Diese beiden Anspannungen sind aus den Formeln (239) und (240) oder dem Proportionsriss S. 721 zu entnehmen. Sehr gebräuchlich sind die eisernen und die stählernen Bremsgurten. Es ist zweckmässig, die Anordnung so zu treffen, dass das beim Bremsen anzuspännende Gurtstück das schlaffere, geführte ist, was sich in vielen Fällen durchführen lässt. Die folgenden Figuren zeigen mehrere, sich häufig findende

Fig. 937.



Anordnungen der Gurtbremse. 1 Achsenlager, 2 Angriffsstelle der Gurte, 3 Gelenk für das straffe, 4 Gelenk für das schlaffere Trum, 5 Achse des Hebels für das Spannen der Gurte. In Fig. 937 a liegen 3 und 5 getrennt, in Fig. b sind sie zusammen-

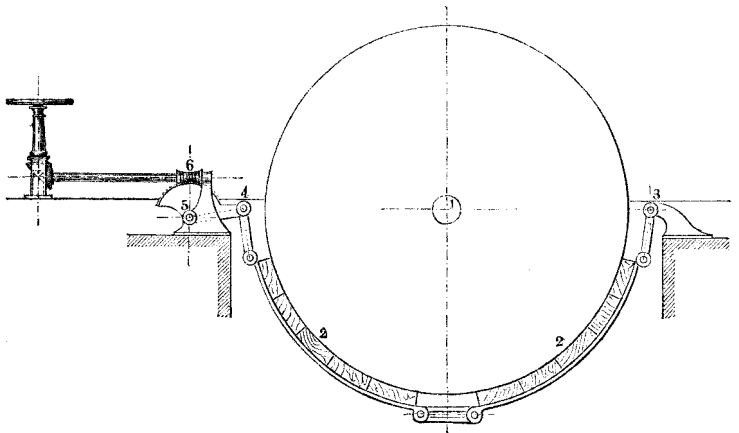
gelegt oder konaxial gemacht, in Fig. c sind 3 und 5 wieder getrennt, aber 3 beweglich statt fest gemacht, so zwar, dass 3 und



5 stets nahezu in die Richtung von T fallen, wobei eine nur wenig merkliche Einwirkung von T auf den Hebel entsteht.

In Fig. 938 a sind 3 und 4 zusammen, und wiederum 3 und 5 nahezu in die Richtung von T gelegt. Fig. 938 b zeigt die

Fig. 939.



Napier'sche sogenannte Differenzialbremse, bei welcher 3 und 4 so gelegt sind, dass sich die auf die Anspannungsrichtungen von T und t gefällten Lothe ungefähr verkehrt verhalten wie diese

Kräfte und entgegengerichteten Momenten entsprechen. Dadurch wird die auf den Bremshebel ausgeübte Wirkung der Bremsgurte auf ein kleines Maass gebracht. Fig. 938 c Anordnung für den Fall, dass die Scheibe *a* sowohl im Links- als im Rechtslauf gebremst werden soll. Den Winkel 3 . 5 . 4 am Handhebel kann man leicht so wählen, dass der Zug *T* günstig auf den Hebel wirkt, so zwar, dass im Zustande der Anspannung der Gurte der aufzuwendende Druck am Hebel sehr klein, nahe Null wird.

Für Fördermaschinen wird wegen der Grösse der auszuübenden Bremskräfte gern eine Anordnung wie die in Fig. 939 angewandt. Hier ist auch noch die Gurte mit Holz gefüttert, um einen hohen Reibungskoeffizienten zu erzielen. Bei 6 ist die Anwendung der Globoidschraube aus Fig. 641 gezeigt.

Beispiel. Bremse mit Stahlgurte für eine mit 1000 kg am Hebelarm 200 mm belastete Welle. Gewählt sei die Anordnung Fig. 938 a, wobei der Umschlagwinkel α sich auf rund 0,7 des Umfangs erstrecken möge. Der Reibungskoeffizient f betrage, da die Gurte stets eingefettet zu halten ist, 0,1. Dann ist $f\alpha = 0,1 \cdot 1,4\pi = 0,14\pi = 0,43$. Hierfür ergibt Tabelle S. 720 den Anspannungsmodul $\tau = T : P \sim 2,88$ und den Reibungsmodul $\rho = T : t \sim 1,5$ (vergl. auch den Proportionsriss S. 721). Daraus folgt $t : P = \frac{2}{3}$ ($T : P$) = $\frac{2}{3} \cdot 2,88 = 1,92$. Gibt man nun der Bremscheibe den Halbmesser 400, so muss die Bremskraft am Scheibenumfang sein: $P = (200 : 400) 1000 = 500$ kg, demnach $t = 1,92 \cdot 500 = 960$ und $T = 2,88 \cdot 500 = 1440$ kg. Soll die Bremse durch Druck mit der Hand auf einen mit 4 . 5 unmittelbar verbundenen Hebel gespannt werden und der genannte Druck 20 kg betragen, so muss die Uebersetzung zwischen Handhebel und Hebel 4 . 5 den Werth $960 : 20 = 48$ haben. Die Gurte wird mit $T = 1440$ kg angespannt. Machen wir die Spannung $\mathcal{S} = 10$ kg, die Dicke $\delta = 2$ mm, so kommt die Gurtbreite $b = 1440 \cdot 2 \cdot 20 = 72$ mm, was annehmbar ist. — Nicht ohne Interesse ist die Frage nach dem Flächendruck, welcher zwischen Gurte und Scheibe eintritt. Nach Formel (241) erhalten wir für denselben: a) am straffen Ende, wo $\mathcal{S} = 10$ ist, $p = 10 \cdot (\delta : R) = 10 \cdot 2 : 400 = \frac{1}{20}$ kg, b) am schlaffen Ende, wo wegen $t : T = \frac{2}{3}$ die Spannung $\mathcal{S} = \frac{2}{3} \cdot 10 = 6,7$ ist, $p = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{20} = \frac{1}{30}$ kg, beides so kleine Werthe, dass irgendwie erhebliche Abnutzung nicht zu besorgen ist.

Das Beispiel zeigt, dass auch im günstigen Falle eine verhältnissmässig grosse Zugkraft auf das Band auszuüben ist. Man setzt daher, um die numerische Grösse dieser Kraft herabzuziehen, die Bremscheibe an Lastwinden gern auf eine der Vorgelegewellen. Die Scheibe kann häufig einem Zahrad angegossen werden, in der Form, dass man den Kranz der Bremscheibe unmittelbar seitlich aus dem Zahnkranz vortreten lässt.

Die Befestigung der dünnen eisernen oder stählernen Gurte in den Gelenkstücken 3, 4 u. s. w. kann durch Einnieten geschehen (verjüngte und halbverjüngte Nietung, vergl. §. 57).

Fig. 940.

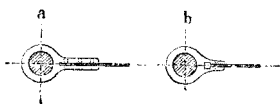
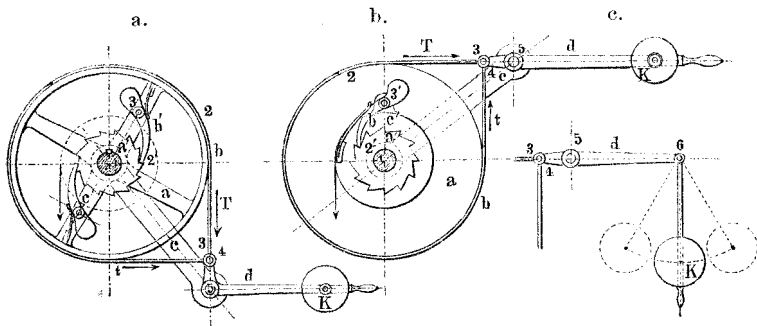


Fig. 940 a; manche ziehen indessen vor, der Gurte einen Ankerkopf zu geben, Fig. 940 b, wobei nur eine, ganz dünne Niete zum Festheften genügt.

b) Lösungsbremsen.

Bei Handhabung der Spannbremsen für Windwerke muss, namentlich wo grosse Lasten zu senken sind, sehr sorgfältig darauf geachtet werden, dass nach Auslösung des Zahngesperres der zu bremsenden Achse stets die erforderliche Kraft auf den Bremshebel ausgeübt wird. Dies ist vor allem da nicht ganz leicht, wo unvermittelter Handbetrieb des Bremshebels stattfindet; Irrthum in Bezug auf die Bewegungsrichtung, Unsicherheit, Aengstlichkeit haben hier schon oftmals beklagenswerthe Unfälle eintreten lassen. Die Unsicherheit lässt sich vollständig vermeiden durch Anwendung der vom Verfasser angegebenen Lösungsbremse. Fig. 941 stellt eine solche in zwei Anordnungen dar.

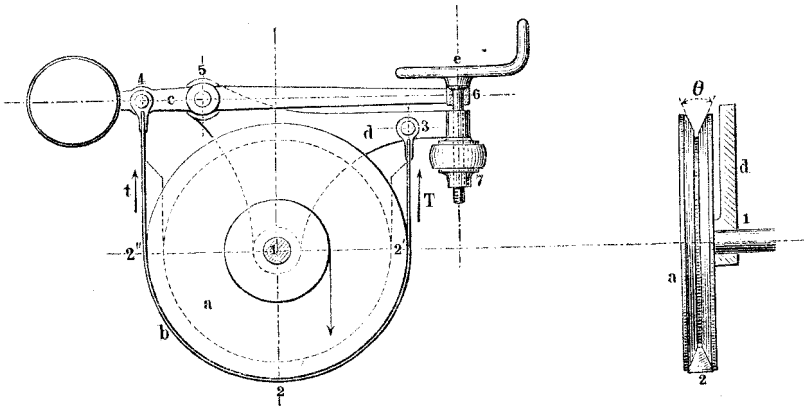
Fig. 941.



Die Bremsscheibe *a* sitzt drehbar auf der zu bremsenden Welle, steht aber mit ihr vermittelst eines laufenden Zahngesperres *a'b'c'* in Verbindung; die Bremse ist durch Gewichtshebel oder ähnlich so stark angespannt, als es der grössten je zu erwartenden Bremskraft entspricht; soll gebremst, d. h. eine Last gesenkt

werden, so hat man die Bremse zu lösen, d. h. dass Belastungsgewicht K so weit zu lüften, dass Gleitung zwischen Bremsrad und Gurte eintritt. Wird der Gewichtshebel etwa aus Ungeschick oder Irrthum losgelassen, so hört das Ablaufen auf. In Fig. a ist die Sperrscheibe a' des Zahngesperres, in Fig. b der Verbindungssteg e' desselben auf der Bremswelle befestigt (vergl. S. 601 oben). Während des Aufziehens der Last wirkt das Zahngesperre als gewöhnliches Sperrwerk. Statt des ratschenden Gesperres könnte man auch ein stummes (vergl. S. 612) mit Vortheil anwenden. Fig. c zeigt noch, wie man die Bremshebelbelastung K an einen Pendelarm anhängen kann; zieht man das Pendel nach der einen oder anderen Seite aus der senkrechten Lage, so tritt Verminderung der Bremshebelbelastung ein; letztere kann also dabei sehr allmählich auf das gewünschte Maass herabgezogen werden.

Fig. 942.



Eine andere Lösungsbremse, ebenfalls vom Verfasser angegeben, stellt Fig. 942 dar. Hier wird der Gurte b mittelst der Schraube $e7$ am Hebel c eine solche Anspannung t gegeben, wie sie gerade ausreicht, die a rückwärts treibende Last zu halten; die feine Einstellung wird durch Einschaltung eines Gummibuffers bei 7 erleichtert. Soll die Last gesenkt werden, so löst man bei e leicht die Bremse, spannt sie aber nachher wieder an. Beim Aufwinden der Last überwindet a bei $2''$ die durch die Anspannung t hervorgerufene Reibung mit Leichtigkeit. Das Ganze bestätigt recht augenfällig, dass die Bremsen Gesperrwerke sind, insbesondere hier dem laufenden Gesperre entnommen. In der vorgeführten Bauart ist für die Gurte noch die Keilrad-

wirkung verwerthet worden und zwar mit dem Keilwinkel $\theta = 45^\circ$. Ein der Gurte aufgeschraubter Holzbesatz greift in die Rinne ein. Vermöge der Reibung von Holz auf Eisen kann der höhere Reibungskoeffizient (mindestens 0,20) und wegen der Keilwirkung der $(1 : \sin \theta/2)$ fache Werth von $f\alpha$ eingesetzt werden, wodurch es gelingt, die erforderliche Anspannung t auf ein recht kleines Maass herabzuziehen.

§. 306.

Kettenbremsen.

Auch die Kette kann als Zugorgan zum Bremsen verwendet werden; man versieht sie indessen dann in der Regel mit einem

Besatz oder Beschlag, meist aus Holz, vergl.

Fig. 943. Die Anspannungen T und t ,

welche man den beiden Trümmern zu geben hat, berechnen sich leicht aus der Formel

(312). Das Verhältniss der Kettengliedlänge l

zum Rollenhalbmesser r fällt wegen der Holz-

beschlagung nicht sehr klein aus. Wenn l

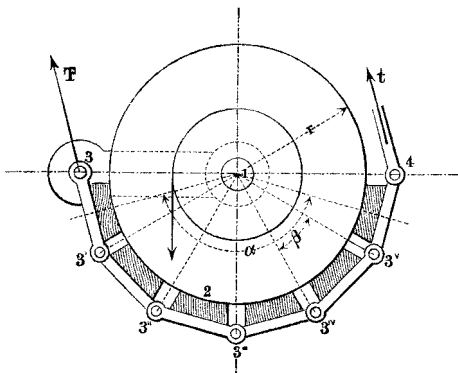
$= \frac{1}{3} r$ und der Umschlagwinkel α etwas kleiner als zwei Rechte, z. B. im Bogen-

maass $= 3$, so erhält man:

$$\varrho = \frac{T}{t} = \left(1 + \frac{f}{3}\right)^9 \dots \dots (316)$$

Bei Holz auf Eisen kann $f = 0,3$ eingesetzt werden (vergl. S. 495). Dies gibt dann für den Reibungsmodul ϱ : $T : t = 1,1^9$, d. i. $\varrho = 2,35$, somit $T : P = \tau = \varrho : (\varrho - 1) = 2,35 : 1,35 = 1,74$ und $t : P = \tau - 1 = 1,74 - 1 = 0,74$ oder $t = 0,74 P$. Diese Zahlenverhältnisse lehren, dass bei mächtigen Bremsen, wie die der Fördermaschinen sind, Uebersetzungsgetriebe, wie z. B. das in Fig. 939 angedeutete, unerlässlich sind.

Fig. 943.



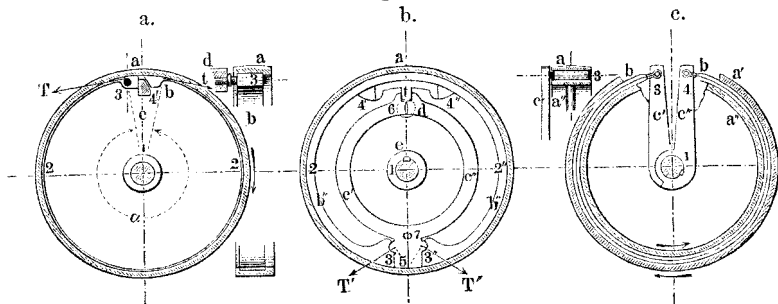
§. 307.

Gurtbremsung im Hohlrad.

Ebensowohl wie die Backengesperre im Hohlrad angewandt werden können (vergl. z. B. Fig. 711) kann auch die Gurte im Hohlrad benutzt werden. Passend vorgerichtet und angebracht, sowie durch angemessen gerichtete Kräfte zum Anliegen gebracht, wirkt sie dann mit ihrer Aussenseite in der Hohlseite des Bremsrades. Statt auf Zug, wie bisher, wird die Gurte nun auf Druck beansprucht*) und gehört deshalb eigentlich in dieser neuen Anwendung zu den Druckorganen (vergl. das folgende Kapitel), findet aber aus praktischen Gründen hier ihre Stelle.

Die Druckgurte übt auf die Hohlfläche des sie umschliessenden Rades Kraftwirkungen von derselben Grösse, nur in um-

Fig. 944.



gekehrter Richtung aus, wie die Zuggurte auf das Vollrad, sodass die Anspannungen T und t in der früher gefundenen Beziehung ϱ stehen. Fig. 944 zeigt drei Anwendungen der Druckgurte zur Bremsung. Dieselben sind indessen nicht zur Verwendung in Lasthebungsmaschinen, sondern zur Verwendung in Reibungskupplungen bestimmt (vergl. Fig. 451).

Fig. 944a Reibungskupplung von Schürmann**). Der Bremshebel c wirkt mittelst eines Keilvorsprunges bei 4 auf das geführte Ende der Gurte, das führende ist bei 3 durch einen Zapfen

*) Vergl. des Verf. Theoret. Kinematik S. 167, auch S. 548.

***) S. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. V (1861), S. 301, W. R. Schürmann, Friktionskupplung.

mit dem Körper d , welcher durch a mittelst der Gurte b herumgeführt werden soll, verbunden. An d ist auch der Hebel c angelenkt. Für die Anspannungen T und t gilt Formel (239) und zwar hat man, da α nahe 2π oder etwa ≈ 6 zu setzen ist, bei $f = 0,1$ für $f\alpha$ den Werth 0,6, was nach Tabelle S. 720 den Reibungsmodul $\rho = 1,82$, und den Anspannungsmodul $\tau = 2,22$ liefert, woraus $t = 1,22 P$ folgt. Damit die Kupplung sich beim Einstellen des Druckes t von selbst löst, muss die Gurte etwas nach innen federn, was einige Herstellungsschwierigkeiten bereitet.

Sehr viel geringer als bei der dünnen Stahlgurte sind diese bei der dicken Gusseisengurte, welche in Adyman's Kupplung, Fig. 944 b angewandt ist*). Unsere Figur stellt eine Ausführung der grösseren Sorte dar. Die Gurte b besteht aus den gleichen Hälften b' und b'' , die sich bei $4'$ und $4''$ mit Nasen gegen einen Mitnehmer stützen, der mit scheibenförmiger Wand versehen und auf die Welle gekeilt ist. Die Hebel c' und c'' haben ihre gemeinsame Drehachse bei 5 und pressen, wenn bei 6 durch einen Keilschieber auseinandergedrängt, bei $3'$ und $3''$ auf die Enden der Gurten. Ein aus e vorspringender Tragestift 7 verhindert die Hebel c' und c'' an Gleitung in der Richtung 7.1, damit also auch die Gurte $b' b''$.

Fig. 940 c endlich zeigt eine Benutzung der Gurte auf beide Weisen, als Zuggurte und als Druckgurte, sowie dargestellt benutzt in dem Wendegetriebe von Prentiss**).

Die stählerne Gurte b ist mit Leder besetzt. Sie wird mittelst der Arme c' , c'' entweder zusammengezogen und wirkt dann auf die Scheibe a'' als Zuggurte, oder sie wird durch c' , c'' auseinandergedrängt (gesprengt) und wirkt alsdann als Druckgurte auf die Hohl-scheibe a' . Die Arme c' , c'' werden durch eine axial verschiebbare Muffe mit Schraubeneinschnitten zu einander hin oder von einander weg bewegt.

*) Diese vorzügliche Kupplung wird für Europa durch das englische Haus Bagshaw & Sons in Bateley, Yorkshire, geliefert.

**) An einer Bestossmaschine (*Shaping machine*) s. *Mechanics*, a weekly Journal of Engineering and mechanical progress, Newyork 1884, Februar, S. 140.

DRUCKORGANE ALS MASCHINENELEMENTE.

§. 308.

Verschiedene Arten von Druckorganen.

Den in den vorausgehenden vier Kapiteln besprochenen Zugkraft- oder Zugorganen stehen gegenüber (vergl. auch §. 260) solche Körper, welche wesentlich oder doch völlig überwiegend nur Druckkräften Widerstand entgegenzusetzen vermögen. Es sind in erster Linie die Flüssigkeiten, tropfbare wie gasförmige, leichte wie strengflüssige, als: Wasser, Oel, Luft, Dampf, Gas, breiige Stoffe, Teige, Thon, geschmolzene Metalle, an sich weiche oder durch Glühen erweichte Metalle, sodann auch körnerige Stoffe, als: Getreide, Mahlgut aller Art, Schotter, Kies u. s. w. Bei allen liegt die körperliche Grundeigenschaft vor, dass ihre Theilchengruppen oder kleinsten Theilchen mit geringer, oft verschwindend kleiner Kraft von einander getrennt werden können, oder sogar sich zu trennen streben wie bei gasförmigen Körpern, während sie andererseits der gegenseitigen Annäherung stets einen mehr oder weniger grossen Widerstand entgegensetzen, der bei manchen Flüssigkeiten, wie z. B. beim Wasser, sich demjenigen fester Metalle nähert. Diese Körper werden auf sehr mannigfache Weise als Maschinenelemente benutzt. In dieser ihrer Verwendung wollen wir sie als Druckkraftorgane oder abgekürzt Druckorgane bezeichnen und zusammenfassen. Sie theilen mit ihren Gegenständen, den Zugorganen, die werthvolle Eigenthümlichkeit, Kräfte in beliebig wechselnden Richtungen übertragen zu können, übertreffen dieselben aber noch bei weitem in ihrer Bedeutung für das Maschinenwesen vermöge ihrer mannigfaltigen physikalischen Eigenschaften.

§. 309.

Benutzungsweisen der Druckorgane.

Die gegenseitige Entsprechung, welche zwischen Zug- und Druckorganen besteht, indem nämlich die in Benutzung gezogenen inneren Kräfte beider nur entgegengesetzte Vorzeichen führen, geht überaus weit, so dass man, wie bei den Zugorganen (vergl. §. 262) auch stehende und laufende Druckorgane unterscheiden könnte. Gesteinsbohrmaschinen werden z. B. mittelst unbeweglich stehender Wassersäulen zwischen Stollenfirst und -Sohle gespannt. In dessen hat diese Unterscheidung bei den Druckorganen keine nennenswerthe praktische Bedeutung. Dagegen sind die in §. 262 erörterten drei Arten der Zusammenwirkung mit anderen Maschinenelementen, dort Leitung, Wicklung und Treibung genannt, entsprechend auch hier vorhanden. Wir können und wollen hier unterscheiden die Zusammenwirkung anderer Maschinenelemente mit Druckorganen:

- 1) zur Leitung,
- 2) zur Haltung (Aufsammlung und Ablassung),
- 3) zur Treibung.

Diese Aufeinanderwirkungen können getrennt oder vereinigt vorkommen und werden in den Maschinen in ungemein vielen Formen verwendet. Die Mannigfaltigkeit der letzteren nöthigt uns, sie systematisch zu ordnen, um einen gewissen Ueberblick über das grosse Gebiet, welches sie einnehmen, zu gewinnen.

§. 310.

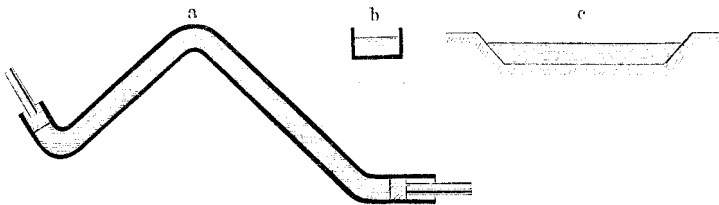
Leitung der Druckorgane.

Um die Druckorgane zu leiten, d. i. sie zu nöthigen, mehr oder weniger bestimmte Bewegungen zu vollziehen, werden zwei Gattungen von Maschinenelementen, welche aus festen Körpern gebildet sind, zu Hülfe genommen. Dieselben dienen

- a) zur Aufnahme der inneren Kräfte der Druckorgane vermöge gefässartiger Einschliessung,
- b) zur Uebertragung der äusseren Kräfte auf die Druckorgane durch bewegliche Abschlüsse.

Röhren, Gerinne, Kanäle. Die Röhren *a*, Fig. 945, verhüten das Auseinandergehen der Theilchen der Druckorgane und schreiben den als begrenzte körperliche Gebilde zu betrachtenden Mengen derselben ihre Wege vor. Sie entsprechen bei Richtungswechseln des Druckorganes den Rollen, über welche die Zugorgane geleitet werden. Letztere erfordern da, wo kein Richtungswechsel stattfindet, der Hüllen nicht, weil ihre innen gelegenen Theilchen dem Druck der aussen gelegenen schon von

Fig. 945.



selbst den erforderlichen Widerstand entgegensetzen, da sie in ihren Querschnitten neben Zug- auch Druckfestigkeit besitzen. Gerinne, Geflüth, *b*, sind Röhren, die an einer Seite offen gelassen sind, weil die Schwerkraft oder auch die lebendige Kraft des sich bewegenden Druckorganes dessen Entweichen nach der offen gelassenen Gerinnseite verhindert. Gräben, Kanäle, *c*, sind Gerinne von grösserem Massstab; natürliche Wasserläufe vertreten manchmal die Stelle von Kanälen.

Treiborgane, Kolben und Kapsel. Der Körper, welcher die mechanische Arbeit eines Druckorgans unmittelbar aufnimmt, oder umgekehrt demselben unmittelbar mechanische Arbeit überträgt, möge allgemein Treiborgan genannt werden. Die Treiborgane werden verschiedentlich ausgeführt. Erstens als bewegliche Gefässe, Zellen, zweitens als bewegliche Leitflächen, Leitkanäle (Turbine), drittens als bewegliche Stempel oder Kolben in Gefässen, Röhren, Kanälen. Die Stempel schliessen den Druckorganstrang in oder entgegen der Richtung seiner Bewegung ab, während das Rohr oder Gerinne ihn senkrecht zu seiner Bewegungsrichtung abschliesst. Die Hülle des Stempels oder Kolbens möge allgemein hier Kapsel genannt werden; auf besondere Bezeichnungen kommen wir zurück. Die wichtigsten Kolbenformen seien hier kurz besprochen.

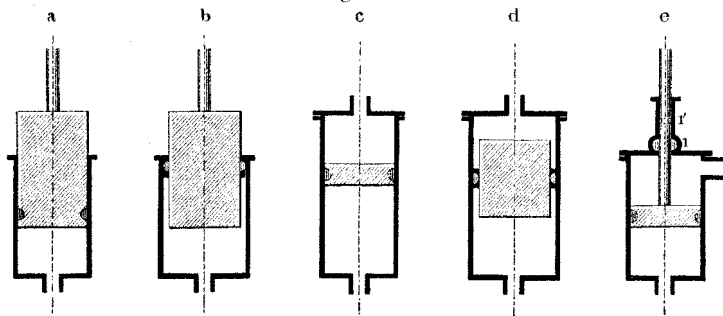
Ein ganz zuverlässiger Verschluss zwischen Kapsel und Kolben ist nur dann gut zu erreichen, wenn beide einander in

Flächen berühren; dies lässt sich geometrisch nur bei drei Körperformen erzielen: bei prismatischen, bei Drehkörpern und bei schraubenförmigen Körpern. Am gebräuchlichsten sind die prismatischen, und unter diesen wieder die kreisförmigen Kolben und Kapseln.

Das Zusammenschleifen von Kolben und Kapsel, welches völlig dichten (hermetischen) Verschluss erzielen soll, ist sehr schwierig, weshalb man zu diesem Verfahren nur selten greift. Es wird angewandt bei Indikatoren, auch gelegentlich bei anderen Maschinen, so z. B. bei den Metz'schen Feuerspritzen. Gewöhnlich werden besondere Hilfsmittel zur Erzielung des dichten Verschlusses benutzt.

Viel gebräuchlich hierzu ist die Stopfdichtung, auch Liderung genannt. Fig. 946. *a* Kolben mit äusserer, *b* ein solcher mit innerer

Fig. 946.



Stopfdichtung, Stopfung, Packung. Die Kapsel, in vorliegender Form auch Stiefel genannt, ist hier an einer Seite offen, der Stempel oder Kolben bloss an einer Seite in Berührung mit dem eingeschlossenen Druckorgan; der Kolben heisst dann einfachwirkend. *c* und *d* doppelwirkende Kolben. Die Kolben unter *a* und *c* mit äusserer Packung werden technisch Scheibenkolben, die unter *b* und *d* mit innerer Packung Tauchkolben oder Taucher (mit durchaus entbehrlichem Fremdwort auch Plunger) genannt. *e* Vereinigung von Scheiben- und Tauchkolben bei einem doppelwirkenden Kolben. Der nach aussen gehende Tauchkolben dient als Verbindungsstück des Kolbens mit anderen Maschinenelementen; er ist hier mit Hohlpackung gedichtet angenommen, könnte aber auch, wie bei *1'* angedeutet, mit äusserer Packung versehen werden.

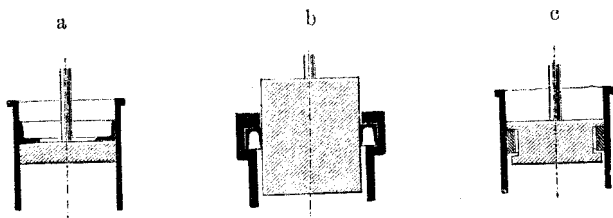
Einfach- wie doppelwirkende Kolben erhalten manchmal Durchlassöffnungen, welche mit Ventilen versehen werden, und

heissen dann Ventilkolben, auch durchbrochene Kolben, wogegen dann die vorstehenden geschlossene Kolben, weniger gut massive Kolben, genannt werden.

Bei den Stopfdichtungen muss der dichte Verschluss durch fremden Druck auf die Packung herbeigeführt werden, bei den sogenannten selbstthätigen oder selbstschliessenden Dichtungen dagegen bewirkt die abgeschlossene Flüssigkeit diese Anpressung ohne äusseres Zuthun. Beispiele in folgender Figur.

Fig. 947. *a* und *b* Stulpdichtungen für Scheiben- und Tauchkolben. *c* Metallliderung, meistens für Scheibenkolben, doch auch

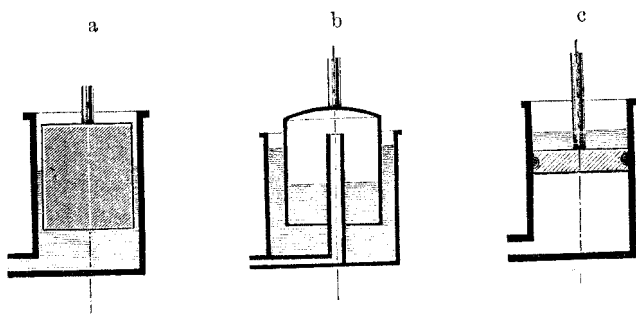
Fig. 947.



für Tauchkolben angewandt (Metallstopfbüchsen). Die stärker gespannte Flüssigkeit hat in allen drei Fällen Zutritt zur Rückseite des abdichtenden Ringes und presst denselben sowohl an die Gleitfläche, als auch an die Randfläche der Ringbettung.

Zu den selbstschliessenden Kolbendichtungen gehören auch die Wasserschlussdichtungen, Fig. 948 *a* und *b*, hier beide für

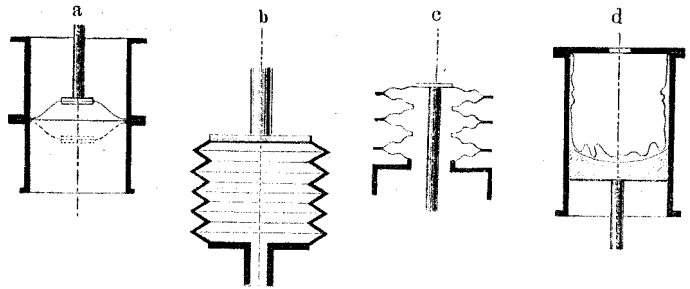
Fig. 948.



Tauchkolben gezeichnet. Die erstere Form ist bei Setzmaschinen, letztere bei Gasbehältern, Luftpumpen, der Taucherglocke, bei Luftkasten von Pfeilergründungen u. s. w. im Gebrauch. Manche Stopf- und Stulpdichtungen werden, wie unter *c* gezeigt, durch eine Wasser- oder Oelschicht gegen Luftdurchlass gesichert.

Vollständig dicht abgeschlossen wird das Treiborgan gegen die Kapsel bei der Membran- oder Balgdichtung, Fig. 949, welche

Fig. 949.

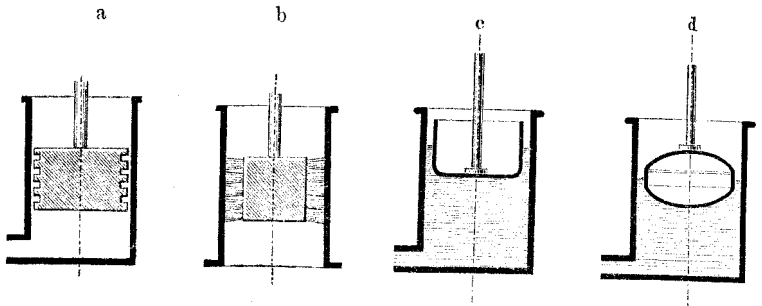


die älteste aller Treiborgansdichtungen ist, bei welcher aber Kolben und Kapsel eigentlich nicht getrennt sind.

a Priester- oder Mönchpumpe, *b* Blasebalg, *c* Kolben aus Metallmembranen, Wellenplatten, aus Stahl, Messing u. s. w., bei Manometern und anderen kleinhübrigen Druckleitwerken im Gebrauche; *d* Schlauch- oder Sackkolben, bei Pumpen angewandt, in welchen die zu treibende Flüssigkeit die Kapsel- und Kolbenwände nicht berühren soll.

Eine letzte Klasse von Kolbendichtungen bilden die offenen Dichtungen Fig. 950, meist nur für Luftabschluss gebraucht.

Fig. 950.



a Dichtung mit ringförmigen Kerben, Labyrinthdichtung zu nennen; das abzusperrende Druckorgan geht vermöge des Wechsels der dargebotenen Kanalquerschnitte mit fortwährend verzögerter Geschwindigkeit durch das Labyrinth, so dass vor der Erreichung

der Gegenseite der Kolbenhub vollendet sein kann *). *b* Labyrinthdichtung mit Bürstenbesatz, u. a. bei einer Luftdruckeisenbahn in Sydenham zur Anwendung gekommen. Zu den Kolben mit offener Dichtung sind auch die Schwimmer zu rechnen, welche von Flüssigkeiten getragen werden und mit deren Oberfläche auf- und niedersteigen. *c* offener Schwimmer, gefässartig gebaut, *d* geschlossener Schwimmer, sowohl gefässartig, wie auch als voller Block ausgeführt, dessen Gewicht dann meist durch ein Gegengewicht theilweise aufgewogen wird.

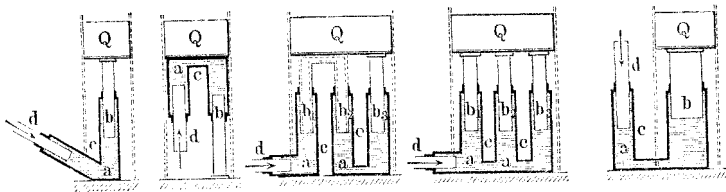
Ueber den Bau der Kolben und Stopfbüchsen s. Kap. XXVI. Die den Kolben entsprechenden Maschinenelemente bei den Zugorganen sind die Gehänge, für Seile in Fig. 825 und 826, für Ketten in Fig. 831 bis 834 dargestellt; bei ihnen fällt, wenn sie wie gewöhnlich keinen Richtungswechsel mitzumachen haben, die Kapsel weg.

§. 311.

Leitwerke mit Druckorganen.

Aus einem Druckorgan und den zugehörigen Leitungstheilen kann eine Kraftübertragungsvorrichtung gebildet werden; eine solche heisse ein Druckorganleitwerk oder kürzer ein Druckleitwerk. Beispiele von Druckleitwerken stellt Fig. 951 schema-

Fig. 951.



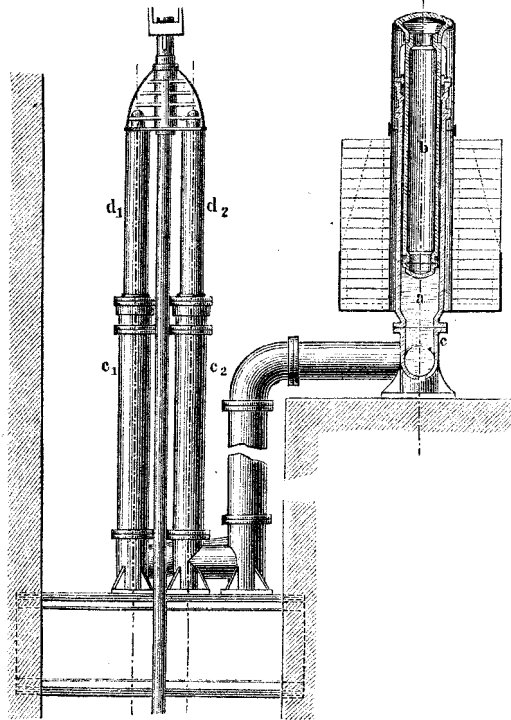
tisch dar. *a* Kolbendruckwerk zur Senkrechtförderung einer Last *Q*. Die Kolben *b* und *d* sind gleich dick angenommen; Druck auf *d* bei Vernachlässigung der Reibung $= Q$; ein Wasserstrang so dick wie die Kolben drückt die Last nach oben, seine Richtung hier um 120° wechselnd. Erwünscht ist, der Vorrichtung einen bezeichnenden Namen zu geben. Vergleichen wir sie

*) Theorie bei Weisbach, Mech. III, 2. Abth., §. 410.

mit ihrem genau entsprechenden Gegenstück bei den Zugorganen, Fig. 784 und 785 *a*, so bietet sich sofort der Name hydraulische Rolle oder Wasserrolle dar; noch geeigneter aber ist vielleicht der Name hydraulischer Hebel oder Wasserhebel, den ich hier anwenden will.

b loser Wasserhebel. Die Kolben *d* und *b* wieder gleich dick; der Widerstand *Q* ist auf zwei gleich starke Wasserstränge

Fig. 952.



vertheilt, daher bei der Reibung Null die Kraft beim Kolben $a = \frac{1}{2} Q$; Richtungswechsel hier 180°.

c Kombination oder Verbindung von Fall *a* mit Fall *b*. Die Kolben b_1, b_2, b_3 gleich dick, die Last *Q* auf drei gleiche Wasserstränge vertheilt, dreisträngiges Druckleitwerk. Die Druckleitwerke unter *a*, *b* und *c* entsprechen den Zugleitwerken *a, b, c* in Fig. 784. Beachtet man aber ferner, dass die Vorrichtung *c* den Zweck erfüllt, unterhalb der drei (gleich starken)

Kolben b_1, b_2, b_3 gleichen Wasserdruck entstehen zu lassen, so erkennt man, dass ihr dafür auch die Form unter *d* gegeben werden könnte, oder auch, indem man die drei Kolben in einen einzigen zusammenzieht, die Form unter *e*. Letztere ist aber bekannt, sie bildet die Grundlage der hydraulischen Presse. Dieser liegt hiernach dasjenige Druckleitwerk zu Grunde, welches dem als (Leitungs-) Flaschenzug bekannten Zugleitwerk entspricht.

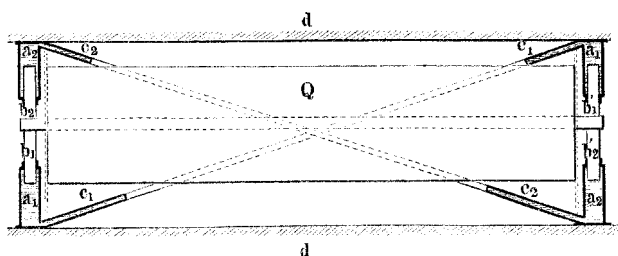
Eine Vergleichung von Fig. 951 *e* mit *a* zeigt nun, dass beide Leitwerke ganz denselben Hauptgrundsatz haben; *e* muss also

auch ein Wasserhebel genannt werden, und zwar ist er ein ungleichschenkliger gegenüber dem gleichschenkligen unter a .

Der Wasserhebel kam schon früher, kommt aber neuerdings häufiger in Anwendung zur Ausgleichung von Schachtgestängen*). Fig. 952 stellt einen hierfür nach Ingenieur Oeking's Angaben ausgeführten Wasserhebel dar**). An den beiden Kolben d_1 und d_2 hängt das Pumpengestänge; seinem Gewichte entsprechend ist der Kolben b belastet. Lang ausgedehnte Wasserstränge in Wasserhebeln nennt man häufig Wassergestänge. Bei den ausgezeichneten Waagen von Emery dienen ungleichschenklige Wasserhebel mit Membrankolben als Kraftübertrager***).

Fig. 953. Verbindung von zwei Leitwerken von der Form a , Fig. 951. Der Körper Q , auf geraden Bahnen gleitend, welche

Fig. 953.



den vier gleichgrossen Kolben $b_1 b_2 b_3 b_4$ parallel sind, wird durch die beiden Druckleitungen parallel geführt. Das Ganze ist eine Parallelführung und entspricht der Schnurparallelführung in Fig. 784 d . Die Vorrichtung scheint neu.

In allen den bis hierher angeführten Beispielen weist das feste Gebilde durch seine Leitungsflächen dem flüssigen Druckorgan den Weg an. Es ist aber nicht zu vergessen, dass damit stets nur eine relative Bewegung vorgeschrieben oder erzwungen wird. Es kann daher auch das Druckorgan der leitende Theil, dafür aber das feste Gebilde der geleitete sein. Solches findet statt beim Schiff vermöge der Einstellung des Steuerruders, welches Leitung in der Ebene erzielt, beim Whitehead-Torpedo durch mehrere Steuerruder, welche räumliche Leitung bewirken.

*) Schon 1846 waren auf Grube Zentrum im Eschweiler Becken bei den Fabrkunstgestängen gleichschenklige Wasserhebel in Anwendung.

***) Siehe Z. Deutscher Ingenieure, Bd. 29 (1885), S. 545. Herr Oeking nennt die Vorrichtung ab einen Akkumulator, was dieselbe aber nicht ist.

***) S. Berliner Verhandlungen 1884, Sitzungsberichte S. 58 ff.

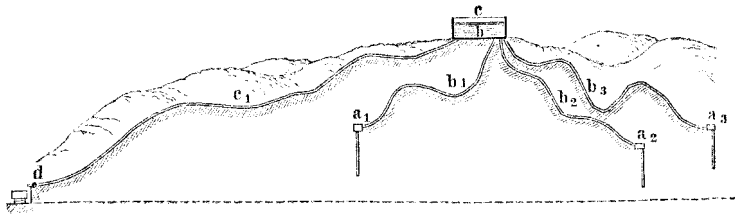
§. 312.

Haltung der Druckorgane.

Mit dem Namen Haltungen möchte ich diejenigen Vorrichtungen bezeichnen, bei welchen ein Druckorgan in einen Behälter befördert wird, der eine Ansammlung gewisser Mengen des Druckorgans gestattet und aus welchem letzteres zu Zeiten für fernere Verwendungen wieder entlassen werden kann. Dieses Ansammeln und Ablassen entspricht, wie in §. 309 angedeutet, dem Auf- und Abwickeln der Zugorgane, vergl. Fig. 787. Den Namen entlehne ich den so bezeichneten Bauwerken bei Schiffahrtskanälen. Von den Anwendungen der Haltungen folgen hier einige Beispiele.

Fig. 954 Haltung für Petroleumbeförderung, wie seit längerer Zeit in den Erdölbezirken Nord-Amerikas im Gebrauch, neuerdings auch bei den

Fig. 954.



Ölquellen von Baku benutzt. a_1, a_2, a_3 Bohrlöcher mit Pumpwerken, welche das artesisch erbohrte Öl durch Leitungen oft meilenweit zum Hochbehälter c fördern. Aus diesem fließt es durch eine, abermals oft meilenlange Leitung c_1 nach einem Verladungs- oder anderweitigen Versendungsplatz. Schwankungen im Zu- und Abfluss des Oels heben oder senken den Flüssigkeitsspiegel in c).*

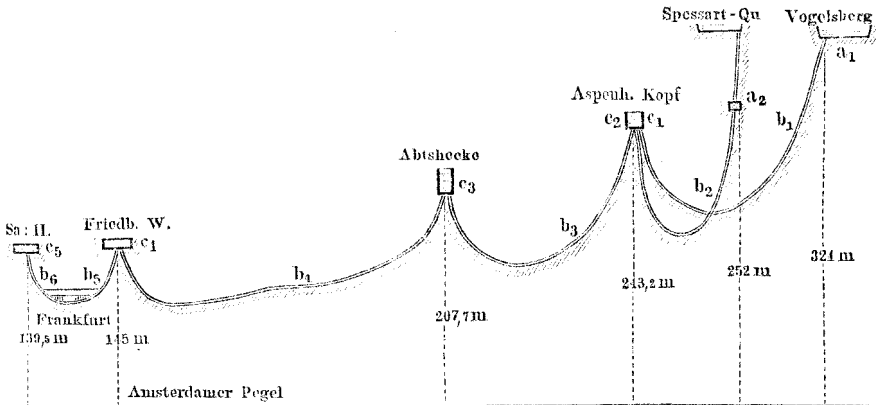
Die Hochbehälter für städtische Wasserleitungen mit ihrem verzweigten Rohrnetz bilden ebenfalls solche Haltungen. In die Zuleitungen schaltet man gelegentlich, wenn die Geländeverhältnisse es erheischen, umgekehrte Heber oder Düker ein, welche durch Behälter mit einander verbunden sind und mit diesen Haltungen bilden. Als Beispiel sei die, vom Ingenieur Schmick erbaute ausgezeichnete Quellwasserleitung für Frankfurt a. M. angeführt, Fig. 955. a_1, b_1 oberste Haltung mit den Quellen bei

*) Im Bau begriffen ist jetzt (1887) eine 1005 km lange Petroleumleitung von Baku nach Batum am Schwarzen Meer. Die Leitung, welche 6" Rohrweite hat, ersteigt in einer Reihe von Haltungen mit Dampftrieb den 3000' über Meer gelegenen Surampass und soll von da in einer einzigen Haltung nach Batum gehen.

Birstein im Vogelsberg. $a_2 b_2$ zweite Haltung mit den Quellen am Gieserborn im Spessart, unter dem Kinzigfluss durchgeführt. Diese beiden Quellhaltungen giessen durch Stellventile in den Behälter $c_1 c_2$ auf dem Aspenhainerkopf aus. $c_2 b_3$ dritte Haltung, in den Behälter c_3 auf der Abtshecke ausgiessend. $c_3 b_4$ vierte Haltung, in den Hochbehälter c_4 ob Frankfurt ausgiessend. $c_4 b_5$ fünfte Haltung, das Stadtnetz versorgend. $b_6 c_5$ sechste Haltung, welche den Hochbehälter bei Sachsenhausen speist, wenn das Stadtnetz weniger verbraucht, als ihm zufliesst. Durch Stellventile wird in allen Hochbehältern der Zu- und Abfluss geregelt*).

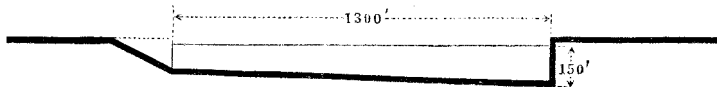
Kleine Haltungen sind an den Wasserstationen der Eisenbahnen im allgemeinen Gebrauch. Haltungen für Maschinenbetrieb sind die Weier, Becken und Teiche nebst Zu- und Abflüssen, welche bei Turbinen- und Wasserradanlagen üblich sind. Das Harzgebirge ist in mustergültiger Weise mit solchen Hal-

Fig. 955.



tungen gleichsam überzogen. Weit ausgedehnte Gräben und Kanäle können oftmals ihres grossen Inhaltes wegen statt der Weier und Becken dienen; dies geschieht bei den meisten Haltungen der Schiffahrtskanäle. Für Wiesenbewässerung findet man in kleineren Flussgebieten ausgedehnte Haltungen von geringen Druckhöhen angewandt.

*) Ein Düker von grossartiger Anlage ist der gegenwärtig (1887) im Bau begriffene der neuen Croton-Wasserleitung bei Neuyork. Dieser Düker unterfährt den Harlemlfluss in einer Tiefe von 150' unter dem Wasserspiegel,



wo er durch das feste anstehende Gestein getrieben wird und einen cylindrischen Kanal von $10\frac{1}{2}'$ Weite darstellt. (Näheres u. a. im Neuyorker „Techniker“ 1886, Nr. 1, auch in „Mechanics“ 1886, Nov., S. 241.)

Natürliche Haltungen, welche den Ablauf der Niederschläge regeln, sind die Seen in Hochgebirgsländern). Manchmal wird Ersatz für solche in künstlichen Anlagen, den durch Barren oder Thalsperren gebildeten Sammelteichen gesucht. Die besten neueren Anlagen dieser Art, deren es viele Hunderte alte im Orient gibt, und noch grössere früher gab, hat Frankreich mit grossen Staatsausgaben errichtet; das grossartigste Beispiel liefert die Thalsperre des Flusses Furens bei St. Etienne, wo ein 50 m tiefes Becken durch Thalsperrung gebildet ist. Aus diesem werden die ehemaligen Wildwässer, die früher Vieles verwüsteten, in geregelterm Ablauf zum Fabrikbetrieb niedergeleitet**).*

Haltungen für besonders stark gepresstes Wasser, von 20, 50 bis 200 Atmosphären Druck, Hochdrückhaltungen zu nennen, bilden die sogenannten Akkumulatoren (Druckhalter), welche zu mancherlei Betrieb, namentlich für Wasserkranne, Schleusenthore, Drehscheiben, Klappbrücken u. s. w. im Gebrauch sind. Diese Druckhalter wurden oben (§. 260) zu den Spannwerken gezählt, als welche sie auch wirken können. Im allgemeinen sind die Flüssigkeitsspannwerke solche Haltungen, welche mit plötzlichem starkem Abfluss verwendet werden. Hierhin gehören die im Schwarzwald üblichen Schwälungsanlagen; bei ihnen dient das, auf wasserarmer Höhe in Hochweiern angesammelte Wasser dazu, bei kurzem raschem Niederschiessen die im

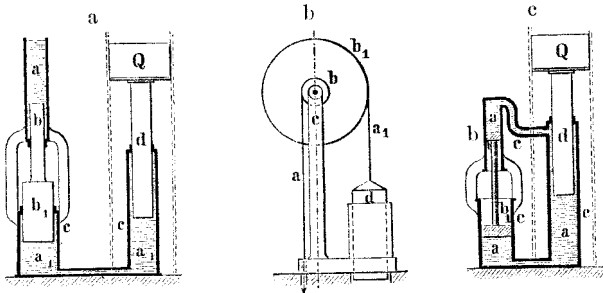
*) Die Schweizer Seen vermindern die Wirkung der von den Alpen niedergehenden Hochwässer um 55 bis 60 Proz. So z. B. verhält sich die Hochwassermenge des Rheins zu dessen Niedrigwassermenge gleich oberhalb des Bodensees wie 10,9 : 1, ganz nahe unterhalb desselben wie 4,9 : 1; bei Rhone und Genfersee betragen die beiden Verhältnisse 12,7 : 1 und 5 : 1. Siehe die „Denkschrift betreffend die bessere Ausnützung des Wassers etc.“, herausgegeben im Auftrage des Verbandes Deutscher Archit.- und Ingen.-Vereine von Frauenholz, Garbe, Intze, Schmick und Wolff, München 1883.

**) Näheres in folgenden Werken: Jaubert de Passa, Recherches sur les arrosages chez les peuples anciens, Paris, Bouchard-Huzard, 1846; derselbe, Mémoire sur les cours d'eau et les canaux d'arrosages des Pyrénées orientales, Paris ebenda; sodann Nadault de Buffon, Cours d'agriculture et d'hydraulique agricole, Paris, Victor Dalmont, 1853 bis 1858; derselbe, Hydraulique agricole, application des canaux d'irrigation de l'Italie septentrionale, Paris, Dunod, 1861 bis 1862; Baird-Smyth, Irrigation in southern India, London, Smyth Elder & Co. 1856; Dupuit, Traité de la conduite et de la distr. des eaux, Paris 1865, worin auch gezeigt ist, wie schon die alten Römer den Düker in grossartigem Massstabe zur Anwendung brachten; Scott Moncrieff, Irrigation in southern Europe, London, Spon, 1868; Linant de Bellefonds Bey, Mémoire sur les principaux travaux d'utilité publique en Égypte depuis la plus haute antiquité jusqu'à nos jours, Paris, Bertrand, 1872 bis 1873; Krantz, Étude sur les murs de réservoirs, Paris, Dunod, 1870, sowie zahlreiche Abhandlungen in den Annales des ponts et chaussées. Siehe auch F. Kuhn, Ueber die Thalsperre der Gileppe bei Verviers, Zivilingenieur 1879, S. 1; sodann über die Wasserbehälter im Elsass in der Zeitschrift „la Nature“ 1876, S. 55, einen lesenswerthen Artikel von Charles Grad. Allgemeines findet man in des Verfassers kleiner Schrift: Ueber das Wasser, ein akademischer Vortrag, Berlin, Nicolai, 1876.

Schwammgerinne aufgesammelten Flössholzstämme zum flössbaren Fluss herabzuschwemmen.

Wenn man eine Hochdruckleitung zur Verfügung hat, stellt es sich manchmal als wünschenswerth heraus, mit Hilfe derselben ein Druckwerk mit niederem Druck zu betreiben; oder, es kann umgekehrt der Uebergang von niederem Druck zu hohem erwünscht sein. Beides kann mit Hilfe der vom Verfasser angegebenen Einrichtung, Fig. 956 *a*, geschehen*). Dieselbe kann wiederum als ein hydraulischer oder Wasserhebel, und zwar als ungleichschenkliger, bezeichnet werden, ist aber von dem bei Fig. 951 besprochenen verschieden. *a* Leitungsstrang mit hohem

Fig. 956.



Druck, a_1 ein solcher mit niederem Druck, beide auf einander wirkend mittelst des aus zwei Kolben bestehenden Uebertragungsstückes bb_1 . Die Wasserpressungen in a und a_1 verhalten sich bei Vernachlässigung der Reibungen verkehrt wie die Querschnitte der Kolben b und b_1 , d. i., wenn diese cylindrisch sind, wie die Quadrate der Durchmesser. Auf den Kolben d , welcher hinzugefügt ist, um eine Benutzung des vorliegenden Wasserhebels zu zeigen, wirkt der niedere Druck des Stranges in c . Man kann sich den vorliegenden Wasserhebel so entstanden denken, als ob die Kolben b und d des alten Wasserhebels auf gemeinschaftliche Achse gebracht und fest verbunden worden wären, und als habe man alsdann die beiden, die Kolben belastenden Kräfte durch Wasserpressungen ersetzt. Uebrigens entspricht unser neuer Wasserhebel der Verbindung von zwei Wicklungen mit Zugorganen, wie sie beim Seilkran, Fig. 792 *a*, vorgeführt wurde, was ein Vergleich mit Fig. 956 *b* vollends deutlich macht (vergl. auch noch S. 701). Der vorliegende ist also

*) S. Glaser's Annalen für Gewerbe und Bauwesen, 1885, Bd. XVII, S. 234.

ein Haltungswasserhebel gegenüber dem Leitungswasserhebel Fig. 951 *e*. Verbindet man bei dem vorliegenden ungleichschenkligen Wasserhebel die Leitung für *a* oberhalb des kleinen Kolbens mit derjenigen für *d*, wie in Fig. 956 *c* angedeutet, so werden die Pressungen über dem kleinen und unter dem grossen Kolben wieder gleich gross. Das Wasserhebelwerk, welches sich hierbei ergibt, ist das Gegenstück zur Gegenwinde oder chinesischen Winde, Fig. 790 *a*, entspricht auch, wie die genannte Winde selbst, dem sogenannten Differenzial- oder Treibflaschenzug, Fig. 796 *e*.

Den Hochdruckhaltungen für Wasser gegenüber gibt es auch Tiefdruckhaltungen, d. h. solche, welche einen Wasserspiegel in oftmals weit ausgedehnten Sammelgebieten unter die natürliche Sohle herabziehen. Tiefdruckhaltungen sind die Wasserhaltungen der Bergwerke, auch diejenigen der Polderanlagen in Niederungen, wie z. B. die grossartigen Anlagen dieser Art in Holland, dann die in der Lombardei, auch einzelne in Norddeutschland (Preussisch-Holland).

Haltungen für Leuchtgas bilden mit ihrem Rohrnetz die Gasometer, welche die Engländer hiernach richtig Gashalter nennen. Haltungen für Druckluft werden bei Tunnelbauten in grossartigem Massstabe benutzt, so dann auch bei den sogenannten pneumatischen Gründungen für Brückenpfeilerbauten. Kleinere Luftdruckhaltungen sind die Windkessel an Pumpen und dergleichen.

Die von Hobrecht entworfene und ausgeführte Entwässerung der Stadt Berlin geschieht vermittelt zehn Tiefdruckhaltungen, genannt Radialsysteme, in welchen der Tiefdruck durch Dampfdruckwerke herbeigeführt wird. Letztere befördern die gehobenen Flüssigkeiten in radialer Richtung durch Leitungen fern von der Stadt zu den Rieselfeldern.

Tiefdruckhaltungen hat man auch für Luft ausgeführt, so in den Prägestätten der englischen Münze, wo der Vakuumkessel oder Leerhalter den sonderbaren Namen Exzenter führt; in diesen strömt die zum Maschinenbetrieb benutzte atmosphärische Luft ab und wird durch Dampfkraft stets wieder ausgepumpt. Die Wetterhaltungen für Gruben sind ebenfalls als Tiefdruckhaltungen zu bezeichnen.

Haltungen für körnerige Druckorgane gibt es auch. Solche sind die grossartigen, mit Maschinenbetrieb ausgerüsteten Getreidespeicher, welche neuerdings so vielfach angelegt werden.

Eine physikalisch betriebene Haltung ist der Dampfessel, den wir auch ein Spannwerk nennen könnten (§. 260). Eine physikalisch und zugleich chemisch betriebene Haltung bildet der elektrische Akkumulator, welchen man nach dem Entwickelten einen Stromhalter nennen könnte. Als physikalisch und zugleich mechanisch betriebene Tiefdruckhaltungen kann man die Kälteerzeugungsmaschinen (Frostmaschinen) ansehen.

Ein sich rasch entwickelnder neuer Gedanke ist der der Einrichtung von Druckorganhaltungen in Städten, um in denselben Betriebskraft zu vertheilen. Nachdem bestehende Hochdruckwasserleitungen in England den Anstoss gegeben (Armstrong), der ausgezeichnete Gasmotor unseres Otto die zweite bemerkenswerthe Stufe gebildet, befasst sich jetzt die Maschinentechnik mit der unmittelbaren Lösung dieser bedeutenden Aufgabe. Man errichtet für den Zweck besondere Haltungen — Krafthaltungen dürfen wir sie ganz allgemein nennen — und vertheilt von ihnen aus Kräfte mittelst Ferntriebs (s. §. 785). Das System der Vertheilung kann das des Kreistriebs sein (vergl. §. 301), wo das gebrauchte Druckorgan zur Haltung zurückfliesst, um neu gepresst zu werden, oder das des Linientriebs (vergl. meine Mittheilung in Glaser's Annalen, 1885, Bd. XVII, S. 226), wo die gebrauchte Flüssigkeit alsbald abfließt. Beispiele wichtiger städtischer Krafthaltungen sind die folgenden.

1) Hochdruckwasserhaltung der London Hydraulic power Company; vertheilt bis zu 300 PS mittelst Wassers von 46 at Spannung, theils im Kreis-, theils im Linientrieb; ähnliche ältere Anlage in Hull.

2) Hochdrucklufthaltung, in Leeds und Birmingham durch die General compressed air Company in Angriff genommen; Pressluft von 3 at Spannung; soll 1000 PS in Leeds, 6000 PS in Birmingham liefern; reiner Linientrieb*). In Paris wird durch die Compagnie Parisienne de l'air comprimé, procédés Victor Popp, von drei Stationen aus Kraft geliefert, und zwar von einigen kgm an bis angeblich zu 70 bis 80 PS; zur Verfügung sollen stehen 3000 PS. Die Presslufthaltungen werden wahrscheinlich noch eine grosse Verbreitung erlangen, namentlich für dauernde Betriebe.

3) Hochdruckdampfhaltung, in Newyork in grossem Maassstab von mehreren Gesellschaften durchgeführt; reiner Linientrieb.

4) Tiefdrucklufthaltung für Luft, in Paris betrieben durch die Soc. anonyme de distribution de force à domicile. Reiner Linientrieb. Der Stock scheint 200 PS nicht viel zu überschreiten, seit 1885 in regelmässigen Gang.

5) Hochdruck-Heisswasserleitung, ausgeführt in Washington durch die National superheated water Company, liefert hochehitztes Wasser unter 26 bis 33 at Spannung, welches sich in der Kraftmaschine in Dampf verwandelt.

6) Kraftgashaltung, hier nochmals zu nennen wegen der Bestrebungen, sog. Wassergas aus Haltungen als Kraftgas zu vertheilen.

Die Kraftvertheilung durch elektrische Haltungen hat einen völlig festen Boden zur Zeit noch nicht gewonnen.

*) Siehe A. Lupton und J. Sturgeon, Compressed air versus hydraulic pressure, Leeds 1886; auch: Sturgeon, Compressed air power schemes, London 1886, sowie: The Birmingham Compressed air Company, Birmingham 1886.

§. 313.

Treibung der Druckorgane.

Wie bei den Zugorganen, so findet auch bei den Druckorganen das, was wir Treibung nennen dürfen, die allervielseitigste Anwendung im Maschinenwesen. Zugleich sind aber die Treibungshilfsmittel hier noch weit mannigfaltiger als dort. Deshalb wollen wir, um die Uebersichtlichkeit zu erhalten, je nach der Wirkungsweise des Druckorgans und auch je nach dem Bewegungszweck der Maschine Unterscheidungen eintreten lassen.

Eine erste und sehr wichtige Unterscheidung empfiehlt sich bezüglich der durch den Mechanismus bedingten Bewegungsweise des Druckorgans, ob dieselbe nämlich stetig, oder ob sie absetzend, d. h. der Mechanismus

ein Laufwerk, oder

ein Gesperrwerk

ist (vergl. §. 260). Die Sperrklinken für die Druckorgane sind, wie schon S. 684 bemerkt wurde, die Ventile.

Sodann ist es für die Bauart von einer grossen, meistens entscheidenden Bedeutung, ob

das Druckorgan treibt,

das Druckorgan getrieben wird, oder

der Treiborganträger getrieben wird,

weshalb wir hierauf bei der Ordnung der Beispiele Rücksicht nehmen müssen.

Endlich hat noch eine dritte Unterscheidung gewisse Vortheile, diejenige nämlich, ob das Druckorgan wesentlich

durch seine Schwere, oder

durch lebendige Kraft

wirkt. Diese letzte Unterscheidung ist nicht ganz scharf, erleichtert indessen die Uebersicht und macht sich besonders in den von der Maschinenlehre zu behandelnden Theorien der betreffenden Maschinen bemerklich.

Im Folgenden stellen wir nun nach diesen Anordnungsgrundsätzen, entsprechend dem in §. 262 bezüglich der Zugorgane eingeschlagenen Verfahren, wichtige Beispiele der verschiedenen Druckorganmaschinen zusammen und beginnen mit den Laufwerken als der einfacheren der beiden Maschinengattungen.

A. Laufwerke mit Druckorganen.

§. 314.

Laufwerke, in welchen das Druckorgan durch seine Schwere treibend wirkt.

Mit unwichtigen Ausnahmen kommen hier nur flüssige Druckorgane in Betracht*), welche bei geringer Geschwindigkeit wesentlich der Schwerkraft folgen.

Fig. 957, a unterschlächtiges Wasserrad, b mittelschlächtiges oder Kropf-
rad. Treiborgane sind im Kreise geordnete, radial oder nahezu so gestellte

Fig. 957.

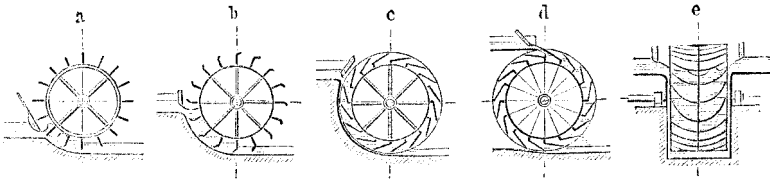
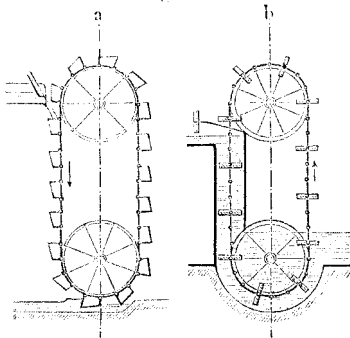


Fig. 958.



Schaufeln, welche Stempel vertreten (vergl. S. 867). Die Kapsel wird bei a durch das schwach gebogene Schussgerinne, bei b durch das dem Radumfang ganz nahe gelegte Kropfgerinne gebildet. c rückschlächtiges, d überschlächtiges Rad (vergl. S. 130). Treiborgane sind hier im Kreise geordnete Gefässe, Becher, die Zellen genannt. e seitenschlächtiges Rad (von Zuppinger). Leitung in allen fünf Fällen wegen des geringen Druckes oben offen. Der Kropf fällt bei dem Rade d ganz oder zum Theil weg,

da hier die Zellenwände Gefässe für das niedersinkende und treibende Wasser bilden.

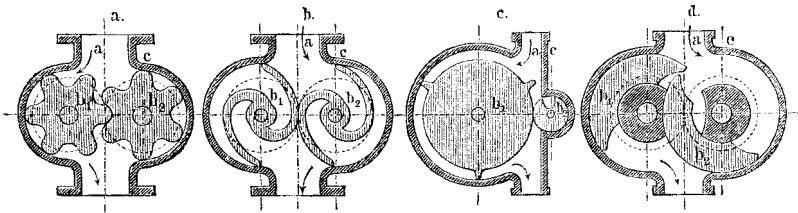
*) Es sei übrigens erwähnt, dass in einem der Territorien der Vereinigten Staaten erstlich der Versuch gemacht worden ist, hochgelegene, von regelmässigen Winden stets erneuerte Sandablagerungen im überschlächtigen Sandrad auszunützen.

Fig. 958. a Paternoster- oder Rosenkranzwerk mit Bechern, Eimern zur Aufnahme des Aufschlagwassers. b Scheibenkunst, Rosenkranzwerk mit Kolbenkette, welche mit Spielraum in prismatischer Kapsel geht.

Das Betriebswasser wirkt in den Maschinen unter Fig. 957 ganz ähnlich auf das Rad, wie eine Zahnstange auf ein Zahnrad; in der That ist in diesem Sinne das Wasserrad ein Zahnrad. Diese Wirkungsweise lässt sich aber, wo Gewichtsbetrieb vorausgesetzt ist, nur dann verwerthen, wenn man das Rad so hoch oder höher bauen kann, als das Gefälle ist. Kleinere Räder gestatten allerdings die Maschinen unter Fig. 958, bieten aber bauliche und namentlich betriebliche Schwierigkeiten. Dagegen gestattet die Zusammenlegung von zwei Wasserrädern in eine Kapsel, bei hohem Gefälle mit ganz kleinen Rädern den Gewichtsbetrieb zu erzielen. Die so entstehenden Laufwerke nennt man (auf Vorschlag des Verfassers) Kapselräderwerke*), von denen hier einige Beispiele folgen.

Fig. 959. a Pappenheim's Kapselräderwerk. Hier ist die Verzahnung eine stetig berührende, d. h. so beschaffen, dass der Berührungspunkt der

Fig. 959.



Zahnprofile jedes der beiden Räder stetig umläuft. Demzufolge verschliesst der Zahneingriff dem Wasser den Durchgang; dasselbe thut die Kapsel durch innige Berührung der Zahnscheitel und Endflächen der Räder. Das z. B. abwärts drückende Wasser wird in den Zahnlücken der Kapselwand entlang abwärts geführt und treibt beide Räder um. Diese sind stets ausserhalb der Kapsel noch durch ein thunlichst spielfrei arbeitendes Zahnradpaar zu koppeln. Das vorliegende Kapselräderwerk ist das älteste und als Pumpe erfunden, kann indessen ebenso gut dienen, wenn die Flüssigkeit treibend wirkt, s. unten.

b Payton's (Wassermesser-) Kapselräderwerk mit Evolventenverzahnung. Zahnberührung unstetig, aber so beschaffen, dass eine neue beginnt, che eine wirksame aufhört. Durchfluss kann deshalb an der Eingriffstelle nicht stattfinden, indessen wird ein Theil der auswärts durchgeleiteten

*) Siehe Berliner Verhandlungen 1868, S. 42.

Flüssigkeit zurückbefördert. Klemmungen dieser Rückfuhrmenge sind mit Sorgfalt zu verhüten.

c Eve'sches Kapselräderwerk. Verhältniss der Zähnezahlen 1:3. Zahnberührung wieder unstetig. Das theoretische Durchflussvolumen bei allen Kapselräderwerken, ob stetig oder unstetig im Eingriff, ist genau oder sehr nahe gleich dem vom Zahnringquerschnitt beschriebenen Raum eines der beiden Räder.

d Kapselräderwerk von Behrens. Hier sind die Zähnezahlen beide = 1 gemacht (wie auch bei dem weiter unten zu besprechenden Repsold'schen Kapselwerk), die Räder aber ausserdem als Schildräder gestaltet (vergl. §. 211). Hierdurch wird der grosse Vortheil erzielt, auch an der Stelle zwischen den beiden Rädern, wo sonst nur Liniendichtung stattfindet, Flächendichtung ausführen zu können. Wegen Vorhandenseins dieser Dichtung brauchen die Zahnprofile einander auch nicht mehr zu berühren und sind so geformt, dass sie nur in gewisser Nähe an einander vorübergehen. Das Behrens'sche Kapselräderwerk würde sich wegen seiner guten Kolbenverhältnisse sehr gut als Wasserkraftmaschine eignen, wenn nicht die Unreinigkeiten der natürlichen Gefällwässer die Dichtungen zu rasch angriffen.

Die Durchströmung der Kapselräderwerke geschieht nicht gleichförmig, und zwar um so weniger gleichförmig, je kleiner die Zähnezahlen der Kolbenräder sind; deshalb eignen sich die Kapselräder, wenn durch Wasser betrieben, nur für geringere Geschwindigkeiten, da bei grösseren die Stossverluste sehr störend auftreten.

§. 315.

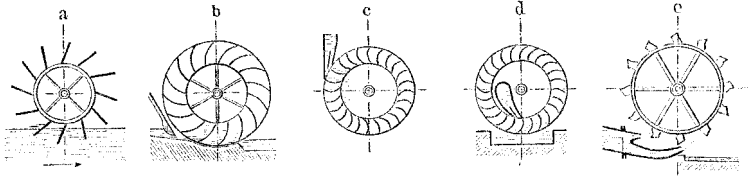
Laufwerke, in welchen das Druckorgan durch seine lebendige Kraft treibt.

Zum Betrieb von Laufwerken durch lebendige Kraft kommen sowohl flüssige als luftförmige Druckorgane zur Verwendung, wie folgende Beispiele zeigen.

Fig. 960 (a. f. S.). a Flussrad, Schiffmühlenrad; die Treiborgane sind flache, radiale, oder, wie hier, etwas schräg gestellte Schaufeln, welche durch die Strömung mitgenommen werden, Wirkungsgrad sehr gering. b Ponceletrad; die Schaufeln sind in gebogene Wände von Kanälen übergeführt. In diesen Kanälen oder unlaufenden Gerinnen fliesst der einschliessende Wasserstrahl aufwärts und wieder abwärts, seine lebendige Kraft mit hohem Wirkungsgrad abgehend. c aussenschlächtiges Tangentialrad, Zuppingerrad; Kanäle ähnlich wie beim Ponceletrad, aber am inneren Ende stark rückwärts gekrümmt. Der Wasserstrahl läuft auf der gehöhlten Kanalwand nach innen, gibt dabei seine lebendige Kraft ab und tritt

innen aus. *d* innenschlächtiges Tangentialrad, Schwamkrugrad; der Wasserstrahl, der sonst wie vorher wirkt, tritt aussen aus. *e* Hurdy-Gurdy-Rad der Amerikaner; Treiborgane sind löffelförmige Schaufeln; das Ganze ist ein aussenschlächtiges Tangentialrad von grossem Durchmesser

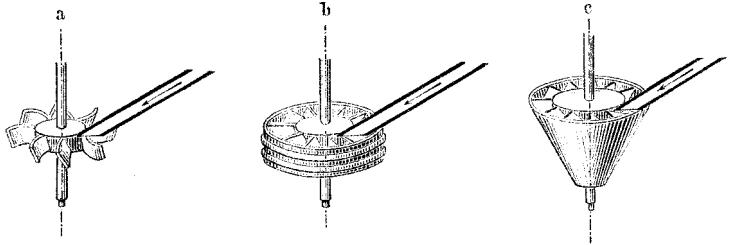
Fig. 960.



und kleiner Schaufelzahl. Das Hurdy-Gurdy-Rad ist aus einem rohen Nothbehelfbau zu einem Wasserrade von hoher Nutzleistung ausgebildet worden*).

Seitenschlächtig sind die Wasserräder in Fig. 961. *a* Strauberrad, an Gebirgswässern noch oftmals zu finden; roher Nothbehelfbau von kleinem

Fig. 961.



Wirkungsgrad. *b* Borda'sche (alte) Turbine, auch Tonnenmühle genannt, mit schraubenartigen Kanälen in tonnenförmigem Mantel. *c* Danaide, seitenschlächtige Partialturbine mit schraubenförmigen Kanälen in kegel-förmigem Mantel, in Frankreich am meisten im Gebrauch gewesen**).

Bei sämtlichen Rädern von Fig. 958 an bis hierher wird die lebendige Kraft in Form von blossen Druck auf die eine Kanalwand abgegeben. Man hat deshalb die Räder dieser Gattung Druckräder genannt.

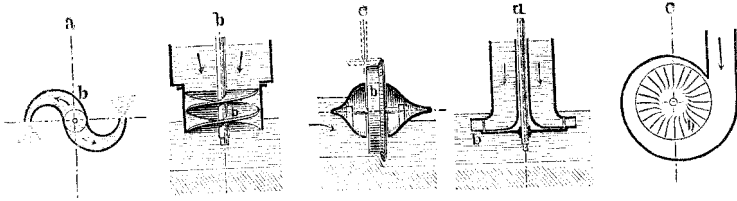
*) Namentlich durch Pelton (Nevada City, Ver. St.). Pelton'sche Räder bis zu 300 PS sind ausgeführt, s. Mining u. Scientific Press, 1884, Oct., S. 246, und 1885, Juli, S. 21. Escher, Wyss & Cie. in Zürich bauen Pelton-räder mit Schutzkapsel für dynamoelektrische Betriebe.

***) Näheres in Weisbach-Herrmann's Ing.- u. Masch.-Mechanik II, (4. Aufl.), S. 558.

Anders äussert sich die lebendige Kraft bei den folgenden in den Wasserstrom eingetauchten, von diesem durchströmten Rädern, nämlich unter gleichzeitigem Druck auf alle Wände des gefüllten oder „vollen“ Kanales. Hierbei entsteht Rückprall oder sogenannte hydraulische Reaktion der in einem geschlossenen Strahl aus jedem der Kanäle ausströmenden Flüssigkeit. Man nennt deshalb diese Räder Reaktionsräder oder Reaktions-turbinen *).

*Fig. 962. a Segner'sches Rad; der von der Mitte her axial zutretende und aussen abfließende Wasserstrom treibt durch Rückprall oder Reaktion das Rad um. b Schraubenturbine, seitlich und voll beaufschlagt**). Als ein Ausschnitt aus einer Schraubenturbine kann der Woltmann'sche Flügel angesehen werden. c Girard'sche Stromturbine, seitenschlächtig,*

Fig. 962.



nur theilweise eingetaucht. d Cadiat-Turbine, innenschlächtig. e Thomson-Turbine, aussenschlächtig, mit stehender Achse; der Wasserabfluss findet innen nach beiden Seiten in axialer Richtung statt. In allen fünf vorliegenden Beispielen wird der zutretende Wasserstrom als Ganzes unge-theilt geleitet, und zwar durch die Wände des Zuströmungskanals; bei den Rädern in folgenden Beispielen wird er dagegen durch Leitschaufeln in eine Anzahl einzelner Ströme zerlegt.

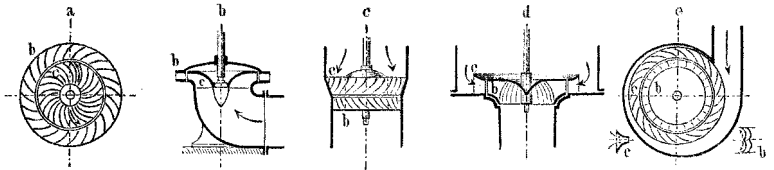
Fig. 963 (a. f. S.) a Fourneyron-Turbine, innenschlächtige Vollturbine mit Leitschaufeln; innerhalb steht fest der Leitschaufelkranz im sogenannten Leitrade, welchem das Wasser in axialer Richtung zufließt. b Fourneyron-Turbine, mit Beaufschlagung von unten, durch Nagel vielfach ausgeführt, weshalb auch oft Nagel'sche Turbine genannt. c Jonval- oder auch Henschel-Turbine, seitlich beaufschlagte Vollturbine, mit Leitschaufeln im Leitrade c.

*) Die von Einzelnen gewählte Bezeichnung Aktionsturbinen für Druckturbinen in Entgegensetzung von „Aktion“ gegen „Reaktion“ ist wohl nicht gut zu heissen, weil diese Begriffe einander nicht entgegenstehen. Bei Reaktionswirkung findet auch Aktion statt; „Reaktion“ des Wassers ist ein für sich bestehender technischer Ausdruck, vielleicht kein glücklicher, aber doch gebräuchlicher. Will man nun verbessern, so wird man also „Reaktion“ durch einen neuen Ausdruck zu ersetzen, den guten Namen „Druckräder“ aber doch wohl stehen zu lassen haben.

***) Mühle von St. Maur, S. Leblanc, Machines, outils et appareils, Paris.

d Francis-Turbine, aussenschlächtige Vollturbine mit Leitrad c^o). e Schiele-Turbine, doppelte aussenschlächtige Vollturbine mit zweiseitigem, axial gerichtetem Abfluss und einem die Wassergeschwindigkeit stetig beschleunigenden festen Leitrad c. Bei den letzten drei der vorstehenden Volltur-*

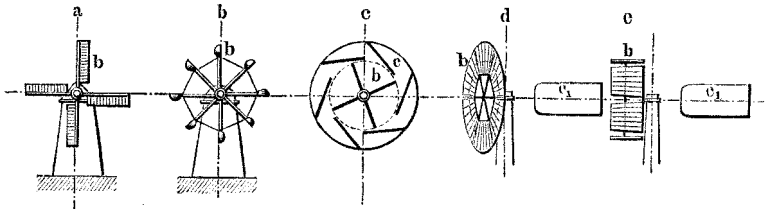
Fig. 963.



binen kann man eine Saugwassersäule unterhalb des Rades mit Vortheil anbringen, vergl. bei Figur c und d.

*Für luftförmiges Druckorgan, insbesondere Wind, sind die Windräder, Fig. 964, bestimmt. a deutsches Windmühlenrad mit (höheren) Schraubensflächen an den Flügeln. b griechisches und anatolisches Windmühlenrad mit löffelförmigen Schaufeln. Bei beiden findet die Windwirkung ähnlich der Stromwirkung in den obigen Druckrädern statt. c sogenanntes polnisches Windmühlenrad mit feststehendem Leitschaukelkranz c**^o).*

Fig. 964.



*d amerikanisches Windrad (Hallady's) mit vielen schmalen hölzernen Schaufeln, welche von besonderem starkem Winddruck mehr und mehr parallel zur Radachse verstellt, von einem Gegengewichtswerk wieder nach aussen gestellt werden; e zeigt die eingedrückte Lage der Schaufeln; das Steuer c₁ bringt die Achse des Rades stets selbstthätig in die Windrichtung. Anemometerrädchen und Dampfturbine***) geben Beispiele für Fälle, wo ein anderes Druckorgan als Luft zum Betriebe dient.*

^{*)} Sehr gute aussenschlächtige Turbinen liefert J. M. Voith in Heidenheim, Württemberg.

^{***)} Recueil des Machines avantageuses, T. I, Nr. 31 (1699), danach in Henning's Sammlung von Maschinen und Instrumenten, Nürnberg 1740. Taf. 49, S. 70.

^{****)} Wegen der Kleinheit der mechanischen Masse des Dampfes nicht vortheilhaft, indessen doch hier und da benutzt, z. B. zum Betrieb von Schienensägen, neuerdings auch von Dynamomaschinen.

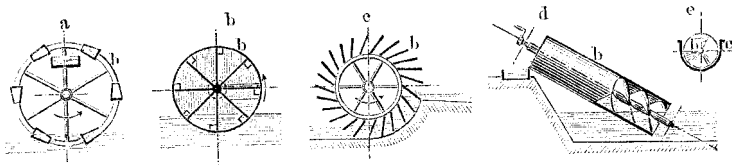
§. 316.

Laufwerke, in welchen das Druckorgan durch unmittelbare Ueberwindung seiner Schwere getrieben wird.

Laufwerke zur Hebung von Flüssigkeiten, vor allem von Wasser, sind schon sehr früh zur Anwendung gekommen; die Maschinen dieser Gattung gehören in der That zu den aller-ältesten Erfindungen auf dem eigentlichen Maschinengebiete.

Fig. 965. a Schöpfrad, mit Gefässen, Bechern, Kübeln ausgerüstet, welche das Wasser heben; betrieben durch Menschen- oder Thierkraft, oft auch unmittelbar durch ein Flussrad (Fig. 960 a). b Tympanon der Alten (Archimedes) bis in die neueste Zeit im Gebrauch geblieben; die*

Fig. 965.



*Zellen geben den beim Eintauchen geschöpften Wasserinhalt durch Oeffnungen an der Achse ab. c Wurfrad zum Fördern von Wasser auf geringe Höhen; in Poldern in Deutschland, Holland, Italien vielfach im Gebrauch; die Schaufeln werden bald ganz gerade, bald am Ende geknickt, bald gekrümmt gestaltet und gehen im Kropfgerinne**). d archimedische*

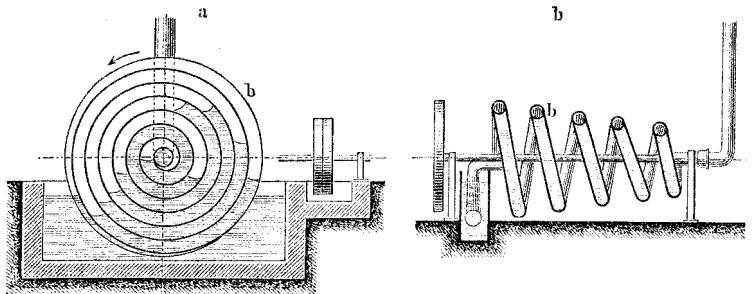
*) Grossartige Räder dieser letzteren Art sind seit vielen Jahrhunderten in Syrien im Gebrauch, u. a. am Orontes oder Nahr el Aasy, nördlich von Damaskus. In der Stadt Hamath (40 000 E.) bewirken zwölf solcher Räder die Wasserversorgung. Das grösste derselben hat über 70' Höhe (neuerdings schöne Abbildung in Sc. American, Jan. 1887, S. 63); der Wirkungsgrad ist aber äusserst gering; die Einführung von Dampfpumpen in jenen Gegenden würde sehr lohnend werden können.

**) Ein grossartiges neueres Schöpfwerk mit Wurfrädern ist das von Atfeh am Mahmudieh-Kanal in Aegypten. Acht engschaufelige Wurfräder von 10 m Höhe, jedes durch eine besondere Dampfmaschine betrieben, heben das Betriebswasser für den Kanal durchschnittlich 2,6 m hoch aus dem Nil. Umfangsschnelle bei den vier älteren Rädern 1,2 m, bei den vier neuesten 0,9 m; Wasserlieferung jedes Rades 144, bezw. 176 cbm bei jeder Umdrehung; in 24 Stunden heben die acht Räder 2922 700 cbm auf die erwähnte Höhe (Näheres Engineer 1887, Jan., S. 57). Vergl. auch S. 892.

Schraube, bei schiefer Lage, wie gezeichnet, zur Wasserförderung gut geeignet. Die archimedische Schraube ist in allen Lagen auch zur Förderung pulveriger und körneriger Druckorgane geeignet und wird so vielfach benutzt (als sogenannte Transportschraube), wobei die Rohrkülle der Schraube *b* weggelassen und durch eine feststehende Kapsel, z. B. wie bei *e*, ersetzt wird; ist die Transportschraube steil oder ganz stehend aufgestellt, so wird die Kapsel nicht, wie dargestellt, offen gelassen, sondern rings geschlossen*).

In der Spiralpumpe, Fig. 966 a, sind die kurvenförmigen Kanäle der archimedischen Schraube gleichsam in eine Ebene verlegt. Hier kann vermöge der zwischen den einzelnen geschöpften Flüssigkeitsblöcken abgeschlossenen Luftmassen in zunehmendem Maasse Druck auf die aufgenommene Flüssigkeit ausgeübt und demzufolge eine beträchtliche Hub-

Fig. 966.



höhe erzielt werden**). Fig. 966 b, Kegelspiralpumpe, Cagniardelle***). Bei dieser lassen sich die Höhenunterschiede der geschöpften Flüssigkeitsblöcke den Kegeldurchmessern anpassen. Die Cagniardelle lässt sich auch als Gebläse verwenden, wobei das geschöpfte Wasser auf seiner dem Luftdruck entsprechenden Höhe stehen gelassen wird.

*) Eine neuere Form der Transportschraube ist die der Drahtspirale, angegeben von Zivil-Ingenieur E. Kreiss in Hamburg.

**) Die Fabrikanten Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal liefern und empfehlen Spiralpumpen namentlich zum Pumpen von Papierstoff, Rübensaft, schlammigen Flüssigkeiten u. a. für folgende Verhältnisse:

Förderhöhe in m	0,74	1,50	2,42	3,47	4,65	5,94	8,82	10,40
Minutliche Umläufe	22	20	19	18	17	16	16	15
Aeusserer Durchmesser m	0,78	0,95	1,08	1,20	1,32	1,43	1,53	1,71

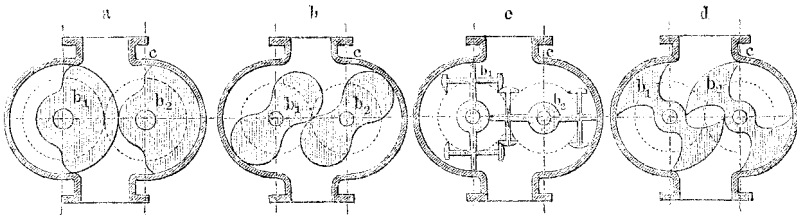
***) Nach dem Erfinder Cagniard-Latour benannt. Es lassen sich mannigfache Abänderungen in Form und Anordnung verwirklichen; Näheres bei Weishach-Herrmann, Ing.- u. Masch.-Mechanik, 2. Aufl., Bd. III, 2, S. 1253 ff. Gewöhnlich lässt man die Cagniardelle ganz in ein Wasserbecken eintauchen; in obiger Figur ist gezeigt, wie durch angemessene Formung des Mundstückes das Wasserbecken auf einen kleinen Querschnitt gebracht werden kann.

Die oben bei Fig. 958 besprochenen Rosenkranzwerke lassen sich durch Einführung der Betriebskraft in die Räder zu Flüssigkeitshebwerken gestalten und sind in dieser Form vielfach im Gebrauch, im Bergbau als sogenannte Scheibenkünste, wenn die Anordnung Fig. 958 *b* gewählt wird, im Wasserbau bei schräger Stellung des Kropfrohres als sogenannte Schaufelwerke u. s. w.; wird die Anordnung Fig. 958 *a* gewählt, so entstehen die Eimerwerke der Bagger, die Becherwerke der Mühlen, die sogenannten Getreidepumpen der Kornspeicher u. s. w.

Mannigfache Verwendung zur Flüssigkeitsförderung finden bei ähnlichem Untaustausch bezüglich der Betreibung die bereits oben (S. 882) besprochenen Kapselräderwerke, von denen noch einige weitere Beispiele hier anzuführen sind.

Fig. 967. a Repsold'sche Pumpe; die Kapselräder beide einzählig, übrigens wie nach §. 207 verzahnt. b Root'sche Pumpe, zwei-zähliges Kapselräderwerk von der Grundform des Pappenheim'schen (Fig. 959 a), vorzugsweise als Gebläse oder „Bläser“ zur Benutzung gelangt und ausserordentlich verbreitet. Bei Werken der vorliegenden Art, welche Luft befördern, kann man immerhin von der Ueberwindung der Schwere des

Fig. 967.

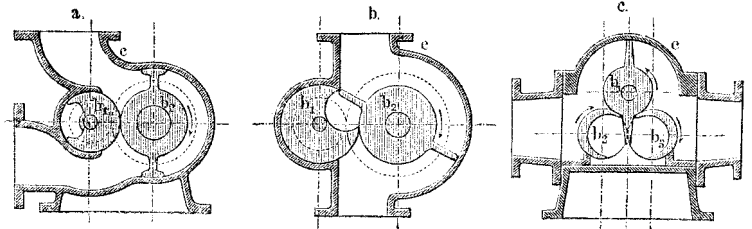


Druckorgans sprechen, indem man die Vorstellung von einer zu hebenden Luftsäule, welche in der Messung in Atmosphären enthalten ist, nur weiter führt; wir brauchen deshalb hier Pumpwerke für Flüssiges und Luftiges nicht zu unterscheiden. c Fabry's Wetterrad für Grubenlüftung, zwei- und zwei-zähliges Kapselräderwerk mit un stetiger Zahnberührung. Root hat auch die Form unter d, mit un stetiger Zahnberührung, angegeben, welche dann später durch Greindl ganz besonders zur Wasserpumpe ausgebildet worden ist).*

*) Die Fabrikanten Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal liefern unter dem Namen „Würgelpumpen“ ein- und einzählige Kapselräderwerke von der Zahnform der Räder unter *d* in 12 Nummern für minutliche Leistungen von 50 bis 5000 l bei Steigrohrweiten von 30 bis 300 mm, eingerichtet für Riementrieb. Die Pumpen haben sich gut bewährt, ausser für Wasser besonders für Dickmaische, Würze, Bier, Fett, Säuren, Holz- und Papierzeug, Theer, Syrup, Zuckersäfte, Kältemischungen.

Greindl wandte u. a. auch die Form Fig. 968 a an, mit 2 und 1 als Zähnezahlen, wobei er mit Recht stets besonderen Werth darauf legte, die Klemmung des Wassers zu verhüten*). Vorher schon hatte Evrard die Form unter b für Gebläse angegeben, von welcher sich diejenige unter a grundsätzlich nicht unterscheidet. c dreirädriges Kapselräderwerk, von Baker als Gebläse, von de Noël als Wasserpumpe ausgebildet.

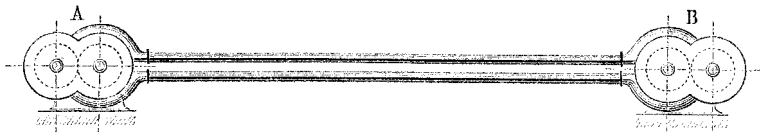
Fig. 968.



Hervorzuheben ist noch, dass auch Behrens sein obiges Kapselräderwerk, Fig. 959 d, ausser zum Betrieb durch Dampf auch zur Wasserpumpe bestimmte. Er wandte es alsbald (1867) in einer Dampfspritze zweimal auf derselben Achse an, das einmal zum Betrieb durch Dampf, das anderemal zum Forttreiben von Wasser.

Die Kapselräderwerke würden sich auch zur Aufeinanderwirkung vereinigen lassen, Fig. 969, das eine Kapselwerk A zum Forttreiben von Aufschlagwasser zu dem anderen, vielleicht weit entfernten B hin, von welchem

Fig. 969.



aus dann das Ablaufwasser zum Saugkanal des ersten Kapselwerkes zurückkehren könnte. Das Ganze würde ein Treibwerk zweiter Ordnung sein (vergl. §. 260) und ähnlich einem Riemen- oder Kettentrieb wirken. Die Effektverluste möchten indessen nicht unbedeutend ausfallen.

*) Vielerlei Einzelheiten hierüber findet man in kleineren Abhandlungen von Greindl, sodann auch in Poillon's *Traité des pompes etc.*, Paris 1885. Es steht bei beiden der Klarheit im Wege, dass der zu Grunde liegende Begriff des Kapselräderwerkes in den Beschreibungen nicht beachtet, stellenweise sogar verneint wird. Indem Herr Poillon in seinem Werke sich erregt darüber ausspricht, dass ich in meiner theoretischen Kinematik das Klemmen der Flüssigkeit ausser Acht gelassen, übersieht er meine Erörterung desselben in den §§. 96 und 100 des genannten Buches, S. 425 und 430 der französischen Ausgabe.

Endlich sind hier noch Maschinen anzuführen, bei welchen unter Zuhülfenahme eines Zugorgans körnerige und ähnliche Druckorgane befördert werden. Es sind die Betriebe mit Lauftöchern, Riemen, Lattenbetten u. s. w., mittelst deren z. B. körnerige Gesteinsmassen, Mineralien, Aufbereitungs-Sände, auch Fasermassen fortgeführt werden. In wachsend grossartigem Maassstabe ist diese Förderungsweise, unter Benutzung von breiten Tragriemen, für die Bewegung von Getreide in waagerechter oder wenig steigender und fallender Richtung in Anwendung gebracht worden^{*)}. Eine andere Anwendung desselben Grundgedankens ist in dem Marolle'schen Abräumer für Trockenbagger zu wichtiger Verwerthung gebracht. Statt des Riemens dient hier ein Eisenband, 1 m breit, 1,5 mm dick, auf 1300 mm hohen Treibrollen^{**)}.

§. 317.

Laufwerke, in welchen das Druckorgan vermöge Ertheilung von lebendiger Kraft getrieben wird.

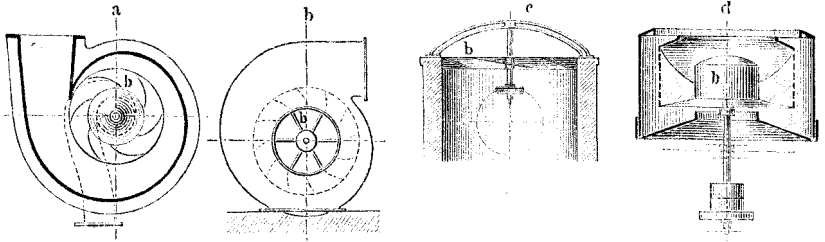
Das Forttreiben von Druckorganen vermöge Ertheilung von lebendiger Kraft an dieselben findet in mancherlei Form zahlreiche Anwendung, wie folgende Beispiele zeigen.

*) Schöne Ausführung in Köln. Näheres geben u. a. die Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Bd. VI, 1884/85, S. 400. Grossartige Einrichtungen dieser Art liefert danach die Duluth Elevator Company in Duluth. Der Tragriemen, welcher sich flach einsattelt, wird gewöhnlich 36", neuerdings aber auch 50" breit gemacht (4schichtiger Kautschukriemen) und mit der Geschwindigkeit von 10 bis 12,9' oder rund 3 bis 3,9 m in 1" betrieben und trägt die auf das Band geschütteten Getreidekörner 6' bis 90' weit und weiter. Ein 36" breiter Riemen fördert, um ein Beispiel von der Fördermenge anzugeben, stündlich 14 000 Buschel oder 175 Tonnen Weizen. Man scheut nicht davor zurück, dem Riemen, „eine angemessene Geschwindigkeit vorausgesetzt“, 45° Steigung zu geben.

***) Fünfzehn solcher Maschinen mit 56 m Förderferne am Panamakanal im Gebrauch. Schnelle des Laufbandes 3 bis 4 m, bei ausgesucht günstigem Erdreich sogar 10 bis 12 m; hierbei betragen die Förderkosten beim Suez-Kanal 32 Pf. für den cbm. Näheres findet man Revue industrielle 1885, S. 134.

Fig. 970. a innenschlächtige Kreiselpumpe (Zentrifugalpumpe) für tropfbare Flüssigkeiten. Treiborgane sind gebogene Radschaufeln; für Erzielung des höchsten Wirkungsgrades wird manchmal noch ein das Rad umgebender Leitschaufelkranz angewandt. Gwynne, Schiele, Neut & Dumont haben die Kreiselpumpe besonders ausgebildet*). Man hat die Kreiselpumpe mit Vortheil auch zur Förderung von Schlämmen, nassen Säuren, im Wasser

Fig. 970.



vertheilten Kiesmassen, d. i. als Baggerpumpe, benutzt**). *b* Fachrad, Fache, Facher oder Ventilator, innenschlächtig, befördert luftförmiges Druckorgan mit Zentrifugalkraft und ist als Gebläse bekanntlich sehr verbreitet. Andererseits dient die Fache, wenn mit Saugröhren wie die Kreiselpumpe unter *a* versehen, zum Absaugen unreiner Luft, zum Wegsaugen von Staub aller Art, von Sägmehl, Hobelspänen und anderen Abfällen in Werkstätten, und bietet in dieser Form eines der wichtigsten Mittel zur Vergesünderung von Fabrikräumen***), sowie zur Lüftung von Bergwerken (Guibrad). *c* Schraubenventilator, Schraubenfache, auch wohl Steib'scher Ventilator

*) Jüngst in gelungenen Betrieb gekommen (1887) ist das „neue“ Wasserschöpfwerk mit fünf Kreiselpumpen bei Katatbeh in Aegypten; es speist den Katatbeh-Kanal; Erbauer ist Farcot in Paris. Durchmesser der Kreislräder, deren jedes durch eine besondere Dampfmaschine getrieben wird, 3,8 m; Umfangsschnelle 6,36 m; Wasserlieferung in 23 Stunden vertragsmässig 500 000 cbm, d. i. aller fünf Räder $2\frac{1}{2}$ Million Kubikmeter; die Hebungshöhe schwankt zwischen 0,3 und 3 m. Vergl. S. 887.

**) Erfolgreich angewandt bei dem Bau des Kanals von Amsterdam zur Nordsee, später in noch grossartigerem Maassstabe im Hafen von Oakland nahe San Francisco. Ein Spülräd löste hier den Grund los, eine Kreiselpumpe von 1,83 m Durchmesser beförderte die erzeugte Trübe in die $\frac{1}{2}$ m weite Leitung, die, auf Schwimmern gelagert, bis zur Sturzhalde führte. Grösste Länge der Leitung war 870 m. In acht Monaten wurden durchschnittlich je 23 000 cbm Schlamm befördert. Die Gesamtkosten der Förderung betragen auf den Kubikmeter zu besitzigende Masse nicht über 48 Pf., fielen aber einigemal auf 28 Pf. Näheres Engineering 1884, Juli, S. 26; auch Revue industrielle 1887, S. 13.

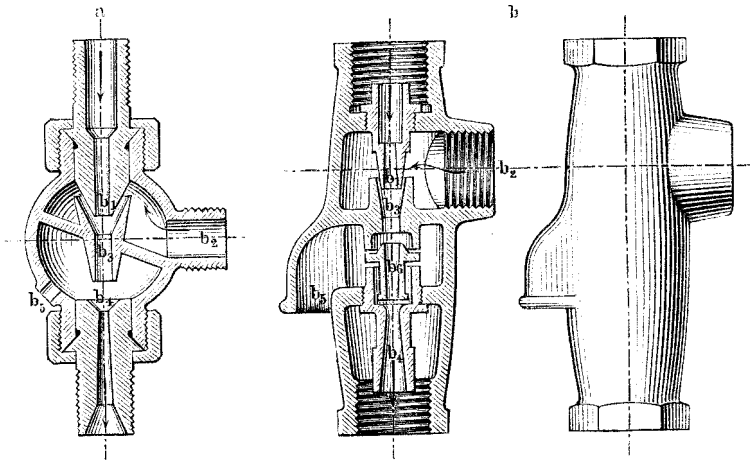
***)) Vorzügliche Fachräder für diese und die mannigfachsten anderen Zwecke liefert J. B. Sturtevant in Boston, Mass.

genannt, soll wie die vorige Maschine dienen, hat aber bedeutend geringere Wirkung; für Wasserförderung eignet sie sich besser und ist u. a. in Holland in den Poldern öfter in Anwendung. *d* Schleudertrommel, Schleuder oder Zentrifuge, dient zum Entwässern feuchter körneriger Stoffe, nasser faseriger Massen, zum Scheiden von Flüssigkeiten nach dem spezifischen Gewicht (Milchschleudern u. s. w.) in zahlreichsten Anwendungen.

Als Treiborgan, welches einem zu befördernden Druckorgan lebendige Kraft erteilen soll, kann statt eines Rades oder anderen starren Maschinenelementes auch ein zweites Druckorgan, sei es tropfbar oder gasförmig flüssig, dienen. Die sogenannten Strahlpumpen sind Vorrichtungen für diesen Zweck.

Fig. 971. a Giffard'sche Strahlpumpe, Injektor, Einspritzer, in einer neueren, besonders einfachen Form der Delaware St. Appliance Company. Hier treibt Dampf unter Uebergang in Wasser anderes Wasser. Es wird nämlich die lebendige Kraft des durch die Dampfduße b_1 eintretenden Dampfes benutzt, um durch das Saugrohr b_2 einen Wasserstrom anzusaugen, sich mit diesem in der Mischdüse b_3 unter Niederschlagung zu ver-

Fig. 971.

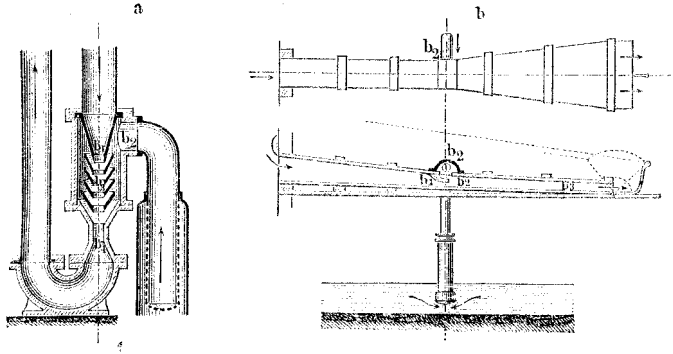


einigen und ihn durch b_3 hindurch in die Auffangdüse b_4 zu treiben. Vor Eintritt des Beharrungszustandes sprudelt vor b_4 Wasser über und läuft durch das sogenannte Schlaberrohr b_5 ab. Durch Verstellung eines Zulassventiles oberhalb b_1 wird die Dampfzufuhr geregelt. *b* Greskham's anspringender Einspritzer, d. i. Einspritzer mit selbstthätigem Wiederangang, so eingerichtet, dass nach etwa eingetretenem Versagen des Wasserzuflusses aus b_2 der richtige Gang von selbst wieder anhebt, sobald nur das Saugrohr an seinem Fuss wieder Wasser fasst. Zu dem Ende ist eine frei bewegliche oder springende Düse b_6 zwischen b_3 und b_4 eingeschaltet, welche

durch die Pressungen von unten und oben in die angemessene Entfernung von b_3 gestellt wird.

Fig. 972. a Friedmann'sche Strahlpumpe. Die Mischdüse b_3 ist aus mehreren festen Trichtern gebildet, die ein allmähliches Eintreten des Saugstromes erzielen, welches sehr günstig wirkt. b Nagel'sche Strahlpumpe, wesentlich bestimmt zur Hebung von Wasser aus Baugruben mittelst Wasserstroms. Man erkennt in b_1 die Aufschlagwasserdüse, in b_2 das Saugrohr, in b_3 die Mischdüse; einer Auffangdüse bedarf es nicht. Vor dem Anlassen wird die Regelungs-klappe am unteren Ende von b_3 geschlossen.

Fig. 972.



Im Dampfstrahlgebläse wird Luft durch Dampf angesaugt und fortgetrieben (so im Hertz'schen Kupolofen); auch mit hochgespannter Luft kann solch ein Betrieb eingerichtet, auch damit Wasser befördert werden (Sprühflasche); umgekehrt auch mittelst Wasserstromes Luft angesaugt und fortgetrieben werden (wie in der Bunsen'schen Luftpumpe) u. s. w. Das Strahlgebläse findet in rascher Zunahme neue wichtige Verwendungen. Unter diesen verspricht ganz besondere Bedeutung diejenige zum Speisen von Feuerungen mit Petroleum; hierbei treibt die Dampfstrahlpumpe als Sprüher das Erdöl in den Brennraum von metallurgischen Oefen, aber auch z. B. von Seeschiffsdampfkesseln. Bei letzteren hat man, wie es scheint, die Verdrängung der Kohle durch das Petroleum in Aussicht zu nehmen. Nach Dr. W. Siemens' Vorschlag bringt man die Haltung für das Erdöl im Unterraum des Schiffes an, dem Meerwasser durch Bohrungen im Schiffsboden zugänglich. Das verbrauchte Petroleum wird demzufolge ohne äusseres Zuthun durch Meerwasser ersetzt; die ganze Flüssigkeitsladung der Haltung dient zugleich als Ballast. Auch körnerige Druckorgane, wie Sand, Pulver, Getreide, bewegt oder befördert man mittelst der Strahlpumpe, in der Regel im Luftstrom, in welchem die Körner schwebend fortschreiten, unter Umständen auch im Wasserstrom.

Die Strahlpumpen haben die sehr bemerkenswerthe Eigenthümlichkeit, dass sie bloss durch Leitung der Druckorganströme wirken, oder dass bei ihnen die Treibung einzig durch Leitung herbeigeführt wird (vergl. §. 309), wobei indessen nicht zu ver-

gessen ist, dass die Zuführung des Treibstromes selbst entweder eine Haltung, wie die soeben im Beispiel erwähnte, oder eine anderweitige Betreibung voraussetzt. Die Mittheilung der Bewegung von dem treibenden Druckorgan zum getriebenen entspricht bis zu einem gewissen Grade der sogenannten Induktionswirkung elektrischer Ströme.

Als eine vielversprechende, reine Leitungspumpe ist endlich noch die von Dr. W. Siemens angegebene „Geiserpumpe“, Fig. 973, zu erwähnen.

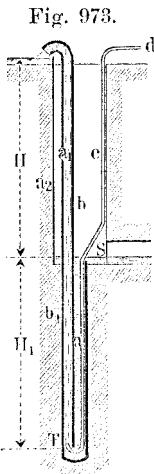


Fig. 973.

Wenn Wasser aus der Teufe II gefördert werden soll, so wird das Steigrohr b vom Sumpf S aus um eine Teufe II_1 abwärts verlängert, ebenso der Sumpf. Das Senkrohr b_1 ist im Tiefsten offen und dem Zufluss aus dem Gesenke zugänglich. In seine untere Oeffnung T mündet ein Luftrohr c ein, welchem Pressluft d von oben stetig zugeführt wird, und zwar mit einer Pressung, welche wenig kleiner ist, als es der Wassersäule II_1 entspricht. Sie tritt deshalb in Blasenform in das Steigrohr hinein und bildet daselbst mit dem Wasser ein Gemisch a_1 , welches leichter ist, als das Wasser. Das Gemisch kann deshalb durch die Pressluft gehoben werden und fließt zu Tage stetig aus. Die Luftblasen expandiren beim Aufsteigen, geben also auch ihre Zusammendrückungsarbeit noch ab. Siemens empfiehlt, $II_1 = II$ zu machen, d. i., dem Gemisch das spezifische Gewicht $\frac{1}{2}$ zu verleihen.

§. 318.

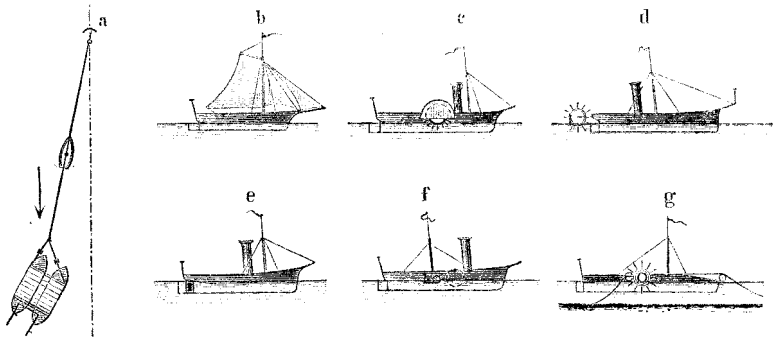
Laufwerke, in welchen der Treiborganträger getrieben wird.

Die dritte, noch allein mögliche Betreibungsart, bei welcher der Treiborganträger der in Bewegung zu setzende Theil ist, gelangt in den am wenigsten zahlreichen Formen zur Verwendung, ist aber dennoch von grösster Wichtigkeit, indem sie die wesentlichsten Treibvorrichtungen der Schiffe liefert. In den sämtlichen folgenden Beispielen ist es die lebendige Kraft eines Druckorganes, welches der Wirkung entnommen wird.

Fig. 974 (a. f. S.). a Stromfähre, fliegende Fähre, fliegende Brücke. Treiborgan sind die Schiffswände, welche durch passende Schirrmung der Brittel-Ketten schief gegen die Stromrichtung gestellt und von der Stromtrift

seitlich getrieben werden, wobei die Föhre um den Verankerungspunkt des Giertaues im Kreisbogen geht; das Giertau wird entweder von Buchtnachen oder von Bojen getragen; oftmals ersetzt man es auch durch ein Quertau, versenkt oder unversenkt, an welchem die Brittelketten mit einer Rolle laufen. *b* Segelschiff; Treiborgan das Segel, an welches der über das Schiff hinstreichende Luftstrom lebendige Kraft abgibt (vergl. Druckturbine). *c* Dampfboot mit zwei seitlichen Ruderrädern; die Schaufeln der letzteren beschleunigen das erfasste Wasser entgegen der Fahrriichtung; demzufolge presst das Wasser auf die Schaufeln und vermittelt dieser auf die Rudachse und deren Lager. *d* Dampfer mit Sternrad oder Heckrad; dieses wirkt wie die Räder im vorhergehenden Falle. *e* Schraubendampfer; ein durch Dampfkraft umgetriebenes seitenschlächtiges Schraubensrad beschleunigt das erfasste Wasser entgegen der Fahrriichtung; der

Fig. 974.



hierbei auf die Schraubenschaufeln seitens des Wassers ausgeübte Druck presst längsweis auf die Schraubenachse und deren am Schiff befestigte Drucklager. *f* Reaktions- oder Wasserprallschiff; eine von Dampf betriebene Kreiselpumpe erteilt angesaugtem Wasser lebendige Kraft, welche beim Ausströmen des Wassers durch längsseits angebrachte Strahlrohre in Form von hydraulischer Reaktion oder Wasserprall an das Schiff abgegeben wird*). *g* Flussradschiff; das Fahrzeug trägt zwei Flussräder, welche eine Seilwinde, sei es eine Aufwickelungs- oder eine Treibwinde, treiben (vergl. Fig. 787 und Fig. 794) und mittelst derselben das Schiff stromauf schaffen (schwächste aller der genannten Beförderungsweisen).

Den unmittelbaren Prallbetrieb hat man anfänglich auch beim Torpedo versucht, den man mit Kohlensäure lud, hat aber dann diesen Betrieb gegen denjenigen mittelst Zwillingsschrauben, durch Pressluft getrieben, aufgegeben. Unmittelbarer Prallbetrieb mit gasförmigem Druckorgan ist derjenige der Raketen und Raketengeschosse.

*) Von Seydell 1856 auf dem „Albert“, gegen 1866 von Ruthven auf der Wassernixe (Waterwitsch), von Thornycroft neuerdings für Torpedoboote angewandt, übrigens immer noch unentwickelte Treibweise.

B. Gesperrwerke mit Druckorganen.

§. 319.

Flüssigkeitsschaltwerke aus laufendem Gesperre.

Die Gesperre der Druckorgane sind die Ventile. Sie lassen sich*) in ganz dieselben zwei Hauptklassen theilen, wie die Gesperre aus starren Elementen, nämlich in:

laufende Gesperre, das sind die Hebungsventile, und ruhende Gesperre, das sind die Gleitungsventile.

Beispiele von den ersteren sind die Klappen, Kegelventile, Kugelventile, von den letzteren die Hähne, Dreh- und Flachschieber. Beide Ventilgattungen tragen dabei die Eigenschaften der Zahn- und der Reibungsgesperre gleichzeitig an sich, indem sie bei geringer Freilegung des Durchlasses die Flüssigkeit durch Reibung verzögern, bei völliger Freilegung aber nicht. Wir brauchen deshalb hier eine Trennung wie die der Reibungsgesperre von den Zahngesperren nicht zu machen.

Die Kolbenpumpen und Kolbenkraftmaschinen sind nun Gesperrwerke. Die Einführung dieser Betrachtungsweise**) in die Praxis scheint mir nicht mehr hinausgeschoben werden zu dürfen, da die Ausführungen in ihrer zunehmenden Vielartigkeit bei der älteren Auffassung nicht mehr zu überblicken sind. Die Ventildpumpen, die wir nunmehr hier behandeln wollen, sind Flüssigkeitsschaltwerke. Wir können bei ihnen die Wirkung durch die Schwere von derjenigen durch lebendige Kraft nicht wohl unterscheiden, da beide zu oft vereinigt auftreten.

Am ältesten ist die Schaltung von Luft, ältester Kolben der Membrankolben (S. 870) in Form eines Thierbalges, der auch dem betreffenden Geräth bei uns seinen Namen hinterlassen hat. Die Dienste eines Ventiles versah zuerst der menschliche Daumen, bei grösseren Blasebälgen die Ferse des Balgen-

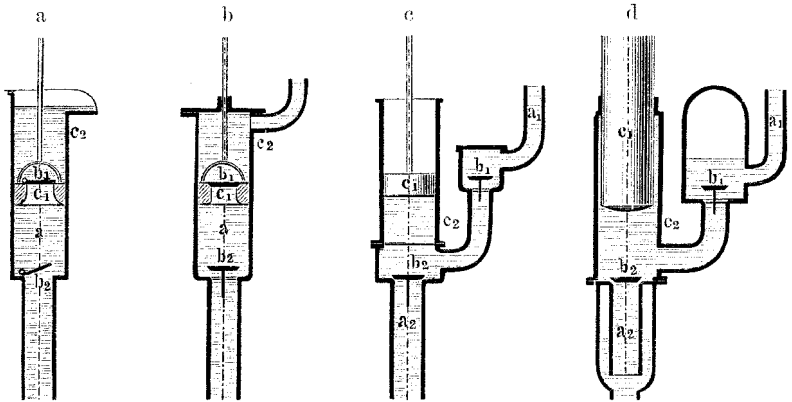
*) Wie ich in meiner „Theor. Kinematik“, S. 459 ff. gezeigt.

**) 1874 vom Verfasser zunächst für theoretische Untersuchungen veröffentlicht, Berl. Verhandlungen 1874, S. 228 ff., in seinen Vorlesungen bereits seit 1866 angewandt.

treters*); dann führten sich die Lederklappen ein. Bald wird der Kolben durch eine Platte versteift, so dass die Form der Priesterpumpe (Fig. 949) entsteht, später die unseres Blasebalges mit schwingender Platte; danach kommt der gleitende Scheibenkolben (äussere Dichtung), nach ihm, aber schon früh im vorigen Jahrhundert bekannt**), der Tauchkolben (innere Dichtung, vergleiche §. 310), worauf sich dann die zahlreichen Formabwandlungen, die heute im Gebrauch sind, bilden. Wir gehen zu Beispielen über.

Fig. 975. a gewöhnliche Saug- und Hebepumpe, Schaltwerk der in Fig. 749 dargestellten Gattung; a Druckorganstrom (welcher an die Stelle

Fig. 975.



des Rades a getreten ist), b_2 Sperrklinke in der Form des Saugventils, c_2 Leitung für Kolben und Wasser, c_1 anderer Sperrklinkenträger, als Kolben ausgeführt, b_1 andere Sperrklinke, das Steigventil. Das heraufgeschaltete Wasser fliesst oberhalb des Kolbens aus; soll dies hoch oberhalb geschehen, so muss das Leitungsrohr c_2 entsprechend hoch hinauf verlängert werden, mit ihm die innerhalb seiner sich bewegende Kolbenstange. b Einrichtung für den Fall, dass die letztere Stange zugänglicher bleiben soll; eine Stopfbüchse, welche die Stange dicht umschliesst, ist hinzugekommen, das Steigrohr erhöht. c sogenannte Druckpumpe mit Scheibenkolben, d des-

*) Die in ägyptischen Wandgemälden dargestellten Tretpälge haben wohl nicht, wie Wilkinson und Ewbank glauben, und nach ihnen Rühlmann annimmt (Allg. Maschinenlehre IV, S. 724), Klappventile, sondern erfahren Abschlüssung mit der Ferse des Treters, wie noch heute in ganz nahe verwandten indischen Gebläsen; vergl. auch Wedding-Percy, Eisenhüttenkunde, Braunschweig 1864, S. 494 ff.; der indische Handblasebalg hat noch heute bloss den vom Daumen zu schliessenden Luftzugang.

**) S. Bélidor, Arch. hydraulique, Paris 1739, II, S. 62.

gleichem mit Tauchkolben. Hier ist auch das andere Ventil an das feststehende Gehäuse verlegt. Die Wassersäule *a* zerfällt nun in einen oberen und einen unteren Theil, a_1 und a_2 , von denen der untere beim Aufgang, der obere beim Niedergang des Kolbens verschoben wird. Das jedesmalige Stillsetzen der bewegten Wassermassen lässt leicht Stosswirkungen eintreten; um diese zu vermindern, hält man die Wassergeschwindigkeit klein, sucht auch öfter die Stösse durch Windkessel unschädlich zu machen. Bei *d* ist sowohl an der oberen, als an der unteren Wassersäule ein Windkessel angebracht.

Die dargestellten Pumpen heissen einfachwirkende, weil sie bei jedem ganzen Kolbenspiel eine einfache Füllung des Stiefels befördern. Unter einer Füllung wird hierbei ein Volumen gleich dem Produkt aus Kolbenfläche und Hublänge verstanden*). Die zwischen den Ventilen, dem Kolben und den Deckeln in der Regel noch vorhandenen, über den reinen Füllungsraum hinausgehenden Räume heissen die schädlichen Räume der Pumpe.

Gestaltet man den Kolben so, dass seine Gleitfläche einem Hohlkörper angehört, worauf die Gleitfläche des Stiefels die zugehörige Vollform erhalten muss, so entstehen bauliche Umgestaltungen, welche manchmal vortheilhaft sind.

Fig. 976 (a. f. S.). a Pumpe von Muschenbrock (1762) für geringe Förderhöhen, *b* Donnadieu's Pumpe für grosse Förderhöhen, insbesondere für artesische Brunnen**). Bei letzterer Bauart erkennt man deutlich, dass der ehemalige Kolben festgestellt, dafür aber Kapsel und Rohr beweglich gemacht sind, wodurch aber das Wesen der Pumpe nicht geändert wird (vergl. Fig. 749). *c* Pumpe von Athans mit sogenanntem Perspektirkolben, von Fig. 975 *a* nur dadurch unterschieden, dass der Kolben länger gestreckt und durch seitliche Stangen von aussen statt durch eine axiale Stange von innen geführt wird***). *d* Abänderung von *c*, bei welcher die Hohlpackung dem Kolben statt der Kapsel gegeben ist.

*) Bei kleineren und mittelgrossen Pumpen bedingen die Ventilbewegungen Verluste an Füllung, die mit wachsender Kolbengeschwindigkeit abnehmen. So betrug bei einer Versuchsreihe die Hubwassermenge bei 27 bis 40 minutlichen Spielen 92 Proz.

„ 50	„	„ 95	„
„ 60	„	„ 98	„

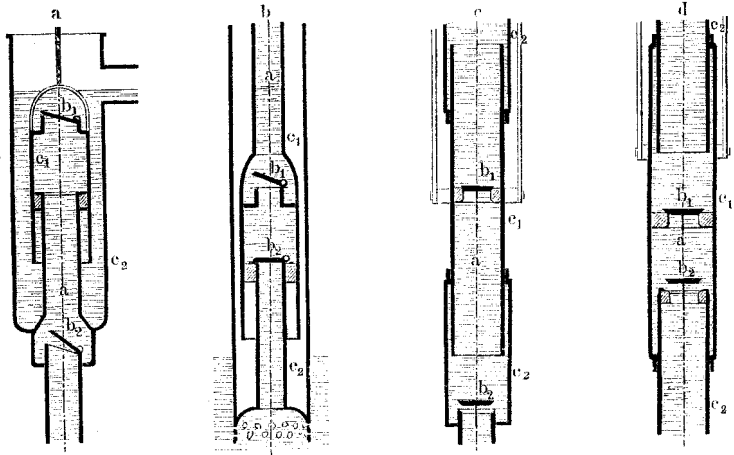
der theoretischen Füllung (König, Pumpen, Jena 1869, S. 40). Bei sehr grossen Pumpen übersteigt auch wohl die wirkliche Füllung die theoretische, so bei den 1 m weiten Pumpen auf Grube Bleyberg bis um 4 Proz. (Portefeuille John Coquerill); die in Bewegung befindliche Wassersäule durchfliesst dann also das Saugventil auch noch nach dem Schluss des Kolbenniedergangs. S. auch Z. D. Ing. 1887 (Juni), S. 516.

**) S. Poillon, traité th. et prat. des pompes, Paris 1835, Taf. 27.

***)) Vergl. auch die von den Spaniern Barufet u. Veciana neuerdings angegebene Pumpe mit ebensolchen Kolben bei Poillon a. a. O. S. 193, Taf. 33 u. 34.

In den unter Fig. 975 *a, b* und Fig. 976 *a* dargestellten Pumpen taucht die Kolbenstange beim Niedergehen in die Flüssigkeit ein und wirkt dadurch als Kolben, indem sie Wasser verdrängt, d. i. hebt. Beim Aufwärtsgehen lässt sie darauf wieder Wasser an die von ihr verlassene Stelle treten. Sie ändert also an der Fördermenge nichts, treibt aber das Wasser so, dass die Pumpe auch beim Senken des Kolbens ausgiesst, obwohl in geringem Maasse. Man kann aber, wie schon früh an Schachtpumpen mit hohem, offenem Steigrohr gefunden wurde, durch Verdickung der Kolbenstange, oder Ausbildung derselben zu einem völligen Kolben, die beiden Antheile am Ausgiessen auch gleich machen. Die so erhaltene Pumpe kann man eine doppeltausgiessende, oder auch kurz Doppelpumpe nennen; sie besteht nämlich im Grunde aus zwei Pumpen, denen die Ventile gemeinsam sind. Hier einige Beispiele.

Fig. 976.



sigkeit ein und wirkt dadurch als Kolben, indem sie Wasser verdrängt, d. i. hebt. Beim Aufwärtsgehen lässt sie darauf wieder Wasser an die von ihr verlassene Stelle treten. Sie ändert also an der Fördermenge nichts, treibt aber das Wasser so, dass die Pumpe auch beim Senken des Kolbens ausgiesst, obwohl in geringem Maasse. Man kann aber, wie schon früh an Schachtpumpen mit hohem, offenem Steigrohr gefunden wurde, durch Verdickung der Kolbenstange, oder Ausbildung derselben zu einem völligen Kolben, die beiden Antheile am Ausgiessen auch gleich machen. Die so erhaltene Pumpe kann man eine doppeltausgiessende, oder auch kurz Doppelpumpe nennen; sie besteht nämlich im Grunde aus zwei Pumpen, denen die Ventile gemeinsam sind. Hier einige Beispiele.

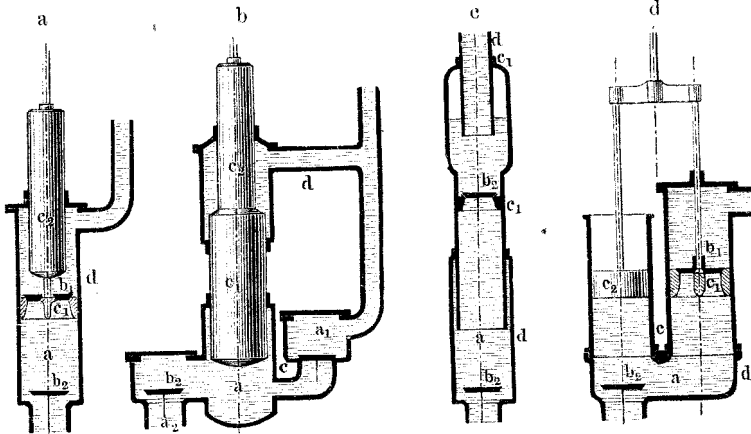
Fig. 977. *a* die Kolbenstange eines Scheibenkolbens c_1 ist zu einem Tauchkolben c_2 erweitert, dessen Querschnitt halb so gross ist, als der von c_1 ; wird, etwas zu gelehrt, auch Differenzialpumpe genannt. *b* beide Kolben als Tauchkolben gestaltet, die Ventile beide an das feste Gehäuse verlegt (Dubuc*). *c* beide Kolben als Perspektirkolben gebildet (Rittinger), für Grubenpumpen sehr geeignete Bauart; *d* der Hülfskolben als Scheibenkolben parallel zum Hauptkolben gesetzt (von Trevethik um 1802 angegeben**).

*) S. Poillon a. a. O. Taf. 7, Wasserwerk von Saigun.

**) S. Ewbank, Hydraulics and mechanics, New-York 1870, S. 280.

Beide Wassersäulen, die obere und die untere, bleiben beim Vor- und Rückschreiten des Gestänges in Bewegung, wenn man den Saugventilträger einer Hebepumpe ebenfalls als Kolben gestaltet. Der Mechanismus bildet dann eine Doppelschaltung

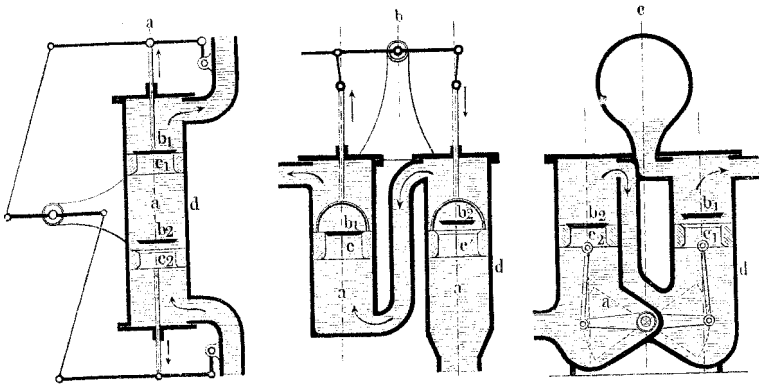
Fig. 977.



(vergl. S. 656), und die Pumpe wird wiederum eine doppelt-augsiessende oder Doppelpumpe.

Fig. 978: a doppelschaltende Pumpe mit zwei gegen einander bewegten Ventilkolben (wird Fourneyron zugeschrieben, ist aber weit älter); dieses

Fig. 978.

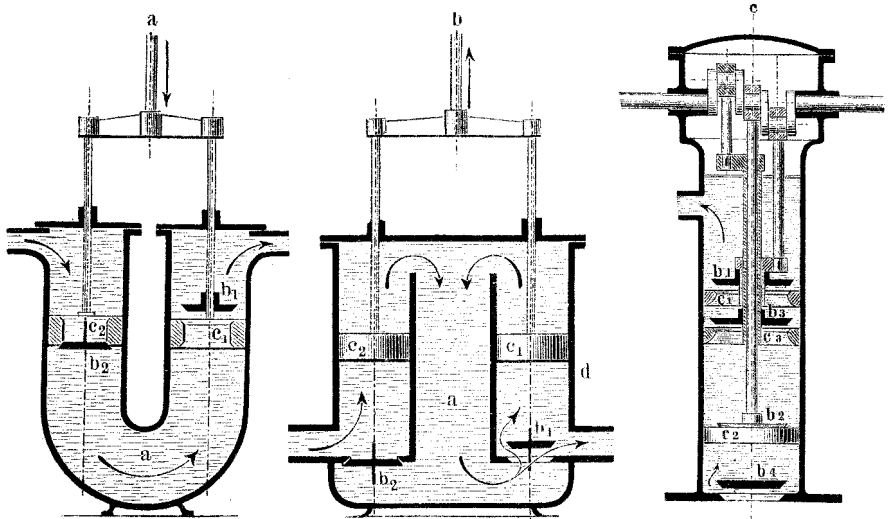


Wasserschaltwerk entspricht dem Zahnschaltwerk Fig. 750 a. Eben dasselbe gilt von den Pumpen unter b und c, erstere von Stoltz*), letztere von Amos und Smyth**) angegeben. Fig. 979 a (a. f. S.) Vose'sche Pumpe; bei ihr

*) S. m. Theor. Kinematik, S. 462. **) S. Poillon a. a. O. Taf. 29.

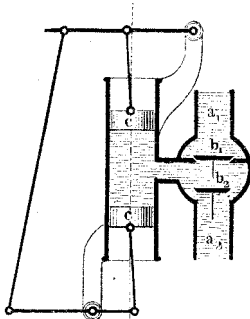
gehen die beiden Ventilkolben parallel. Diese Pumpe entspricht der Lagarousse-Schaltung, Fig. 750 b. Derartige doppeltschaltende Pumpen würden sich auch mit geschlossenen Kolben herstellen lassen, wenn Werth darauf zu legen wäre, z. B. in der unter b (com Verf.) angegebenen Anordnung,

Fig. 979.



welcher sich noch andere hinzufügen liessen*). Die Fourneyron'sche Pumpe, Fig. 978 a, liesse sich bezüglich der Betriebsvorrichtung noch umgestalten, so nämlich, dass anstatt des Hebelwerkes zwei entgegengesetzt stehende Kurbeln die Kolben zu treiben hätten. Dies entspräche dem Falle in Fig. 750 a, wenn dort die Hebel c_1 und c_2 in Kurbeln übergeführt würden, die sich um 4 zu drehen hätten. Statt nur zweier Kurbeln nebst Klin-

Fig. 980.



ken könnte man auch deren je drei anwenden, womit man eine dreifache Schaltung erhielte. Solche ist angewandt in der Downton-Pumpe, Fig. 979 c. Die drei Kolben c_1 , c_2 , c_3 schalten nacheinander; sie ertheilen

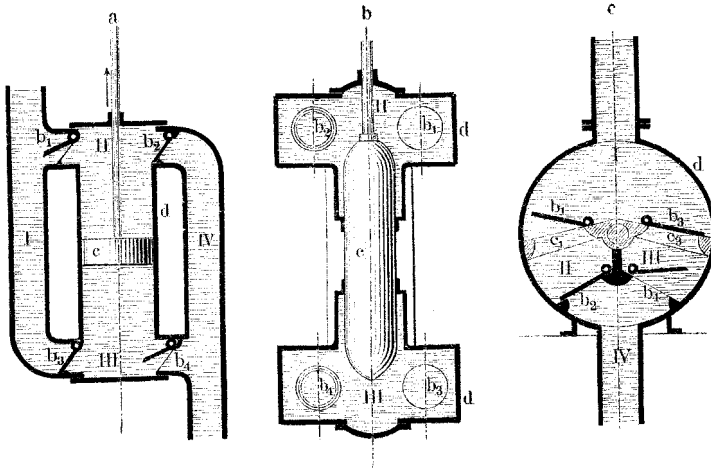
*) Die hierneben skizzierte Pumpe von Lippold (vergl. Bach, Feuerspritzen, Stuttgart 1883, S. 41) ist nicht doppeltschaltend; bei ihr ist der eine, allein erforderliche Kolben in zwei vom halben Hub, oder in zwei von demselben Hub, aber auf die Hälfte verkleinerten Querschnitt aufgelöst. Auch die Franklin'sche Doppelpumpe (s. König a. a. O. S. 55) hat diese, wohl keinen Vortheil gewährende Einrichtung.

dem Wasser im Steigrohr eine ziemlich gleichförmige Bewegung, wozu der die Kurbeln umschliessende Windkessel beiträgt; das Fussventil b_4 könnte zur Noth noch wegbleiben*).

Vereinigt man zwei vollständige Flüssigkeitsschaltwerke so mit einander, dass ihnen Kapsel und Kolben gemeinsam sind, so erhält man eine Pumpe, welche bei jedem ganzen Spiel zwei Füllungen fördert und die man deshalb eine doppelwirkende Pumpe nennt.

Fig. 981. a doppelwirkende Pumpe mit Scheibenkolben, b desgleichen mit Tauchkolben. Das beiden Hälften gemeinsame Steigrohr ist mit I, das Saugrohr mit IV bezeichnet. Der Ventilkolben eignet sich nicht gut

Fig. 981.



zur Bildung von doppelwirkenden Pumpen. Die Vorrichtung unter c, welche als doppelwirkende Pumpe angesehen werden kann, besteht im Grunde aus zwei einzelnen Pumpen, deren Kapseln c_1 und c_2 in ein gemeinsames Arbeitsstück zusammengezogen sind.

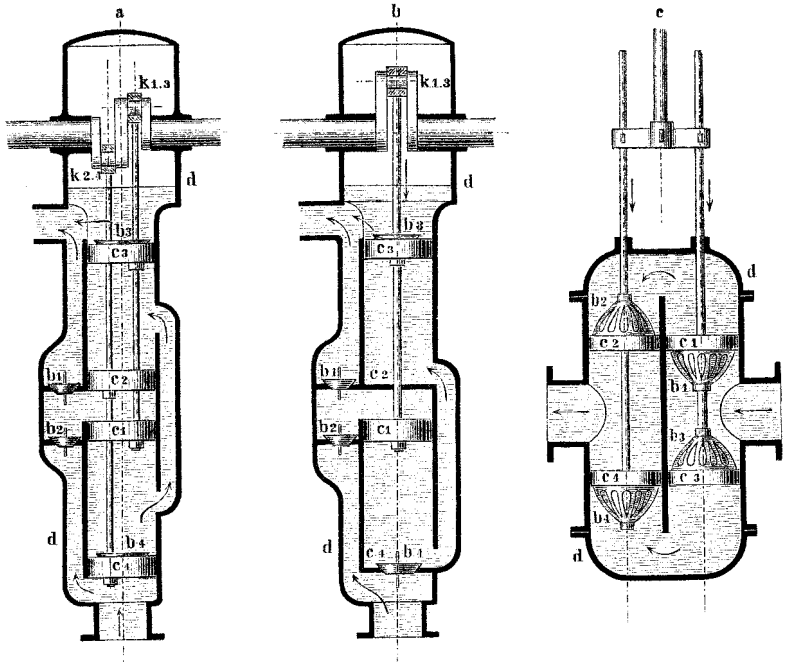
Fig. 982 (a. f. S.). a Stone'sche Pumpe**), wie die vorhin besprochene Downton-Pumpe wesentlich auf Schiffen benutzt. Es sind vier Kolben in zwei axial hintereinander liegenden Stiefeln von gleicher Weite benutzt. c_1 und c_3 sind fest verbunden und werden durch die Kurbel k 1.3 betrieben, während die ebenfalls fest verbundenen Kolben c_2 und c_4 durch die zweite Kurbel, k 2.4, welche der ersten gleich und entgegengesetzt ist, bewegt werden. Um das Verständniß der Bewegungen zu erleichtern, denken wir die Pumpe wie unter b so umgebaut, dass das Kolbenpaar c_2c_4

*) Eingehendes über diese Pumpengattung s. Dingler's Journ. 1871, Haedicke, die mehrkurbelige Eincylinderpumpe.

**) S. Poillon a. a. O. Taf. 26.

feststeht und das andere, $c_1 c_3$, dafür durch eine Kurbel betrieben, welche die Summe der Armlängen aus dem vorigen Falle zur Länge hat. Dann ist an den Fördermengen nichts geändert; man erkennt aber nun deutlich die untere Pumpe als eine doppeltwirkende Druckpumpe, die obere als eine einfachwirkende Hebepumpe, wonach bei jeder Kurbeldrehung drei Füllungen gefördert werden, zwei beim Aufgang, eine beim Niedergang. Durch

Fig. 982.



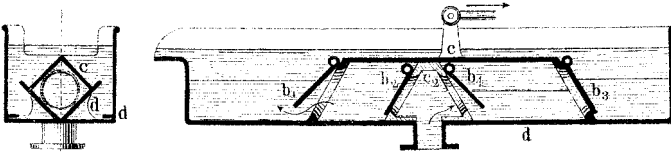
die von Stone angewandte Beweglichmachung von c_2 und c_4 wird die Förderung so umgestaltet, dass bei jeder halben Kurbeldrehung $\frac{3}{2}$ Füllungen gefördert werden; im Uebrigen ist die Pumpe ein Doppelschaltwerk. Fig. 982. c Audemar's Pumpe*). Hier sind zwei doppeltausgiessende, nämlich Vose'sche Pumpen (Fig. 979 a) zu einer doppeltwirkenden verbunden, obwohl die Stiefel nur zu ganz kleinem Theile den konaxialen Kolben gemein sind.

Die Norton'sche sogenannte V-förmige Pumpe, Fig. 983, ist eine doppeltwirkende Hebepumpe. Hier ist das aus dem verbundenen Kolben c_2 und c_4 gebildete Stück ruhend angebracht, die Kapsel mit den Steigventilen b_1 und b_3 beweglich gemacht. Man erkennt deutlich, wie wenig leicht es ist, die Hebepumpe zu einer doppeltwirkenden zu machen.

*) S. Poillon a. a. O. Taf. 6, S. 93.

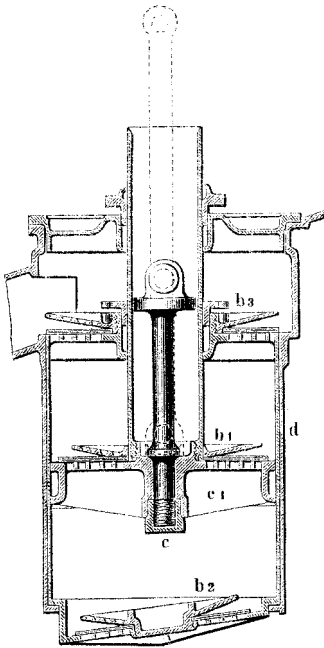
Eine doppeltwirkende Hebepumpe eigener Art ist die Wattische Dampfmaschinen-Luftpumpe, welche dazu dient, Niederschlagwasser und Luft

Fig. 983.



(nebst Wasserdunst) gleichzeitig dem Kondensator zu entziehen. In ihr sind zwei verschiedene Pumpen mit einander verbunden. Sie hat drei Ventile, nämlich ausser dem Kolben- und dem Saugventil, b_1 und b_2 , noch das Oberventil b_3 , siehe Fig. 984. Vermöge dieses Oberventils saugt der niedergehende Kolben aus dem unteren Kapselraum zuerst Luft und Wasserdunst und danach das darunter befindliche Wasser an;

Fig. 984.



beim Aufwärtsgang schafft er beide durch b_3 weg und saugt neues Gemisch durch b_2 in den Unterraum der Kapsel. Die Pumpe ist also insofern doppeltwirkend, als ihr Ventilkolben beim Auf- wie beim Niedergang saugend wirkt. Auf homogene Flüssigkeiten, seien sie tropfbar, seien sie gasförmig, wirkt sie nicht anders, als wenn nur zwei Ventile vorhanden wären. Das dritte, überzählige Ventil wird indessen doch hier und da mit Vortheil angewandt, sei es, um ein anderes Ventil zu entlasten (Fussventil am Saugrohr), sei es, um Leitungen abtrennbar zu machen (Speiseventil, genannt Rückschlagventil, an Dampfkesseln) u. s. w.

Die vorstehenden Beispiele werden für die Uebersicht über die aus laufendem Gesperre gebildeten Flüssigkeitsschaltwerke genügen. Wichtig ist es bei allen, sobald die zu fördernden Mengen gross sind, ein stossfreies Schliessen der Ventile zu erzielen, mit anderen Worten die Sperrklinken sanft eingreifen zu lassen. Dies bereitet auch bei den Gesperren aus starren Gebilden gewisse Schwierigkeiten (vergl. z. B. §. 240); ungleich grösser sind diese aber hier, wo oft gewaltige bewegte Massen abzufangen sind. Die Maschinenlehre befasst sich augenblicklich mehr als je mit den

einschlagenden Fragen *), an deren Beantwortung sich die Praxis durch Schaffung einer Menge von Ventilbauarten beteiligt hat. Auch ist man zu Versuchen geschritten, die Ventilhebung und -Senkung zwangsläufig durch die Maschine bewirken zu lassen, statt sie „selbstthätig“ geschehen zu lassen; einen entscheidenden Abschluss haben aber diese sämtlichen Bestrebungen noch nicht gefunden.

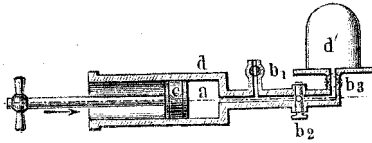
§. 320.

Flüssigkeitsschaltwerke aus ruhendem Gesperre.

Bei den Schaltwerken aus ruhendem Zahngesperre ist man genöthigt, wie in §. 255 gezeigt wurde, die Klinken durch äusseres Eingreifen auszulösen und einzurücken, um den Mechanismus zur Wirkung gelangen zu lassen. Dasselbe gilt von den Flüssigkeitsschaltwerken mit ruhenden Gesperren, d. i. Gleitventilen.

*Beispiel. Eine Pumpe, bei welcher man sich seit ihrer Erfindung durch Otto von Gerike**) mit Vorliebe ruhender Sperrungen bedient, ist die*

Fig. 985.



einfachwirkende physikalische Luftpumpe, von welcher Fig. 985 eine schlichte, immer noch gebrauchte Form darstellt. Der „Rezipient“ d' bildet mit der Leitung eine Tiefdruckhaltung, die Pumpe a c d b₁ b₂ ein Schaltwerk zum Fortbewegen der Luftsäule a. b₁ Steigventil, b₂

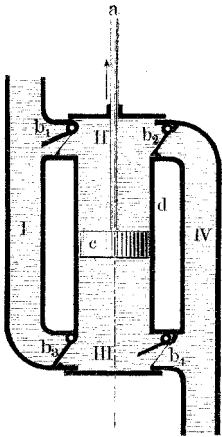
Saugventil, beide in Hahnform. Das Saugventil wird, wenn der Kolben angezogen werden soll, von Hand geöffnet, nach vollendetem Kolbenhub geschlossen, darauf das vorher geschlossener Steigventil von Hand geöffnet, um die von einwärts geführten Kolben verdrängte Luft abzulassen, worauf es wieder geschlossen wird; b₃ Luftzulasshahn mit Nebenbohrung.

*) S. z. B. die Untersuchungen von Fink in dessen „Konstruktion der Kolben- und Zentrifugalpumpen“, Berlin 1872, sodann die von Bach in dessen „Konstruktion der Feuerspritzen“, Stuttgart 1883, und namentlich in desselben Schriftstellers Abhandlungen in der Zeitschr. d. Deutschen Ingenieure, 1886 und 1887.

**) So und nicht „Guericke“ findet sich der Name unter frühen Bildnissen dieses ausgezeichneten deutschen Forschers geschrieben.

Es macht keine grossen Schwierigkeiten, die Gleitungsventile bei der einfachwirkenden Pumpe zu verbinden, ja auch bei der doppelwirkenden Pumpe gelingt dies unschwer. Verfolgt man bei der schon oben besprochenen doppelwirkenden Pumpe aus laufendem Gesperre das Ventilspiel, so sieht man, dass b_1 und b_4 immer gleichzeitig zu öffnen, b_2 und b_3 aber unmittelbar vorher gleichzeitig zu schliessen sind, und ebenso umgekehrt. Die Aufgabe der vier Ventile stellt sich dabei so dar, dass die vier Räume *I* bis *IV* abwechselnd in den Verkehr *I* — *II* und *III* — *IV*, oder *I* — *III* und *II* — *IV* zu setzen sind. Hierfür können aber die vier Ventile, wenn sie Gleitungsventile sind, fest mit einander verbunden, zu einem Bautheil vereinigt werden. Dies kann

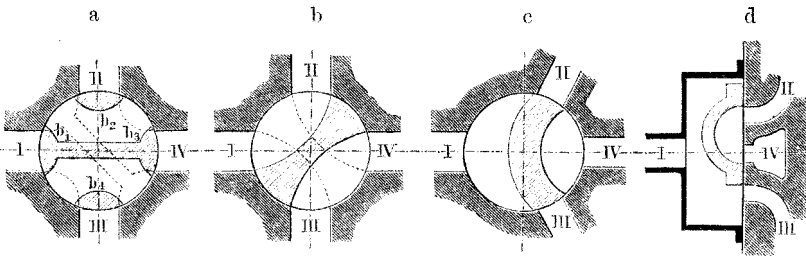
Fig. 986.



z. B. so geschehen, wie es Fig. 987 *a* zeigt: sie bilden dann vier Stege in dem Schlüssel eines Hahnes, des sogenannten Vierweghahnes. Wie der Schlüssel gezeichnet ist, verschliesst er alle vier Wege, was den Endstellungen des Kolbens entspricht. Dreht

man ihn aber um 45° z. B. nach rechts in die punktirte Lage, so steht *I* mit *III*, *II* mit *IV* in Verkehr; dreht man ihn aus der Anfangslage ebenso weit nach links, so ist *I* mit *II*, *III* mit *IV* verbunden. Die Stege b_2 und b_4 können nun aber auch weggelassen werden, ohne dass diese Wirkung aufhört, siehe unter *b*, die Kanäle *II*, *IV* und *III* auch näher zusammengelegt werden, wie unter *c*. Dann wird aber die Ausbohrung bei und

Fig. 987.



man ihn aber um 45° z. B. nach rechts in die punktirte Lage, so steht *I* mit *III*, *II* mit *IV* in Verkehr; dreht man ihn aus der Anfangslage ebenso weit nach links, so ist *I* mit *II*, *III* mit *IV* verbunden. Die Stege b_2 und b_4 können nun aber auch weggelassen werden, ohne dass diese Wirkung aufhört, siehe unter *b*, die Kanäle *II*, *IV* und *III* auch näher zusammengelegt werden, wie unter *c*. Dann wird aber die Ausbohrung bei und

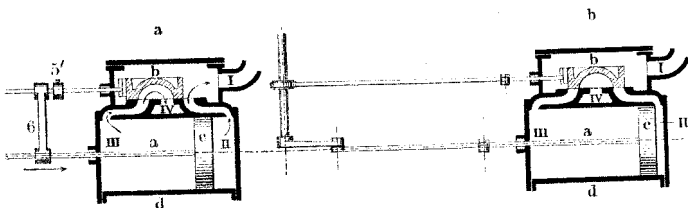
dicht neben *I* auch überflüssig, und es kann ausserdem der Krümmungshalbmesser der noch übrig gebliebenen Gleitfläche beliebig gross, ja unendlich gross gemacht werden, wie unter *d*. Die letztere, so überaus einfache Form der vereinigten vier Ventile führt bekanntlich den Namen Muschelschieber. Es ist einleuchtend, dass sich auch noch manche andere Verbindungsformen der vier oder auch mehr Ventile bilden lassen. Man sollte aber nicht vergessen, dass der dargestellte Schieber aus vier Ventilen besteht; für die Dampfmaschine ist er auch, wie bekannt, in letzten beiden Jahrzehnten wieder in vier einzelne, und zwar Hebevventile, aufgelöst worden.

Eine merkwürdige Eigenthümlichkeit der Gleitungsventile ist auch an den Figuren *a* und *d* deutlich zu erkennen. Die Verschlussflächen greifen beiderseits über die Oefnungsränder hinaus; man nennt diese Vorsprünge Ueberdeckungen oder kurz Deckungen. Es ist aber leicht, die beiden Deckungen für denselben Kanal unter sich verschieden, ja auch die Deckungen für verschiedene Kanäle ungleich herzustellen. Geschieht dies, so finden die Eröffnungen und Verschlüssungen der Kanäle nicht mehr gleichzeitig, sondern nacheinander statt.

Von den beiden hier hervorgehobenen Eigenthümlichkeiten fehlt die letztere gänzlich, die erstere beinahe gänzlich den Hebevventilen. Die ausgezeichnete Anwendbarkeit der Gleitungsventile in allen Flüssigkeitgesperrwerken beruht in den genannten beiden Besonderheiten, dass man bei ihnen:

- 1) mehrere Ventile leicht zu einem Bauteil vereinigen,
- 2) gleichzeitig mittelst der Deckungen die Zeitfolge der Ventilwirkungen regeln kann.

Fig. 988.



Eine mit Schiebventilen ausgerüstete Pumpe nennt man wohl Schieberpumpe; eine solche stellt Fig. 988 *a* schematisch

dar. Hier ist, wie vorhin, *I* als Kanal für die Drucksäule, *IV* als derjenige für die Saugsäule gedacht. Nothwendig ist für die Schieberpumpen eine Vorrichtung zum Betriebe des Schiebers, mit diesem zusammen die „Steuerung“ bildend. Diese kann auf vielerlei Weise eingerichtet werden.

Am leichtesten scheint die Schieberbetreibung mittelst eines Vorstosses 6 auf der Kolbenstange zu gelingen, welcher kurz vor Hubschluss bei 5', oder dem Gegenstück 5'', verstellend auf den Schieber einwirkt. Das Verfahren ist nahe verwandt mit dem in der Zahnschaltung, Fig. 753, angewandten. Es hat aber hier den Mangel, dass der Kolben sich schnell bewegen muss, um den Schieber jedesmal über seine Mittellage hinaus in die andere Endstellung zu werfen.

Der Uebelstand lässt sich vermeiden durch Einschaltung eines Kippspannwerkes (Fig. 742 und Fig. 743, s. auch §. 239), welches vom Kolbenvorstoss nur jedesmal in die Kipplage zu schieben wäre.

Auf etwas einfachere Weise gelangt man aber zum Ziel, wenn man den Kehrschub des Pumpenkolbens mittelst Kurbelgetriebes einer umlaufenden Triebwelle entnimmt, s. Fig. 988 *b*; denn alsdann kann durch eine Nebenkurbel, Exzenter, die Schieberverstellung in stetiger Khefbewegung bewirkt werden. Diese Steuerungsart ist öfter angewandt, namentlich bei Luftdruckpumpen *), Bessemergebläsen **) u. s. w. Beachtet man noch, dass die erforderlichen Verstellungen des Vierweghahnes, Fig. 987, statt durch Kehrdrehung auch durch Fortdrehung herbeigeführt werden können, so erkennt man, dass bei Anwendung eines Drehschiebers oder Halmes sogar die Kehrschubbewegung des Exzentergetriebes wegfallen und durch gleichförmige Fortdrehung ersetzt werden kann.

In dem soeben besprochenen Falle, Fig. 988 *b*, ist zum Betrieb des Pumpenkolbens ein Kurbelgetriebe zu Hülfe genommen worden. Geschieht dies aber einmal, so eröffnet sich auch der Weg, Theile des Kurbelgetriebes zu Theilen der Pumpe, nämlich zu Kapsel, Kolben und Ventilen, zu gestalten, was vorhin nicht geschehen war, aber gut möglich ist. Gewisse Theile werden als Kolben, andere als Kapsel ausgebildet werden kön-

*) Siehe z. B. Zeitschr. Deutscher Ingenieure, 1885, S. 929 ff.; Weiss, Trockene Schieberkompressoren und Vakuumpumpen.

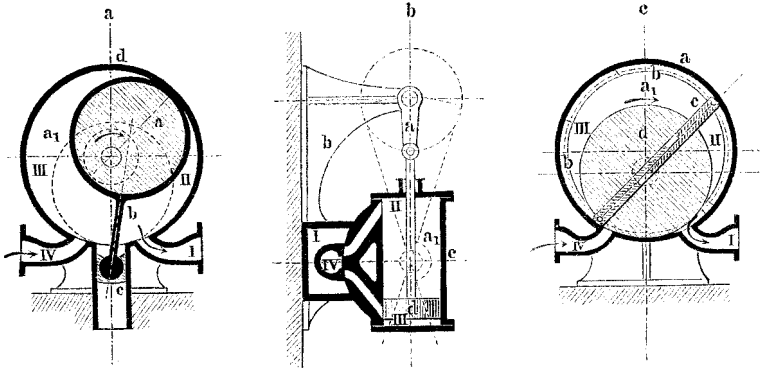
**) Siehe die Schiebergebläse von Thomas u. Laurent bei Weisbach-Herrmann, Bd. III, 2, S. 1089.

nen, mit anderen Worten aus dem Kurbelgetriebe Kapselwerke zu bilden sein. Diesen Weg hat die Maschinenpraxis sehr lebhaft betreten*); nur wenige der zahlreichen möglichen Formen haben sich indessen als praktisch werthvoll erwiesen. Es folgen hier drei Beispiele.

Fig. 989. a Kurbelkapselwerk aus dem Schubkurbelgetriebe, Pattison's Pumpe. Die Kurbel a ist zu einem Exzenter erweiterter, die Pleuelstange b zum Kolben umgebildet, der mit der cylindrischen Kapsel d stets in einer Linie am Umfang, in einer Fläche an jeder der Seitenwände in Berührung steht. In der dargestellten Lage steht Raum II mit I und III mit IV in Verbindung, in der punktierten Lage des Kolbens aber III mit I, und danach wieder II mit I und III mit IV und so abwechselnd weiter. Diese Wechsel des Verkehrs der Kanäle bewirkt der Kolben durch seine auf einander folgenden Stellungen selbst; er wirkt gleichsam auch als Schieber, so dass besondere Ventile entbehrlieh sind.

b Kurbelkapselwerk aus der sogenannten schwingenden Kurbelschleife. Das Stück c des Getriebes, welches in Fig. 989 a eine ganz untergeordnete

Fig. 989.



*Bedeutung hat, ist hier zur Kapsel ausgebildet**); seine Schwingungen gegen b gestatten, zwischen b und c das Verhältniss von Schieber und Schieberspiegel, oder Hahnschlüssel und Hahngehäuse zu verwirklichen; dabei sind die Kanäle II und III von Fig. 987 in den Hahnschlüssel selbst verlegt. Die Pumpe aus der schwingenden Kurbelschleife hat manche Anwendungen als Wasserpumpe gefunden.*

c Beale'sche Gaspumpe, aus der sogenannten rotirenden Kurbelschleife gebildet zu denken. Der Getriebetheil c, welcher soeben zur Kapsel aus-

*) Siehe meine Theor. Kinematik, wo ich über 90 Kurbelkapselwerke zunächst überhaupt als solche nachgewiesen und sodann nach bestimmten kinematischen Gesichtspunkten geordnet habe.

***) Vergl. meine Theor. Kinematik, S. 295 ff.

gebildet erschien, ist hier als Kolben gebildet, überdies zweimal angewandt. Die Räume II und III werden, ohne dass besondere Ventile nöthig wären, bei der Drehung von d abwechselnd mit I und IV in Verkehr gesetzt. Grosse und schöne Ausführungen der Beale'schen Pumpe sind in den Leuchtgaswerken in ausgedehntem Gebrauch.

In den angeführten Fällen und der grossen Reihe verwandter, die sich noch anschliessen liessen, ist sehr bemerkenswerth, dass die Sperrung der Flüssigkeit immer durch Gleitungsventile geschieht. Der Verwendung dieser letzteren in gewöhnlichen Wasserpumpen scheint der Umstand im Wege zu stehen, dass die dem Wasser etwa beigemengten Unreinigkeiten die Gleitflächen rasch angreifen. Wo indessen klares Wasser zu fördern ist, möchte doch zu überlegen sein, ob die Schiebventile nicht weit mehr zu verwenden wären, als bis jetzt geschieht. Jedenfalls ist es doch auffällig, wenn einerseits aus der Praxis heraus betont wird, die Schiebventile wirkten in Pumpen so vorzüglich*), während man andererseits die weitgehendsten Anstrengungen macht, die Pumpen mit Hebungsventilen von den Schlägen und Stössen, welche letztere bei raschem Gang verursachen, zu befreien. Man hat zu dem Ende eine ungezählte Menge von Ventilformen erdacht, hat das einzelne Hubventil aufgelöst in mehrere, viele, ja bis zu Hunderten an der Zahl**), womit man den Grundsatz der Theilgesperre, §. 242, auf die Druckorgane überträgt, hat zwangläufige Führung der Hebungsventile vorgeschlagen und ausgeführt, hat schwierige, weitläufige Ermittlungen bezüglich der Gewichte, Federbelastungen u. s. w. der Ventile angestellt***), ohne indessen den gewünschten Erfolg sicher erzielt zu haben. Wo Trinkwasser, also ganz reines Wasser, zu fördern ist, käme doch

*) Poillon in seinem mehrfach angeführten Werke sagt z. B.: „Da Hebung und Fall der Klappen in diesem (Schieber-) Pumpensystem durch automatische Oeffnung und Schliessung von Durchlässen ersetzt ist, ohne dass die lebendige Kraft der Flüssigkeit im mindesten einzugreifen hat, um die Wirkungen zu sichern, so begreift man ohne Mühe, dass ein solches Pumpensystem gestattet, mit bedeutend grösseren Geschwindigkeiten zu arbeiten, als mit Hubventilen oder Klappen.“ Er spricht dann aber von der zu befürchtenden grossen Abnützung der Gleitflächen und hält schliesslich dafür, dass die Schieberpumpe kaum zu zahlreichen Anwendungen berufen sein möge.

**) Vergl. Riedler, Ueber Konstruktionsgrundlagen der Pumpen- und Gebläseventile, Zeitschr. d. Deutschen Ingenieure, 1885, S. 502 ff.

***) Vergl. Bach, Konstr. der Feuerspritzen, auch dessen interessante Versuche zur Klarstellung der Beweise selbstthätiger Pumpenventile, Zeitschrift d. Deutschen Ingenieure, 1886, S. 421 ff.

bei den Gleitungsventilen die Abnutzungsfrage nicht so störend in Betracht, wie schon durch die Wassersäulenmaschinen erwiesen ist. Dennoch bemerkt man ein Vorgehen in der Richtung der Gleitventilpumpen nicht, so dass vollgültige Vergleiche nicht vorliegen; der Beweis fehlt also zur Zeit noch, dass die letztere Pumpengattung zweifellos unpraktisch wäre.

Andererseits muss es wieder Wunder nehmen, wenn vereinzelte Anwendungen von Gleitungsventilen in Pumpen gleichsam Erstaunen hervorrufen, und man, wenn man ihre Zweckmässigkeit erkennt, sie wie etwas ganz Neues bespricht*). Die Verschiedenheit der Wirkung auf Wasser von derjenigen auf Luft mag bei Erwägung dieser Widersprüche in Rechnung zu setzen sein; indessen ist es ja bekannt, dass auch bei Gebläsen, trotz der geringen Masse der zu fördernden Flüssigkeit, die Hebevventile manchmal heftig schlagen. Es scheint hiernach jedenfalls rathsam, die Untersuchungen auch nach der zweiten Seite auszudehnen.

Die Pumpen unter Fig. 989 *a* und *c* werden gewöhnlich rotirende, also Drehpumpen genannt, eine Bezeichnung, mit der man es nicht genau nehmen darf, indem z. B. bei *a* der eigentliche Kolben eine schwingende, keine drehende Bewegung macht, während bei *b* trotz dem anderen Namen die Bewegung auch durch Drehung eingeleitet wird, überdies die Zahl der beweglichen Theile dieselbe ist wie bei *a*. Andere sogenannte rotirende Pumpen hat man aus den Kurvenschubgetrieben gebildet, und zwar schon im 17. Jahrhundert. Ein in das Pumpengehäuse radial eintretender Riegel dient als Sperrklinke und wird durch einen kurvenförmig profilirten Körper aus- und einwärts geführt. Hierhin gehören der sogenannte Wasserriegel, die Samain'sche, die Stoltz'sche Pumpe und viele andere**). Letztere hat keine Lederdichtungen, nur Metallschluss, und ist deshalb in Italien und

*) In dem vorhin angeführten Artikel von Weiss heisst es S. 930 zunächst von den Hebevventilen: „Endlich ist noch selbstredend der so lästige Verschleiss an den Ventilen um so grösser, je grösser die Umdrehungszahl der Maschine ist“, und dann weiter: „die zu beschreibende Konstruktion beseitigt nun auf einen Schlag die Uebelstände, welche die Leistungsfähigkeit gewöhnlicher Ventilpumpen herabmindern: Die anstandslose Zulässigkeit eines beliebig raschen Ganges wird bewirkt dadurch, dass statt der selbstthätigen (Hub-) Ventile zur Steuerung ein zwangläufiger Schieber verwendet wird.“

**.) Eine Reihe derselben findet man bei Poillon a. a. O.

Frankreich namentlich als Wein- und Baumölpumpe sehr zahlreich vertreten; auch bei uns wendet man als Wein- und Bierpumpen mit Vorzug solche Drehpumpen an.

Die unleugbare Vorliebe, welche man den rotirenden oder Drehpumpen, die auf Schaltwerk beruhen, entgegenbringt, hat einen guten Hintergrund. Angeblich will man Kraftverluste vermeiden, die aber nicht stattfinden; im Grunde ist es das Bestreben, die Bewegung der von der Pumpe geförderten Flüssigkeitssäule gleichförmig zu machen; daher auch die Bauarten Fig. 982 und Fig. 989. Dass diese Gleichförmigkeit nur angenähert erzielt werden kann, liegt im Wesen des zu Grunde liegenden Mechanismus; dieser ist eben ein Schaltwerk, d. i. ein absetzend wirkendes Getriebe, und unterscheidet sich dadurch ganz bestimmt in den erzeugten Bewegungen von den Laufwerken. Die erwünschte Gleichförmigkeit der Flüssigkeitsströmung glaubt man zu erzielen, indem man die durch Laufwerk betriebenen Theile recht unmittelbar wirken lässt, womit sie aber noch keineswegs wie im Laufwerk wirken. Dass man durch Verbindung von Schaltwerken ohne jedes Mitwirken von Laufwerk zu dem ins Auge gefassten Ziele gelangen kann, wird sich weiter unten (S. 933 ff.) zeigen.

§. 321.

Hemmwerke für Druckorgane.

Den Schaltwerken für Druckorgane stehen die Hemmwerke für solche Organe gegenüber, und zwar ganz so, wie dies bei den Gesperrwerken aus starren Gebilden der Fall ist. Das aus §. 258 hier (a. f. S.) wiederholte Zahngesperre wurde zum Hemmwerk dadurch, dass wir die Sperrung von a durch b zeitweilig lösten und wieder schlossen. Ist nun, Fig. 991, das Sperrstück a ein Druckorgan, z. B. Wasser, wobei letzteres entweder bei H mit einer Hochdruckhaltung, oder bei T mit einer Tiefdruckhaltung, oder mit beiden zugleich im Verkehr steht, so wird durch zeitweiliges Lüften und Wiederschliessen des Ventils b die Vorrichtung zu einem Hemmwerk gemacht. Mit einem solchen kann man dem Druckorgan a mechanische Arbeit zwangläufig entziehen. Die Hemmweite ist aber dabei nicht nach Zahntheilungen

abmessbar, sondern kann, wie bei den Reibungsgesperren, beliebig klein und gross gemacht werden.

Die Anwendungen der Hemmwerke mit Flüssigkeiten sind grundsätzlich dieselben, wie bei den Gesperrwerken aus starren Gebilden, nur haben sie praktisch eine theilweise andere Bedeutung. Wir können zwar auch wieder klar unterscheiden zwischen Uhrhemmwerken einerseits und Krafthemmwerken andererseits; allein die Krafthemmwerke sind hier ganz überwiegend die praktisch wichtigeren, weshalb wir sie auch zuerst behandeln wollen. Sodann treten hier auch diejenigen Hemmungen sehr in den Vordergrund, bei welchen die Wirkungen unperiodisch stattfinden, welche also von der Form sind, die schon durch die einfache Einrichtung Fig. 991 versinnlicht wird, wo Sperr- und Hemmzeit durch

Fig. 990.

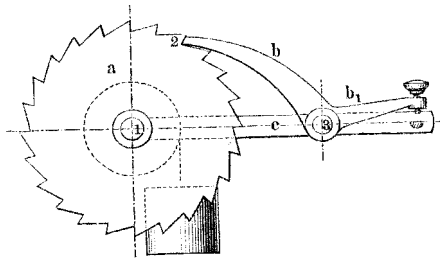
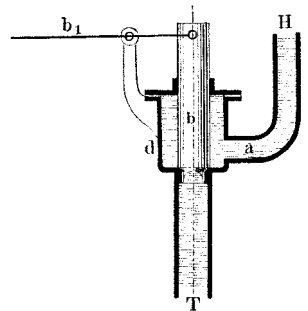


Fig. 991.



Menschenhand geregelt werden; bei den Hemmwerken aus starren Gebilden finden sich hierzu nur sehr selten Beispiele. Die uhrenartig wirkenden Hemmungen aus Druckorgan dienen ebenfalls zum Messen, aber nicht wie jene in §. 258 zum Messen von Zeit, sondern zum Messen von Rauminhalten oder kurz von Raum. Was endlich die Stellhemmungen in dem Sinne von §. 259 betrifft, so dienen diese hier wesentlich nur als Krafthemmwerke.

Hiernach empfiehlt es sich, im Folgenden zu unterscheiden:

- | | |
|---------------------------------------|-------------------|
| a) unperiodische | } Krafthemmwerke, |
| b) periodische | |
| c) Stellhemmungen als Krafthemmwerke, | |
| d) Messungshemmwerke, | |

die wir nun einer gedrängten Uebersicht zu unterwerfen haben.

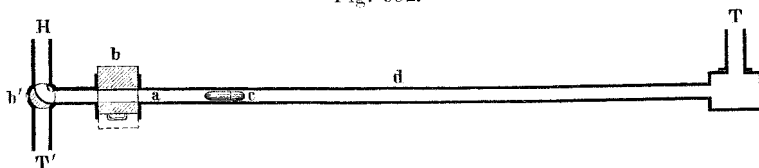
A. Unperiodische Krafthemmwerke aus Druckorgan.

§. 322.

Flüssigkeitshemmwerke für Lastenförderung.

Ein im Grundsatz der einfachen Form Fig. 991 entsprechendes Hemmwerk ist der Mechanismus der Felbinger'schen Rohrpost, in Fig. 992 schematisch dargestellt. Bei *H* steht das Rohr *d* mit einer Lufthochdruckhaltung, bei *T* mit einer desgleichen Tief-

Fig. 992.



druckhaltung in Verbindung, *b* Schieber, ruhendes Gesperre, hier geöffnet dargestellt; der Kolben *c*, welcher in Form einer ledernen Büchse ausgeführt ist und die zu befördernden Briefe, Telegramme, Karten enthält, wird die Leitung entlang getrieben. Bei einer eingeleisigen Endstrecke fällt die Tiefdruckhaltung *T* am Ende weg oder kann doch wegfallen, während aber eine solche *T'* mittelst Ventiles *b'* an der Station zur Linken statt *H* einzuschalten ist, sobald einwärts gefördert werden soll. Man kann dann nach innen, von rechts nach links, mit blossem Tiefdruck, nach aussen mit blossem Hochdruck arbeiten. Die Bedeutung der Rohrpost ist bekannt*).

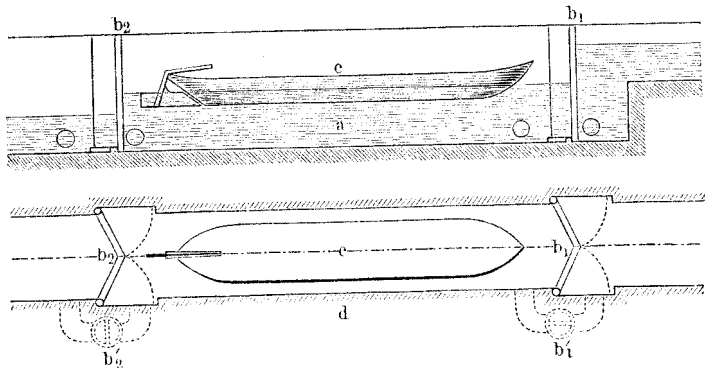
Ein Lufthemmwerk mit Tiefdruckhaltungen war die sogenannte atmosphärische Eisenbahn, erfunden 1834 durch Pinkus, praktisch durchgeführt etwas später durch Clegg und Samuda in England; auf der Kingston-Dalby-Bahn arbeitete man mit $\frac{1}{6}$ at Spannung im Tiefdruckhalter; zur Zeit ist das System ausser Gebrauch.

Will man mit Hemmwerk einen Kolben vor- und rückwärts in derselben Leitung treiben, so reicht das eine Ventil in Fig. 991

*) Das Berliner Rohrpostnetz umfasst gegenwärtig (1887) 42,3 km.

nicht aus, es muss wenigstens noch ein zweites zu Hülfe genommen werden, wie sich bei Fig. 992 schon zeigte. Ein so ausgerüstetes Flüssigkeitshemmwerk von ausserordentlicher praktischer Bedeutung haben wir in der Schiffahrtsschleuse, welche Fig. 993 schematisch vorführt, zu erblicken.

Fig. 993.



Die Leitung ist oben offen (vergl. Fig. 945 b und c); die Ventile b_1 und b_2 sind meist als laufende Gesperre, und zwar gern als doppelte Klappen, die Schleusenthore, ausgeführt; kleinere Nebenventile b_1' und b_2' gestatten, durch die sogenannten Umläufe das Ablassen von Wasser langsam beginnen zu lassen. Das zu befördernde Schiff c stellt den Kolben dar, welcher als Schwimmer gestaltet ist (vergl. Fig. 950 c). Soll aufwärts gefördert werden, so bildet b_1 das Hemmungsventil, wenn abwärts, b_2 .

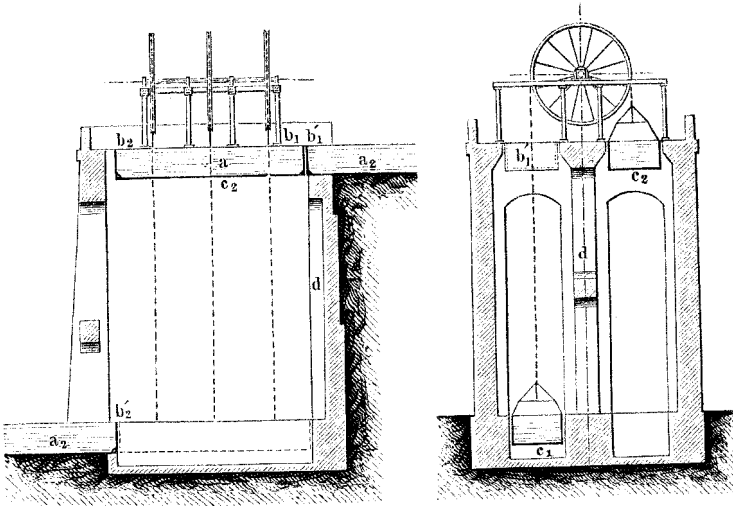
Diese üblichen Schiffahrtsschleusen, so überaus nützlich sie sind, stehen im Wirkungsgrad sehr tief, da sie statt der vom Schiff verdrängten Wassermasse plus einer Zuthat für Spielräume, womit ausgereicht werden könnte, gleich die ganze Schleusenkammer voll Aufschlagwasser für jede Hebung und auch Senkung erfordern. Daher sind niedrige Schleusen vortheilhafter als hohe. Man hat aber durch bessere Einrichtung die Wasservergeudung beseitigt.

Denkt man sich zunächst den Dienst verdoppelt, durch zwei nebeneinander liegende Schleusen betrieben, so kann das herabsinkende Schiff ein nahe gleich schweres heben, nur müsste das zwischen den beiden Schwimmerböden befindliche kraftübertragende Mittel wie gewichtslos wirken und den Kraftrichtungswechsel von 180° gestatten. Hierzu eignen sich aber sowohl Zug- als Druckorgane.

Bei der Green'schen Schleuse im Grand-Western-Kanal in England, 1840 erbaut, sind Zugorgane, Ketten, als Kraftübertrager benutzt, siehe

Fig. 994. Die Schiffe sind in Gefäße oder Tröge $c_1 c_2$ gesetzt, welche bei b_1 und b_2 mit Klappen verschlossen und wasserdicht an Ober- und Unterhaupt angeschlossen werden; die Haltungen selbst haben bei b'_1 und b'_2

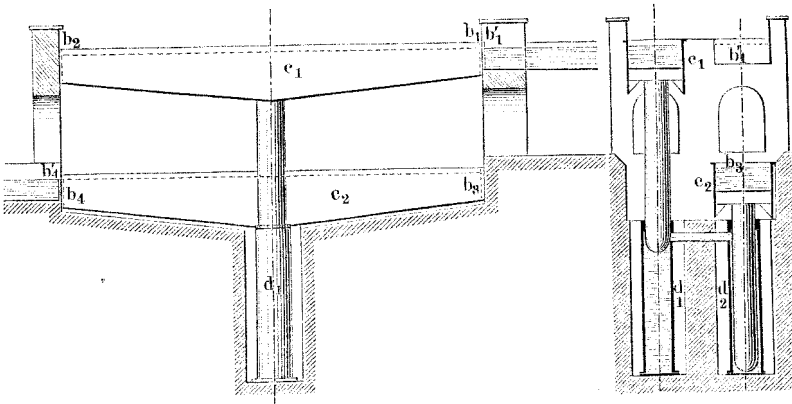
Fig. 994.



ebenfalls Verschlussklappen. Eine geringe Mehrbelastung des zu senkenden Troges macht den andern aufwärts gehen*).

Später hat Edwin Clark zuerst 1875 bei Aderton im Merseykanal die Kette durch ein Druckorgan, das Kettengetriebe durch einen Wasserhebel ersetzt, wie Fig. 995 andeutet. Hier zeigt sich deutlich die S. 871 besprochene

Fig. 995.



*) Vergl. Weisbach-Herrmann's Mechanik, Thl. III, 2, 2. Aufl., S. 633.

Vertauschbarkeit von Seil- oder Kettenrolle und Wasserhebel. Die Schleusentröge c_1 und c_2 werden durch Tauchkolben von 3' Durchmesser getragen, sind 75' lang und $15\frac{1}{2}'$ breit im Lichten). Eine Wasserschicht von 6" Höhe, welche durch das Hemmungsventil dem sinkenden Trog zugeführt wird, genügt zur Ueberwindung der Nebenhindernisse; eine Schleusung auf 50' Höhenunterschied dauert drei Minuten.*

*Kleine Unzuträglichkeiten dieses Betriebes wurden noch völlig beseitigt und die Gewichtsausgleichung noch vervollkommenet bei den von Clark und Stanfield entworfenen, ähnlich gebauten grossartigen Trogschleusen des La-Louvière-Kanals in Belgien und des Neufossé-Kanals bei Les Fontinettes in Frankreich; Hubhöhe $13\frac{1}{7}$ und $15\frac{1}{3}$ m; Kolbendurchmesser im Wasserhebel beidemal 2 m**). Die Aufschlagwassermenge beträgt bei diesen beiden Bauwerken rund nur $\frac{1}{500}$ derjenigen, welche gleichhohe Kammer-schleusen erfordern würden***). Es gelingt demnach bei dieser Bauart, auch über wasserarme Hochflächen den Kanalbetrieb durchzuführen.*

Während die vorstehenden Hemmwerke aus offenen Leitungen gespeist werden, betreibt man andere aus geschlossenen Rohrleitungen. Zahlreiche Kolbenhebwerke mit Wasserdruck, bestimmt zur Förderung von Lasten aller Art, sind im Gebrauch.

Ein Beispiel bietet das in Fig. 996 dargestellte Tauchkolbenhebwerk. Die beiden Ventile sind in einem Hahn b vereinigt (vergl. S. 907). H Hochdruckleitung, A Abflussrohr unter atmosphärischem Druck, zwei Gegen-gewichte G an Ketten gleichen das Gewicht des austauchenden Kolbens aus;

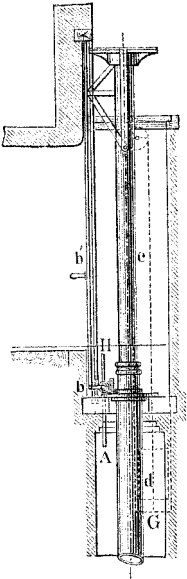
*) Siehe des ausführenden Ingenieurs Duer Beschreibung in den Transactions of the Institution of C. Engineers 1876; dann: Colyer, Hydraulic, steam and hand power lifting machinery, London, Spon, 1881, S. 17; auch Robinson, Hydraulic power and hydraulic machinery, London, Griffin & Co. 1887, S. 64.

**) Siehe Colyer a. a. O. S. 29, Robinson a. a. O. S. 69; ferner Zentralbl. der pr. Bauverwaltung 1882, S. 395, Hensch, Anlagen zur senkrechten Schiffshebung in Frankreich; auch Schemfil, die neuesten Kanal- und Hafenwerkzeuge in Frankreich und England, Wien, Gerold, 1882, S. 15, sowie Ernst, Hebezeuge, Berlin, Springer, 1883, S. 630.

***) Bei der oben angeführten Green'schen Trogschleuse werden überwiegend beladene Kähne abwärts, leere aufwärts geführt; demzufolge muss der aufsteigende Trog mit Wasser aus dem Untergraben belastet werden. Die Folge ist, dass mehr Wasser hinaufgeschafft wird, als verbraucht werden kann, so dass man den Ueberschuss abfliessen lässt. Nach allem diesem zeigt sich die Trogschleuse als für grössere Hebungen sehr empfehlenswerth und weist darauf hin, dass es sehr zweckmässig sein kann, Kanäle so zu bauen, dass möglichst lange wasserpäss gefahren und dann mit einmaliger starker Hebung zur nächsten Haltung übergegangen wird. Nicht unerwähnt möchte ich hier lassen, dass schon 1863 der schweizerische Ingenieur Seyler Trogschleusen vorgeschlagen hat, bei denen er aber statt des Wasserhebels einen pneumatischen oder Lufthebel als Kraftüberträger anwenden wollte.

der hoch oben anlangende Kolben schliesst durch Anstossen an das Ventilgestänge *b'* den Wassereinlass. Neuere Hebewerke dieser Art, bis in grossartige Abmessungen gehend, sind in verwandter Art ausgeführt, z. B. ein grosser, für Personenbeförderung bestimmter Doppelaufzug an der Hamilton-Street-Station der Merseybahn in London; Kolbenhub daselbst $87\frac{1}{3}'$, Kolbendurchmesser $18''$, jede Fahrkammer fasst 50 Personen*).

Fig. 996.

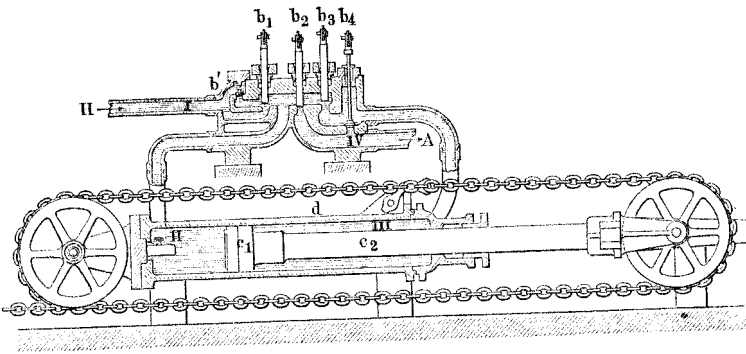


Die Tauchkolbenhebwerke bieten übrigens praktische Unbequemlichkeiten in den Gegengewichten sowohl, als in der erforderlichen tiefen Versenkung der Kolbenkapsel. Man hat deshalb an Stelle des Tauchkolbens den Scheibenkolben mit Zugorgantrieb namentlich für Personenaufzüge in Benutzung gezogen. Ein ganz vorzüglicher Aufzug dieser Art ist der Otis-Aufzug**).

Für Krane mancherlei Art ist sodann das mit Hochdruck arbeitende Wasserhemmwerk zuerst durch Armstrong eingeführt und dann von ihm und Anderen ausgebildet worden, u. a. auch für die Bessemerwerke, wo die Wasserkrane bekannte, unentbehrliche Hilfsmittel bilden.

Ein Beispiel eines Kranhemmwerkes Armstrong'scher Bauart zeigt Fig. 997. Hier wird der Kolben doppeltwirkend benutzt; wir finden des-

Fig. 997.



*) Siehe Robinson a. a. O., S. 80.

***) Vergl. Zeitschr. Deutscher Ing. 1885, S. 739; auch Robinson a. a. O. S. 84.

halb auch die vier Ventile $b_1 b_2 b_3 b_4$ aus Fig. 986 wieder vor; nur werden sie, um das Ganze als Hemmwerk, und zwar unperiodisch, wirken zu lassen, durch äusseres Eingreifen einzeln gestellt. Bei I tritt Hochdruckwasser ein, bei IV findet Abfluss in die Atmosphäre statt; der Tauchkolben c_2 hat einen halb so grossen Querschnitt, als der mit ihm fest verbundene Kolben c_1 (vergl. Fig. 946 e), und wirkt auf einen umgekehrten Flaschenzug. Öffnet man, wie gezeichnet, b_1 und b_3 , so findet Vorschub mit halber Kraft statt; öffnet man b_1 und b_4 , so geschieht Vorschub mit ganzer Kraft; öffnet man b_2 und b_3 , so findet Rückschub statt, herbeigeführt durch die Belastung der Flaschenzugkette (Gegengewicht). Das Ventil b' ist ein Sicherheitsventil, welches bei alleinigem Offenstehen von b_3 und rascher Senkung der Kranlast zur Wirkung kommt*).

§. 323.

Wasserhemmwerke in Arbeitsmaschinen.

Nachdem sich so und ähnlich die Wasserhemmwerke als zur Lastenhebung trefflich geeignet erwiesen, ging man dazu über, sie für Arbeitsmaschinen zu verwerthen. Mit ausgezeichnetem Erfolg geschah dies namentlich durch Tweddell für Nietmaschinen (vergl. S. 155), Durchstösse, Biegemaschinen u. s. w. Ein Beispiel aus dieser Maschinengattung sei angeführt.

Fig. 998 Hemmwerkbetrieb an einer Tweddell'schen Lochmaschine**). d Kolben des Hemmwerks, $b_1 b_2$ seine beiden Ventile, von denen das eine mit der Hochdruckhaltung H , das andere mit dem atmosphärischen Abfluss A verkehrt. Wird b_1 mittelst des Hebels e geöffnet, so tritt Hochdruck oberhalb d ein und treibt abwärts. Das Zurückbewegen geschieht mittelst des Hilfskolbens d_1 , der mit d fest verbunden ist und unterhalb stets mit der Hochdruckhaltung H verkehrt. Der Druck auf d_1 treibt deshalb, wenn b_1 geschlossen und b_2 geöffnet wird, den Kolben alsbald nach oben. Was man vor sich hat, ist ein ungleichschenkliger Wasserhebel, dessen kleiner Schenkel stets von H aus belastet ist, während der grosse Schenkel abwechselnd mit H und A in Verkehr gesetzt wird. Das Hebelwerk $d' d'' d'''$ begrenzt die Hublänge des Lochstempels durch Anstossen der

*) Siehe Herrmann-Weisbach a. a. O. III, 2, S. 240; Colyer a. a. O. S. 11; Robinson a. a. O. S. 52.

**) Näheres über diese und andere Tweddell'sche Maschinen siehe Proceedings of the Inst. of Civ. Engineers LXXIII, 1883, S. 64; danach bei Robinson a. a. O. S. 99 ff. Siehe ferner Engineer 1885, Juli, S. 88, und August, S. 111; auch Revue industrielle 1884, S. 5, 1885, S. 493, und Mechanics 1865, S. 272; eine kurze Mittheilung auch Zeitschr. Deutscher Ing. 1886, S. 452.

verstellbaren Vorstösse d'' und d''' an den Ventilhebel e , durch welche Anstossungen derselbe stets in die Mittellage getrieben wird. Ähnliches geschah

Fig. 998,

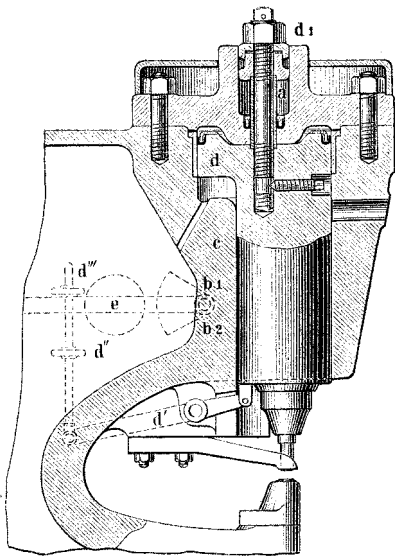
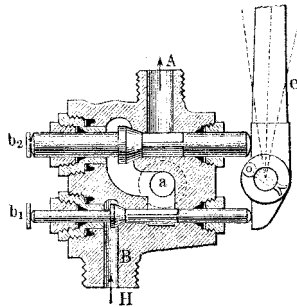


Fig. 999.



beim Hebewerk Fig. 996; wir erkennen hier den Ansatz zum selbstthätigen Weiterbetrieb des Hemmwerkes. Fig. 999 stellt eine der Formen dar, in welchen Tweddell die Ventilvorrichtung $b_1 b_2$ ausführt.

Die vorstehende Anwendung des Wasserdruckes erinnert an die hydraulische Presse. Indessen ist bei dieser der Vorgang ein völlig anderer, indem sie nämlich ein Schaltwerk ist, während die besprochenen Vorrichtungen Hemmwerke sind und alle hiermit zusammenhängenden Vortheile gewähren, vor allem den raschen Betrieb, die leichte Aus- und Einsetzung, die Gedrängtheit der Anordnung, die Betreibung durch Ferntrieb u. s. w. Wegen aller dieser Vorzüge sind die technologischen Anwendungen der Druckorganhemmwerke in rascher Zunahme begriffen.

§. 324.

Druckorganhemmwerke zur Flüssigkeitsförderung.

Auf die Benutzung unperiodischer Druckorganhemmungen zur Flüssigkeitsbewegung in Maschinen ist man schon ziemlich früh gekommen; gegenwärtig wendet man ihr erneute Aufmerksamkeit zu.

Ein bemerkenswerthes Beispiel liefert der fast vergessene Brindley'sche Kesselspeiser, Fig. 1000, dessen Haupteinrichtung mit dem Schema in Fig. 991 übereinstimmt. Die bedarfsgemässe Eröffnung des Ventils *b* geschieht durch den Schwimmer *c*, Schliessung durch das Gegengewicht c_1 (vergl. S. 870).

Fig. 1000.

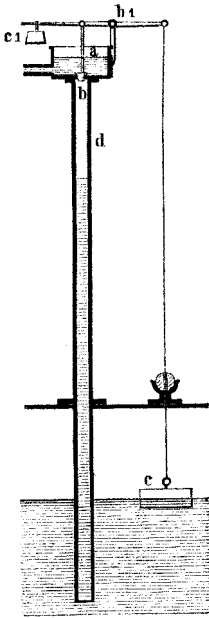
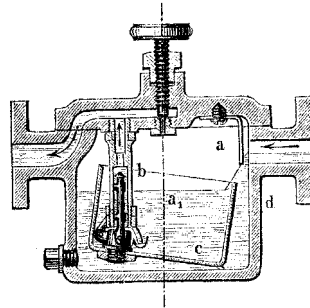


Fig. 1001.



Die Einrichtung wurde bei Watt's Dampfesseln zuerst angewandt; bei den Kesseln der Newcomen'schen Dampfmaschine war es noch der Wärter, der das Hemmungsventil *b*, einen Hahn, zeitweilig zu öffnen und zu schliessen hatte.

Fig. 1001 Kirchwegers Dampfwater-Ableiter oder Dampfalle, wie die Engländer sagen. Das Hemmventil *b* wird durch den Schwimmer *c* geöffnet wie vorhin, doch mit dem Unterschied, dass der Schwimmertopf, sobald er durch das, über seinen Rand fließende Wasser bis zu einer gewissen Höhe gefüllt ist, plötzlich sinkt und das Ventil *b* dadurch ganz öffnet. Die Ventilbetreibung geschieht also durch ein Spannwerk, welches durch die Schwimmeranfüllung gespannt und schliesslich ausgelöst wird. Das gasförmige Druckorgan *a* treibt darauf das tropfbare a_1 aus*).

Vor der Einführung der mit dieser Art Spannwerk arbeitenden Dampfalle waren solche mit langsam auslösendem Schwimmer, wie der aus Fig. 1000, schon vortheilhaft bekannt geworden, namentlich der von Tulpin in Rouen**); auch Neuere haben denselben Grundsatz festgehalten, so Handrick in Buckau**), Püschel in Dresden, Dehne in Halle u. A.

Verwandte Hemmwerke dienen zum Entlassen von Luft aus Dampfleitungen, auch zum Entfernen von Wasser und Luft mittelst einer und

*) Die Kirchwegersche Dampfalle hat mancherlei Ausführungsformen erhalten; die oben gezeichnete ist die von Losenhausen in Düsseldorf. In England ist die Dampfalle von Mac Douglas, auf ganz ähnlichem Grundsatz wie die Kirchwegersche beruhend, sehr verbreitet. Auf dieselbe Grundlage haben Gebr. Körting in Hannover eine vollständige Pumpe, von ihnen Schwimmerpumpe genannt, ausgebildet. D. R. P. Nr. 36 332.

***) Siehe Scholl's Führer des Maschinisten, 10. Aufl., S. 493 ff.

derselben Vorrichtung, so das Entwässerungsventil von *Andreae* *), das von *Kuhlmann*, das von *Klein in Frankenthal* u. s. w.

Weitere Beispiele von Hemmwerken der vorliegenden Gattung sind die sogenannten Saftsteiger (*Montejus*) der Zuckerfabriken, die Rücklaufspeiser (*retours d'eau*) bei Dampfheizungen, und verschiedene andere Kesselspeiser, wie die von *Cohnfeld*, von *Ritter & Mayhew* u. A. **).

B. Periodische Krafthemmwerke aus Druckorgan.

§. 325.

Hubmaschinen.

Das periodisch wirkende Flüssigkeitshemmwerk liesse sich aus dem unperiodischen durch Weiterbildung hier entwickeln, indessen geht dasselbe, wie sich bereits oben gezeigt hat, auf sehr einfache Weise aus dem Flüssigkeitsschaltwerk dadurch hervor, dass man dessen Ventile, statt sie durch die gepresste Flüssigkeit heben zu lassen, in umgekehrter Reihenfolge zwangsläufig öffnet und schliesst; die Flüssigkeitssäule wirkt dann treibend auf den Kolben, statt von diesem getrieben zu werden. Dieser Gedanke scheint sehr einfach zu sein. Dennoch ist er erst sehr spät, erst nach zweitausendjährigem Bekanntsein der Pumpe, gedacht worden, und hat auch den Erfindungsgeist des ganzen vorigen Jahrhunderts angestrengt beschäftigt, ehe die heute bei den Dampfmaschinen übliche einfache Form gefunden war. Um so wichtiger ist es für die Maschinenwissenschaft, ihn auf seine Grundlagen zurückzuführen.

Der beschränkte Raum gestattet nicht, der Entwicklung hier ganz zu folgen; nur soviel sei gesagt, dass bei der Newcomen'schen Dampfmaschine die Verstellung der Ventile mittelst Kippgesperres, wovon S. 649 Erwähnung geschah, bewirkt wurde. Sehr lehrreich ist aber das folgende Beispiel.

1. *Beispiel. Einfachwirkende Wassersäulenmaschine von Bélidor* ***), *Fig. 1002 (a. f. S.)*. Der in dem Cylindern d gehende Stempel d ist ein Scheibenkolben; a_1 Eingang der oberen, a_2 Ausgang der unteren Wassersäule; die Ventile b_1 und b_2 sind in einem Dreiveghahn vereinigt (vergl. S. 907). Gesteuert wird dieser durch ein vom Kolben c

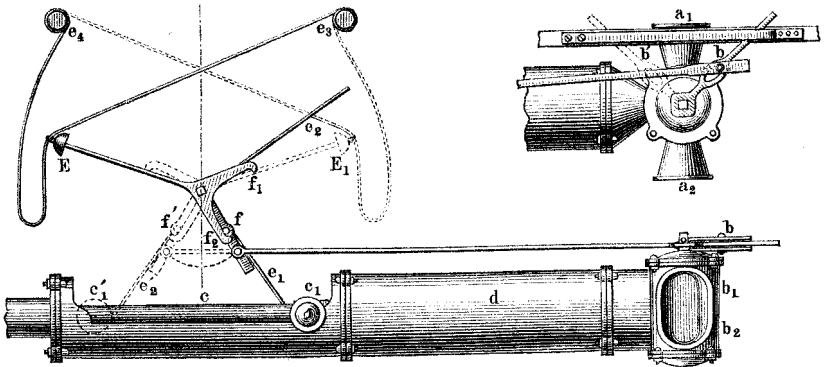
*) Siehe Scholl's Führer des Maschinenisten, 10. Aufl., S. 493 ff.

**) Ebendasselbst S. 235 ff.

***) Siehe Bélidor, *Architecture hydraulique*, Paris 1739, Bd. II, S. 238.

angetriebenes Kippspannwerk (s. S. 649). Der bei *E* mit einem Gewicht belastete Kipphebel $E e_1 e_2$ *) wird durch die mit dem Kolben fest verbundene Rolle c_1 von Anfang des Hubes an um seine Achse gedreht, welche frei von derjenigen des Hebels *f* ist; kurz vor Ende des Kolbenhubes überschreitet Hebel *E* die Mittellage und kippt über, wobei er mit dem Mitnehmer f_1 den Hebel *f* erfasst und in die Lage f' hinüberschiebt und dadurch den Hahnhebel *b* in die Lage b' überführt. (Der Arm e_1 verschwindet hinter *E*). Damit ist umgesteuert. Der Kolben kehrt zurück und treibt nun mit der aus der Lage c'_1 nach rechts schreitenden Rolle den Arm e_2 des Kipphebels aus der Lage e'_2 nach rechts; gegen Ende des Rückschubes kommt dadurch der Kipphebel wieder in die Kipplage und steuert den Hahn in die

Fig. 1002.



Anfangslage *b* zurück. Eine Schnur, die bei e_3 und e_4 stellbar befestigt und bei *E* angeknüpft ist, begrenzt den Ausschlag des Kipphebels. An der Kolbenstange ist unmittelbar der Scheibenkolben einer Druckpumpe**) befestigt.

Zu bemerken ist, dass die Maschine für sich ein Gesperrwerk zweiter Ordnung vorstellt, nämlich die Treibkolben- und Ventilvorrichtung ein

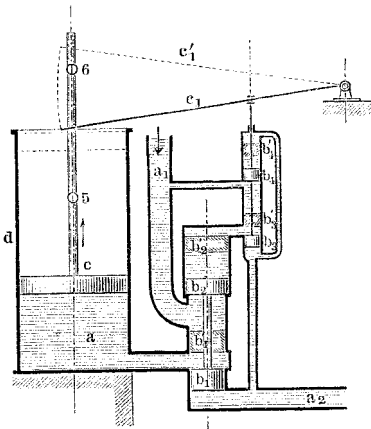
*) Von Bélicor Balancier genannt; die Steuerung nennt B. Regulator.~

**) Die beschriebene Maschine, von Bélicor 1737 für das Wasserwerk an der Notre-Dame-Brücke entworfen, ist dem Anschein nach nicht ausgeführt worden. Ich würde sie deshalb, da blosse Entwürfe in der Erfindungsgeschichte der Maschinen nur eine untergeordnete Bedeutung besitzen, nicht vorgeführt haben, wäre es nicht wegen der Steuerung, welche zweifellos gut angeordnet ist, und wiederholt als „Hammersteuerung“, „Fallsteuerung“ u. s. w. wieder neu erfunden worden ist. Ich muss aber sofort noch hinzufügen, dass die Steuerung als solche auch 1737 nicht neu war, sondern an der Newcomen'schen Dampfmaschine schon bestand, und zwar so ähnlich bis in Einzelnes, dass eine damalige Uebertragung wahrscheinlich ist, um so mehr, als Bélicor in demselben Bande seines ausgezeichneten Werkes die „Feuermaschine“ mit der betreffenden Steuerung ausführlich beschreibt.

Hemmwerk, die Steuerung ein Spannwerk, beide einander gegenseitig auslösend.

2. *Beispiel. Einfachwirkende Wassersäulenmaschine von Reichenbach* *), Fig. 1003. Statt des Kippspannwerkes, welches die Ventilstellung beim Hubschluss vorhin bewirkte, wandte Reichenbach ein zweites Wasserhemmwerk an und versah das steuernde Schiebventil mit einem Kolben, indem er den Schieber $b_1 b_2$ geradezu kolbenförmig ausbildete. Auch die verbundenen Ventile $b_3 b_4$ des zweiten Hemmwerkes gestaltete er als Kolbenschieber. Letzteren verstellt der Hauptkolben c vermittelt der Frösche oder Nocken 5 und 6 und des Hebels c_1 . a_1 Obersäule, a_2 Untersäule. Der Nock 5 schiebt den Hülfschieber in die Lage $b_3' b_4'$, wodurch über b_2

Fig. 1003.



Niederdruck entsteht und demzufolge, da $b_2 > b_1$ gewählt ist, durch den Hochdruck zwischen beiden die Verschiebung nach $b_1' b_2'$ erfolgt. Damit entsteht Niederdruck unter dem Hauptkolben c , welcher nun vermöge seiner Gewichtsbelastung niedersinkt. Vor Hubschluss aber drängt Nock 6 den Steuerhebel aus der Lage c_1' wieder in die Lage c_1 , und damit auch den Hülfschieber wieder in Anfangslage, worauf aufs neue Hochdruck unter c hergestellt ist und wieder Aufwärtsgang beginnt. Die Maschine enthält ein Hemmwerk zweiter Ordnung, indem das kleine Hemmwerk das

grosse und dieses wieder das kleine regelmässig auslöst; das Hebelwerk 5.6 c_1 bildet für sich einen dritten Mechanismus, so dass die Maschine als Ganzes in dritter Ordnung arbeitet.

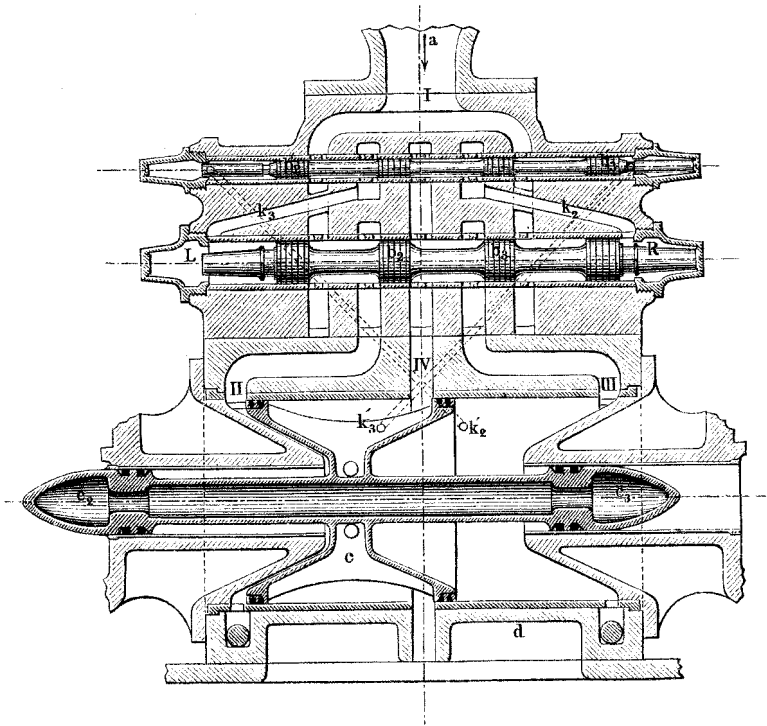
3. *Beispiel. Doppeltwirkende Wassersäulenmaschine von Roux* **), Fig. 1004 (a. f. S.). Durch Verschmelzung von je vier Ventilen zu einem und durch Einführung von Hoch- und Niederdruck nacheinander auf beiden Kolbenseiten entsteht Doppeltwirkung. Ausserdem ist hier das Hebelwerk c_1 von vorhin durch Hemmwerk ersetzt, indem die Kollchen $b_2' b_3'$ an den äusseren Enden jetzt durch den Hauptkolben Hoch- und Niederdruck bei den Hubschlüssen zugeführt bekommen, und zwar durch die Kanälchen k_2' und k_3' . Wir haben somit hier in dem Ganzen ein Hemmwerk dritter Ordnung vor uns. Die kuppenförmig endigenden Fortsätze c_2 und c_3 des Hauptkolbens c bilden bei der vorliegenden Maschine Pumpenkolben. Die Maschine soll vorzüglich arbeiten.

*) Näheres bei Weisbach-Herrmann a. a. O. II, 2 (5. Aufl.), S. 536; III, 2 (2. Aufl.), S. 944; auch Rühlmann, allgem. Maschinenlehre I, S. 348.

***) Siehe Revue industrielle 1884, S. 114. Ausgeführt werden die Roux'schen Maschinen von Crozet & Cie.

Dass die Kolbendampfmaschine ebenfalls ein Krafthemmwerk ist, erhellt bereits deutlich aus dem Vorstehenden. Ihre Steuerung fällt nur unter Umständen wegen der Expansion und Konden-

Fig. 1004.



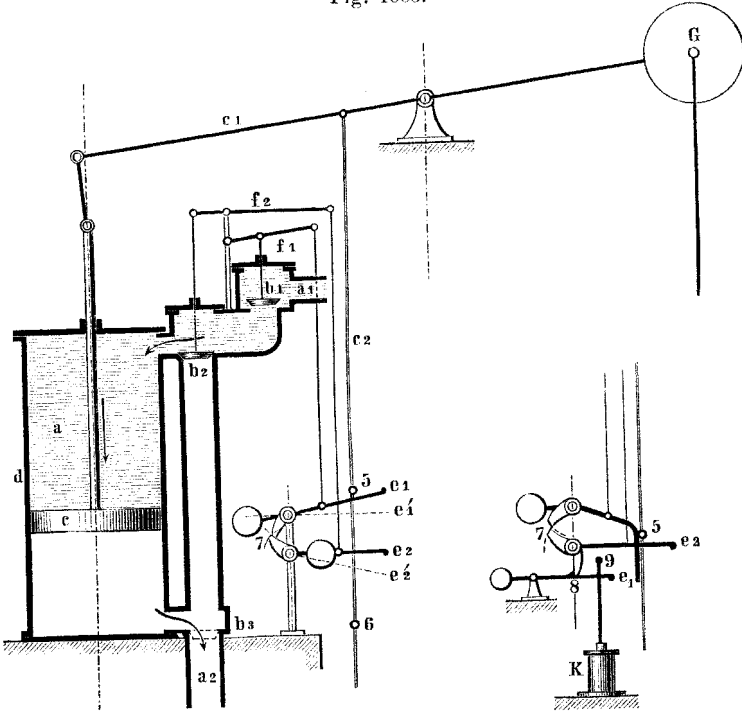
sation abweichend von den besprochenen aus. Indessen gab und gibt es auch sehr einfache Fälle, in denen die Verschiedenheit nur gering ist.

4. Beispiel. Einfachwirkende Hochdruckdampfmaschine, Fig. 1005. a_1 obere Dampfsäule, a_2 Untersäule, mit der Atmosphäre in Verbindung. Ventil b_1 geöffnet, lässt Dampf zu, welcher den Kolben c abwärts treibt, der das Belastungsgewicht G hebt. Die Ventile b_1 und b_2 werden je durch ein Spannwerk geöffnet, wenn dieses durch die mit dem Kolben gehende Steuerstange 5 und 6 ausgelöst wird; die Spannwerkklinken wirken gegenseitig und sind von der in Fig. 671 dargestellten Art. Wenn c am unteren Hubende anlangt, löst Nock 5 das Spannwerkgesperre 7 aus, spannt aber damit zugleich das Spannwerk $f_1 e_1$, indem er zugleich das Ventil b_1 schliesst. Vermöge der Auslösung bei 7 öffnet darauf das Spannwerk $e_2 f_2$ das Ventil b_2 , welches nun den gebrauchten Dampf zunächst unter den Kol-

ben c treten lässt. Hierdurch wird gleicher Druck auf Ober- und Unterseite des Kolbens hergestellt, weshalb man das Ventil b_2 auch wohl Ausgleichsventil nennt. Der Kolben steigt und löst beim oberen Hubschlusse mittelst des Nockens 6 die Sperrung 7 und damit das Spannwerk $e_1 f_1$ wieder aus, zugleich das Ausgleichventil schliessend und das zugehörige Spannwerk spannend.

Die Methode ist also eine andere als vorhin, indem dem Haupthemmwerk $a b_2 c d$ für jedes Hubende ein Spannwerk übergeordnet ist; diese beiden Spannwerke können aber als die Auflösung des doppeltwirkenden Kippspannwerkes aus Beispiel 1 angesehen werden. Die Aufeinanderwirkung findet in dritter Ordnung statt bezüglich der Hebung der Ventile,

Fig. 1005.



in zweiter bezüglich der Schliessung derselben. Die dargestellte Steuerung ist die Farey'sche; Fig. 779 zeigt sie aus starrem Gesperrwerk gebildet (Lehrmodell); der Hauptvorgang in der einfach wirkenden Hubmaschine entspricht dem in der Chronometerhemmung, Fig. 769.

Soll Kondensation benutzt werden, so wird ein Kondensatorventil b_3 , welches bei Schliessung von b_2 geöffnet wird, eingeschaltet, ausserdem für den Kondensator ein Einspritzhahn, welcher mit b_3 zusammen geöffnet und geschlossen wird. Wenn man den Dampf noch expandiren lassen will, so wird Hebel e_1 so gestaltet, dass er die Schliessung von b_1 durch den

passend gestellten Nocken 5 verfrüht, s. Nebenfigur, und das zugehörige Spannungsgewicht gehoben hält („Streichhebel“). Damit ist aber die Sperrung bei 7 zur Unzeit gelöst; f_2 muss deshalb von einer zweiten Sperrung 8 gehalten werden, welche entweder beim Hubschluss durch die Steuerstange, oder, wie mehr gebräuchlich, nach einer Hubpause durch das langsam ablaufende Spannwerk K, den sogenannten Katarakt, mittelst des Nockens 9 gelöst wird (vergl. S. 685).

Der Kondensator ist eine Tiefdruckhaltung, deren gesonderte Einführung in die Maschine von Watt erfunden wurde*). Der Betrieb derselben erfordert gewöhnlich noch zwei Druckorganschaltwerke, die Luftpumpe und die Kaltwasserpumpe; andererseits führt die Maschine durch ein weiteres Schaltwerk, die Speisepumpe, dem Hochdruckhalter Wasserersatz zu. Sämtliche die Maschine bildenden Mechanismen sind Gesperrwerke.

Man kann die Krafthemmwerke aus Druckorgan, welche wie die der behandelten Beispiele nur Kehrbewegung erzielen, Hubmaschinen nennen. Die Hubdampfmaschinen sind keineswegs auf die Verwendung von Hubventilen in ihren Steuerungen angewiesen; man kann letztere vielmehr leicht auf Schiebventile zusammenziehen (vergl. S. 907). Mit gutem Erfolg ist dies für einfachwirkende Wasserhaltungsdampfmaschinen durch Rittinger geschehen. Noch günstiger gestaltet sich die hierbei erzielbare Vereinfachung bei doppeltwirkenden Hubdampfmaschinen. Für diese, namentlich in ihrer Anwendung auf Pumpen, aber auch zu mehreren anderen Zwecken, sind in den letzten Jahrzehnten viele Steuerungen erdnen worden**), von denen wir einige betrachten müssen.

5. *Beispiel. Doppeltwirkende Hubdampfmaschine von Tangye***), Fig. 1006. I obere, IV untere Dampfsäule, b sogenannter E-Schieber, der die vier Ventile von Fig. 986 in sich vereinigt; $b_2 b_3$ Hilfskolben zum Schieberbetrieb, einem Hemmwerk angehörig, dessen Ventile $b'' b'''$ durch den Kolben c an den Hubschlüssen geöffnet werden. Letztere setzen dann die Kammern R und L in Verkehr mit den Cyllinderräumen III und II. Wird b''' durch den Kolben gehoben, so entsteht in R Niederdruck, worauf der Hochdruck in L den Schieber umsetzt; alsbald stellt sich aber dann Gleichgewicht zwischen R und L her, indem durch den engen Kanal k_2 Hochdruckdampf nachdringt. Das umgekehrte Spiel wiederholt sich beim anderen Hubschluss. Wir haben ein Dampfhemmwerk zweiter Ordnung mit übergeordnetem Kurvenschubwerk vor uns; das Ganze arbeitet also in dritter Ordnung. Von Tangye für Dampfmaschinen viel benutzt.*

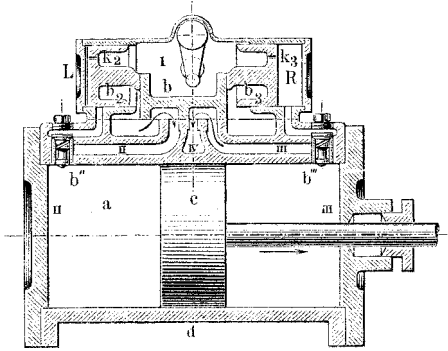
*) Diese Erfindung glaube ich durch die gegebene Entwicklung in das rechte Licht zu setzen.

**) Nach Deane in den Vereinigten Staaten allein über hundert.

***) Eine Beschreibung bei Poillon a. a. O.

6. Beispiel. Doppeltwirkende Hubmaschine von Blake, Fig. 1007, sehr verbreitet für Dampfmaschinenbetrieb*).

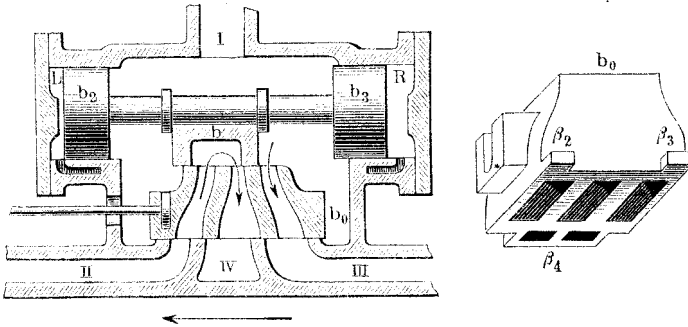
Fig. 1006.



ein Grundschieber b_0 , ausgerüstet mit drei Kanälen, welche mit den Wegen II III IV stets in Verbindung bleiben, obwohl b_0 durch einen Nocken an der Kolbenstange kurz vor jedem Hubschluss etwas verschoben wird. In der gezeichneten Stellung treibt der Dampf aus I den Kolben nach links; dieser wird kurz vor Hubschluss den Grundschieber b_0 so viel nach links aus der Mitte treiben, als er jetzt nach rechts steht. b_0 trägt

aber, wie die Nebenfigur zeigt, noch besondere Schiebertheile $\beta_2 \beta_3 \beta_4$ an sich, welche den Hilfskolben $b_2 b_3$ zu steuern bestimmt sind; die Ausläufer der bezüglichen kleinen Kanäle sieht man unter den Kolben b_2

Fig. 1007.



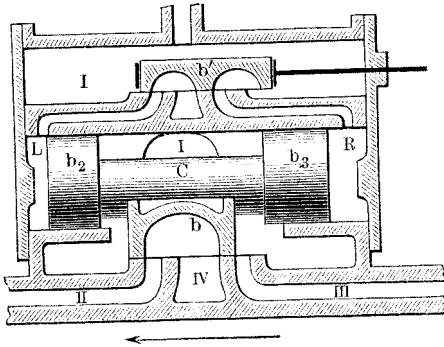
und b_3 . Wird nun b_0 nach links geschoben, so legt β_2 ein Kanälchen frei, welches frischen Dampf nach I. hinter b_2 treten lässt, während gleichzeitig β_4 den Raum R mit IV in Verkehr setzt. Demzufolge rückt $b_2 b_3$ nach rechts und steuert um. Entgegengesetzte Bewegungsfolge am anderen Hubschluss. Man erkennt abermals in dem Ganzen ein Treibwerk dritter Ordnung, nämlich ein Hemmwerk zweiter Ordnung, gesetzt unter ein vom Kolben getriebenes Schubwerk.

*) Nach dem Blake'schen Katalog waren 1886 schon über 20000 B.'sche Dampfmaschinen in den Vereinigten Staaten im Gebrauch. Bei Poillon a. a. O. eine ältere Form der B.'schen Dampfmaschine.

Reuleaux, Konstrukteur.

7. Beispiel. Doppeltwirkende Hubmaschine von Deane, Fig. 1008, ebenfalls zu Dampfmaschinen zahlreich benutzt*).

Fig. 1008.



Schieber mit Hilfskolben wie vorhin. Letzterer wird hier durch einen besonderen, in Wirklichkeit sehr kleinen Schieber b' gesteuert, welchen der Hauptdampfkolben vermittelst Hebelwerkes schleichend bewegt. Der Schieber b' steuert das Hemmwerk $b_2 b b_3$, dieses das Haupthemmwerk. Das Ganze arbeitet in dritter Ordnung.

Vergleicht man die Maschinen der drei

letzten Beispiele mit der Reichenbach'schen Wassersäulenmaschine, so erkennt man alsbald, dass sie mit letzterer im Grundsatz übereinstimmen. Den Bauarten in Beispiel 5 und 6 sieht man das Ringen mit den Schwierigkeiten der Aufgabe deutlich an, mehr noch den verschiedenen Nebenformen, welche sie im Entwicklungsgange durchgemacht haben. Eine andere verbreitete Bauart der Dampfmaschine, ebenfalls in dritter Ordnung arbeitend, ist die von Knowles. Bei ihr wird $b_2 b b_3$ durch kleine Winkeldrehungen des Hilfschiebers gesteuert.

8. Beispiel. Hubmaschine von Pickering, Fig. 1009, wiederum für Dampfmaschinen gebraucht**). Hier steuert der Hauptkolben c den Hilfschieber $b_2 b b_3$ dadurch um, dass er die Räume R und L abwechselnd mit I und IV in Verkehr setzt. Das Ganze ist ein Dampfhemmwerk zweiter Ordnung.

9. Beispiel. Hubmaschine von Harlow, Fig. 1010, abermals für Dampfmaschinen bestimmt***). Grundsätzlich mit der vorigen Form überaus ähnlich, ebenfalls ein Dampfhemmwerk zweiter Ordnung. Als Steuerschieber für den Hilfskolben dient die in ihrer Hülse dampfdicht gehende Kolbenstange, welche mit dem Einschnitt e_2 und dem Ende e_1 , die Räume R und L abwechselnd mit IV in und ausser Verkehr setzt.

Beim Vergleichen dieser beiden Bauarten mit der Wassersäulenmaschine von Roux, Fig. 1004, sieht man, dass es auch

*) Siehe Am. Machinist 1883, Febr. 17, S. 4, und Okt. 20, S. 2. Die sehr gute Dampfmaschine von Dow siehe Mining and scientific Press. 1885, März, S. 169, und Mai, S. 313.

***) Siehe Poillon a. a. O.

****) Siehe Engineering and Mining Journ., Newyork 1884, Okt., S. 231.

Fig. 1009.

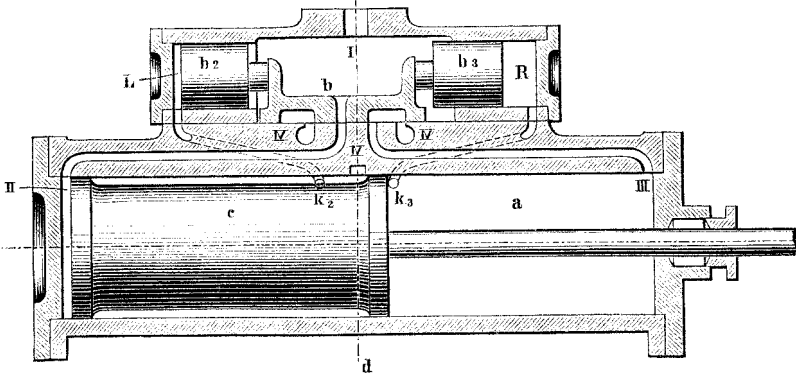
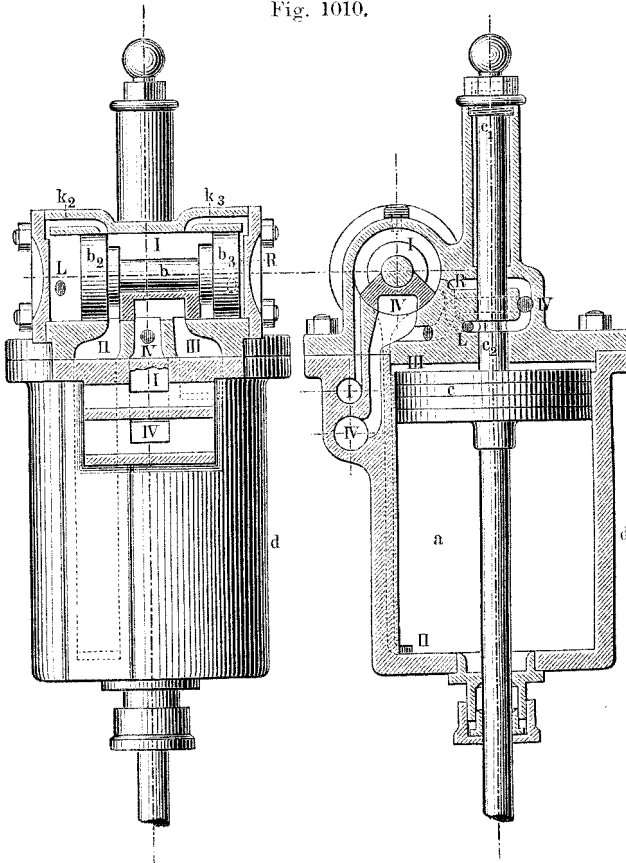


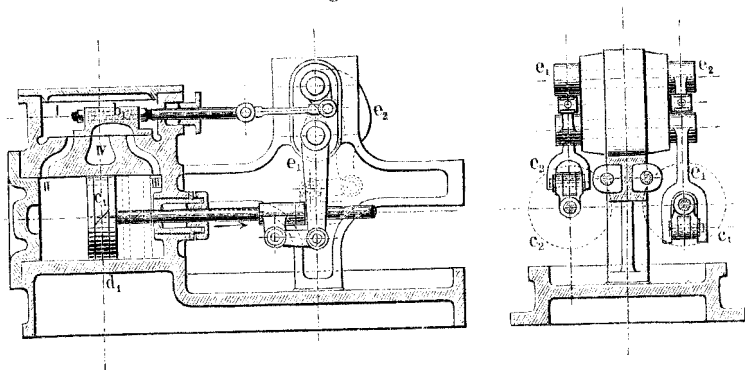
Fig. 1010.



ob man nicht vom zweiten oder Hilfskolben ebenfalls nach aussen Kraft äussern lassen, z. B. ebenso wie den Kolben *d* einen Pumpenkolben treiben lassen könne. Man wird ihm dann wohl grösser machen müssen als jetzt, ihm auch mehr Hub geben; ja es steht nichts im Wege, ihm ebensoviel Durchmesser und Hub zu geben, wie dem Hauptkolben. Den Schieber *b* wird man dann mittelst Hebelwerkes von dem grösser gewordenen Kolben aus treiben lassen, so gut, wie dies jetzt mit dem Schieber *b'* seitens des ersten Hauptkolbens geschieht. Dabei wird, vermöge geeigneter Anordnung des Hilfsgestänges, statt des *E*-Schiebers auch wieder der gewöhnliche Muschelschieber verwendbar sein, was zwar nebensächlich, aber doch ganz dienlich ist. Die beiden Hemmwerke wird man dicht nebeneinander, wohl am besten auf ein und dasselbe Gestell setzen. Kurz wir gelangen zu einer Zwillingshubmaschine, d. i. zu zwei verbundenen, gleichen Hubmaschinen, von denen jede den Steuerungsschieber der andern treibt. Diese Anordnung ist jetzt nicht selten; ziemlich früh ward sie in Frankreich in kleinen Ausführungen durch Mazelline angewandt; früher noch, nämlich 1859, wurde sie in den Vereinigten Staaten in grossem, und bis heute steigendem Massstab eingeführt durch C. C. Worthington.

11. Beispiel. Zwillingshubmaschine von Mazelline, Fig. 1012*). Die Skizze zeigt den einen Kolben, *c*₁, in seiner mittleren Stellung, dagegen

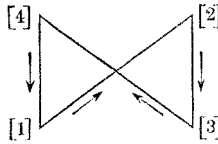
Fig. 1012.



das Hebelwerk *e*₂ des anderen Kolbens, und damit den von ihm betriebenen Schieber *b*₁ in ausgeschobener Stellung. Das Arbeiten findet in zweiter Ordnung statt, freilich mit dem Opfer, welches die Verdoppelung erheischt. Bezeichnet man die beiden Kolbenhemmwerke (Cylinder, Kolben, Schieber,

*) Siehe z. B. Poillon a. a. O. Taf. IX.

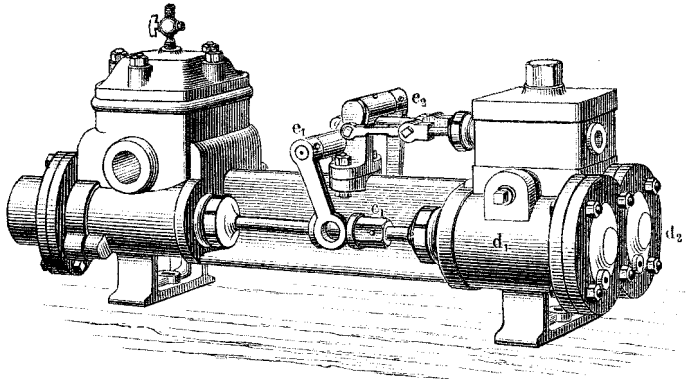
Dampf) mit [1] und [3], die Steuerhebelwerke mit [2] und [4], so wird die Bewegung gemäss nachstehendem Linienzug vor sich gehen, wobei



[1] [2] [3] *Treibung in zweiter Ordnung, und ebenfalls*
 [3] [4] [1] " " " " *vorstellt.*
 Die Maschine dient zum Pumpenbetrieb.

12. Beispiel. Zwillingsdampfmaschine von Worthington, Fig. 1013. Hier ist nur eine äussere Ansicht gegeben, welche aber nach dem Vorigen

Fig. 1013.



leicht verständlich sein wird. Rechts liegt die Zwillingsdampfmaschine, links liegen die, als doppeltwirkende ausgeführten Pumpen.

Gerade für den Pumpenbetrieb bietet die Vereinigung zweier Hubmaschinen zu einer Zwillingsmaschine wichtige Vortheile, welche namentlich für grössere Ausführungen die scheinbar unbequemen Verdoppelungen mehr als aufwiegen. Während nämlich bei den doppeltwirkenden Dampfmaschinen aus den Beispielen 5 bis 9 die Antriebe auf die Wassersäule durch grössere Abfälle in der Geschwindigkeit getrennt sind, weil das Umkehren der Kolben Zeit erfordert, werden bei den vorstehenden Zwillingsmaschinen die Abfälle fast Null, da jeder gehende Kolben den stillstehenden schon vor Hubschluss in Bewegung versetzt.

Ein Uebelstand, der sämmtlichen bis hierhin dargestellten Hubdampfmaschinen anhaftet, wenn sie zum unmittelbaren Pum-

penbetrieb angewandt werden, liegt aber darin, dass sie fast ganz mit Volldruck arbeiten müssen, um den gleichmässig widerstehenden Wasserdruck zu überwinden. Wir haben also hier gute Wirkung auf das Wasser bei schlechter Wirkung des Dampfdruckes vor uns.

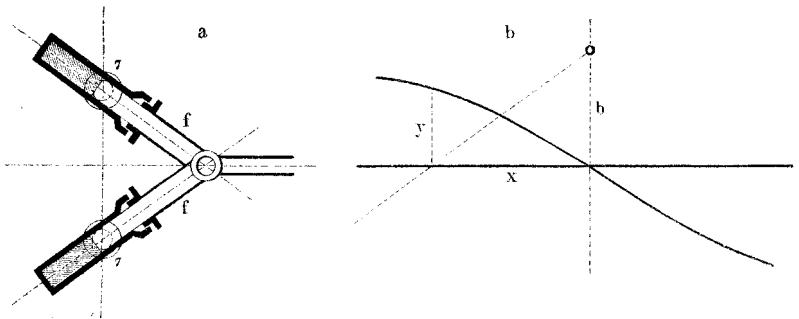
Dies gilt schon von den einfachsten Hubmaschinen, wo man den Fehler auch frühzeitig erkannt und ihm bei den Bergwerkspumpmaschinen dadurch zu begegnen gesucht hat, dass man grosse Massen mit dem Kolben-Gestänge und Hebelwerk verband, welche viel lebendige Kraft aufzunehmen vermögen. Diese wird ihnen durch hohen anfänglichen Dampfdruck ertheilt, während der Expansionsperiode aber wieder entzogen. So ist die kornische Wasserhaltungsmaschine ausgebildet und zu hoher Vollendung gebracht worden. Sie arbeitet so, dass ihre Kolbengeschwindigkeit bis zum Hubschluss allmählich abnimmt, welche Bewegung die Wassersäule mitmacht, darauf aber während des rückkehrenden Kolbenhubes stille steht, was unvortheilhaft ist. Man erzielte also mit der kornischen Maschine eine bedeutend verbesserte Dampfwirkung, dafür aber eine schlechte Wirkung auf die Wassersäule.

Bei den grösseren Worthington'schen Pumpmaschinen wurde nun schon vor längerer Zeit die Dampfwirkung dadurch gehoben, dass man bei den Dampfeylindern das Verbundsystem anwandte; hiermit war ein ziemlich ansehnlicher Erfolg verbunden und der Maschine ein grosser Wirkungskreis gesichert*). Indessen war die erzielte Dampfausnutzung immer noch nicht so hoch, wie gewünscht werden musste. Erst 1886 gelang es W., durch Anbringung sogenannter hydraulischer Ausgleicher, die erstrebte Höhe des Wirkungsgrades zu erreichen.

*) Im Jahre 1876 belief sich die Zahl der ausgeführten W. Zwillingsmaschinen in den Ver. Staaten auf 80; inzwischen hat sich ihr Bau bedeutend entwickelt; neuerdings gingen Maschinen mit 22 000 ja bis 54 500 cbm Tageslieferung aus den Werkstätten der Firma H. R. Worthington hervor. Sehr gut haben sich die Maschinen auch in den Petroleumbezirken zum Speisen der Oelhaltungen (vergl. S. 874) bewährt. Man zählt jetzt (1887) allein in den amerikanischen Oelbezirken gegen 70 W.'sche Verbundmaschinen von je 600 bis 800 PS; eine der neuesten hat eine Leitung von 30 engl. Meilen Länge bei 6" Rohrweite und 10" Tauchkolbendurchmesser; (vergl. meinen Vortrag im Verein für Eisenbahnkunde, Nov. 1886, wiedergegeben in Glaser's Ann., 1887 (XX), S. 7); auch die S. 874 erwähnte Oelleitung Baku-Batum soll mit W. Maschinen betrieben werden (s. Engineering and min. Journ. 1887, Jan., S. 73).

Das von ihm angewandte Ausgleichungsgetriebe, Fig. 1014, ist ein Spannwerk, und zwar ein Kippspannwerk von der in Fig. 743 dargestellten Art, bei welchem nur statt des Federdruckes Wasserdruck aus einem hochgespannten Windkessel angewandt ist*). Dieser Windkessel bildet eine periodisch wirkende Krafthaltung (vergl. S. 874). Die Kolben *ff* des Spannwerkes werden von einem Querhaupt, das auf der verlängerten Kolben-

Fig. 1014.



stange sitzt, geführt; während der ersten Hubhälfte drängt das Querhaupt sie in ihre Cylinder, die um 7 schwingen, hinein; während der zweiten treten sie unter Rückgebung der empfangenen Arbeit wieder heraus**). Die Widerstände und Treibdrucke, wie sie durch die Spannkolben *f* auf den Dampfkolben ausgeübt werden, drücken sich durch eine Kurve von der unter *b* dargestellten Form aus, welche man bei Indikatormessungen auch erhält.

Man hat, wenn der Druck jeder der beiden Spannkolben = *P*, für den Druck *Q* auf die Kolbenstange bei den in Fig. 1015 a eingeschriebenen Bezeichnungen $Q = 2 P \sin \beta = 2 P \operatorname{tg} \beta : \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}$, worin $\operatorname{tg} \beta = x : b$. Damit kommt $Q = 2 (x : b) P : \sqrt{1 + (x : b)^2}$ oder, wenn man noch $Q =$ der Ordinate *y* der zu suchenden Kurve setzt, $y = 2 P x : \sqrt{x^2 + b^2}$, und hieraus, wenn noch der Werth $2 P$ mit dem Werth *c* eingeführt wird:

$$\frac{y}{c} = \frac{x}{\sqrt{x^2 + b^2}} \dots \dots \dots (317)$$

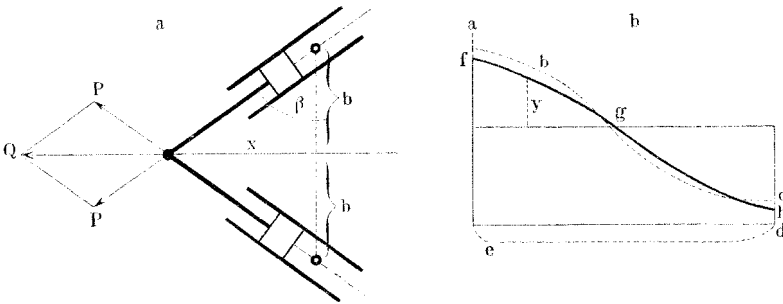
welche Gleichung sich sehr leicht zeichnerisch auftragen lässt.

*) Ein Ausgleichungsgetriebe dieser Art, angewandt auf Tauchkolbenhebwerke, war der Berlin-Anhaltischen M. B. A. Gesellschaft in Deutschland schon 1885 patentirt worden.

***) Für den theoretischen Kinematiker führe ich an, dass es sich um zweifache Verwendung der geschränkten Winkelschleifenkette ($CP + CP \perp$) handelt, welche auf *b* gestellt ist; vergl. meine theor. Kinematik, S. 322 und 325.

Trägt man diese Kurve zu dem Rechteck auf, welches das Diagramm des Wasserwiderstandes darstellt, Fig. 1015 *b*, so erhält man als wirkliche Widerstandskurve die Linie *fgh* und sieht alsbald, dass diese mit einem Dampfdiagramm für starke Expansion die erwünschte Aehnlichkeit in hohem Grade besitzt, mit anderen Worten, dass nun Treibkraft und Widerstand in der Maschine fast durchweg übereinstimmen. Die punktirt angegebene

Fig. 1015.



Diagrammkurve *abcde* ist einem wirklich erhobenen Indikator-diagramm entnommen*). Durch das Ganze ist gezeigt, dass in der Hubdampfmaschine mit Worthington'schem Ausgleicher sowohl gute Wirkung des Wasserdrucks, als gute Wirkung des Dampfdrucks erzielt werden kann**).

Fig. 1016 (a. f. S.) stellt einen Längenschnitt durch einen der Cylinder einer W.'schen Zwillingmaschine für Pumpenbetrieb dar. Rechts ist das Ausgleichwerk mit seinem Windkessel zu erkennen; die punktirtete Stange e_2 gehört dem Hebelwerk e_2 des zweiten Cylinders an, welches den Steuerungsschieber b_1 betreibt.

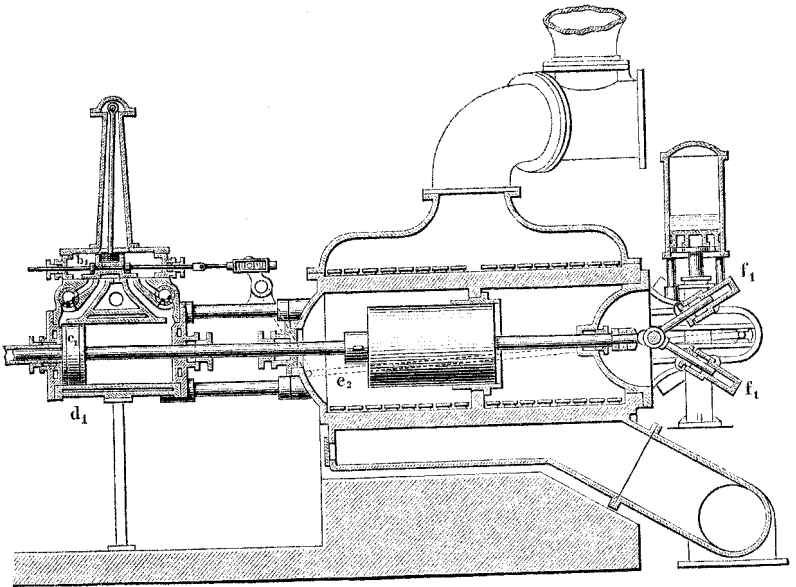
Hat sich im Vorstehenden gezeigt, wie die Hubmaschine durch viele Formen hindurch von dritter auf zweite Ordnung gebracht worden ist, so fragt sich, ob man sie nicht auf erste

*) Siehe Mair, Experiments on a direct acting steam pump. Excerpt minutes of the proceedings of the Inst. of Civ. Engineers, London 1886.

**) Mit der W.'schen Hubmaschine mit Ausgleichern ist also ein Ziel erreicht worden, nach welchem die Erbauer der Dampf-pumpenwerke seit fast 200 Jahren hingearbeitet haben; denn soviel Zeit ist seit Papin's Erfindungsarbeiten in Kassel (1690) vergangen, bis es gelang, die widersprechenden Bedingungen zugleich zu erfüllen, an welche die Bewegungen des elastischen, empfindlichen, treibenden Druckorgans einerseits, und des unelastischen getriebenen andererseits geknüpft sind.

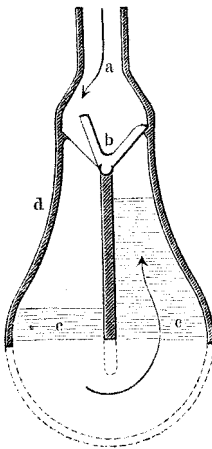
Ordnung herabzudrängen vermocht hat. In der That ist dies geschehen — allerdings unter unmittelbarer Verbindung des

Fig. 1016.



Dampfhemmwerkes mit einem Wasserschaltwerk — beim Hall-schen Pulsometer, von dem Fig. 1017 das Obertheil schematisch

Fig. 1017.



darstellt. *a* Dampf, *b* ankerförmiges Gesperre, *d* Gestell (vergl. Fig. 775). Denkt man sich das Gehäuse *d* in der punktirten Form geschlossen und einen Wasserkörper *c* hineingenommen, der die beiden Wasserkörper des Pulsometers vertritt, so hat man die Wirkung erster Ordnung vor sich. Der Wirkungsgrad ist bekanntlich gering, $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ von dem der Kolbendampfmaschine*), die Bauart aber so einfach, dass dadurch oftmals der Mangel ausgeglichen wird.

*) Siehe Weisbach-Herrmann, Mechan. III, 2 (2. Aufl.), S. 1037 ff., auch C. Schaltenbrand, der Pulsometer, Berlin 1877.

Ein anderes Hemmwerk erster Ordnung ist Montgolfier's hydraulischer Widder, der ebenfalls mit einem Wasserschaltwerk unmittelbar verbunden ist; Wirkungsgrad klein. Später hat man ihn statt des Wasserschaltwerks ein Luftschaltwerk unmittelbar treiben lassen, in grossartigem Maassstabe zuerst beim Bau des Mont-Cénistunnels in Someiller's hydraulischer Luftpresse*), wobei der Wirkungsgrad auf etwa 50 Proz. gebracht wurde. Erst in neuester Zeit hat Pearsall durch vorzügliche Neuerungen den Widder zu einer Maschine von hohem Wirkungsgrad umgestaltet (80 Proz. und darüber), und zwar sowohl für Wasserförderung als für Luftpressung**). Freilich hat Pearsall auch die Ordnungszahl wieder gesteigert, indem er eine Steuerung hinzufügte.

§. 326.

Hubmaschinen mit Ferntrieb.

Soll eine Hubmaschine eine Kolbenpumpe, die weit von ihr entfernt aufzustellen ist, betreiben, so muss zwischen beide ein geeignetes Getriebe eingeschoben werden. Früher war meist hierzu das sogenannte Feldgestänge in Anwendung; statt eines solchen kann man aber auch ein Druckleitwerk benutzen. Wo Wasser das übertragende Druckorgan ist, nennt man ein solches Zwischengetriebe ein Wassergestänge. Man erhält ein solches durch Verbindung von Wasserhebeln (s. §. 311). Fig. 1018 (a. f. S.) stellt drei Arten desselben dar. *a* geschlossenes Druckleitwerk mit zwei gleichen Kolben, *b* ein solches mit zwei ungleichen, *c* ein solches mit zusammengesetzten Kolben. Für Grubenpumpen hat man das Wassergestänge wiederholt vorgeschlagen, auch einigemal ausgeführt. Eine vorzügliche Ausführung ist folgende.

Beispiel. Wasserhaltungsmaschinen mit Wassergestänge auf Grube Sulzbach-Altenwald, Fig. 1019 schematischer Grundriss der Anlage über Tag, Fig. 1020 desgl. in der Grube. Das Druckleitwerk ist von der Gattung unter *b*, Fig. 1018. Der Dampfkolben *c* treibt mittelst der beiden Tauchkolben $b_1 b_2$ unten in der Grube die Kolben $c_1 c_1'$ und $c_2 c_2'$, diese

*) Siehe meine Mittheilungen über die Durchbohrung des Mont-Cénis, Schweiz. polyt. Zeitschr. II (1857), S. 147 ff.

***) Siehe Engineering Bd. XLI (1886, Juli), S. 47, auch H. D. Pearsall, Principle of the hydraulic ram applied to large machinery, London, Bedford Press, 1886.

ihre-seits die Pumpenkolben e_1 e_2 . Die Auflösung der Druckwerkkolben in je zwei hat der Symmetrie der Kräfte wegen stattgefunden*).

Fig. 1018.

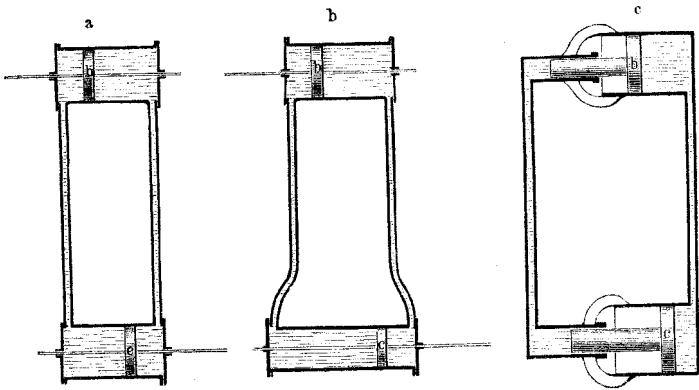


Fig. 1019.

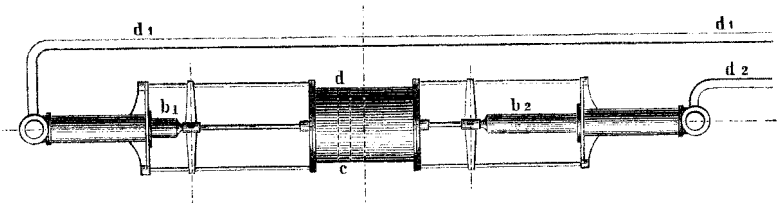
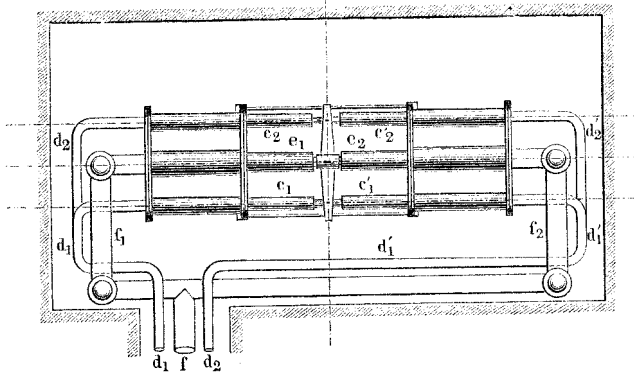


Fig. 1020.



*) Näheres über diese vorzügliche Maschine findet man in der Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Salinenwesen, XXII, S. 179, XXIII, S. 6,

§. 327.

Hubmaschinen mit Hilfsdrehung.

Ein wirksames Mittel, die Dampfwirkung der Hubmaschine zu verbessern, hat man darin gefunden, dass man statt der schwingenden Massen der kornischen Maschine umlaufende, sich drehende Massen einführte. Man nimmt ein Getriebe zu Hülfe, welches von der Kkehrbewegung des Dampfkolbens eine Drehbewegung ableitet und setzt auf die umgetriebene Achse ein Schwungrad. Solche Maschinen seien Hubmaschinen mit Hilfsdrehung genannt. Da man bei diesen dem Schwungradkranz leicht die 4- bis 5fache Schnelle der Kurbelwarze geben kann, lässt sich nun die Grösse der erforderlichen Massen beträchtlich herabziehen; die Vervierfachung der mittleren Kolbenschnelle gestattet ja schon eine Verminderung der Massen auf den 16ten Theil. Somit liegt denn in der Hilfsdrehung ein Mittel vor, die Dampfwirkung wesentlich zu heben, weshalb man sie auch von den kleinsten Dampfmaschinen herauf bis zu den grossartigsten Dampfmaschinen so vielfach eingeführt hat*).

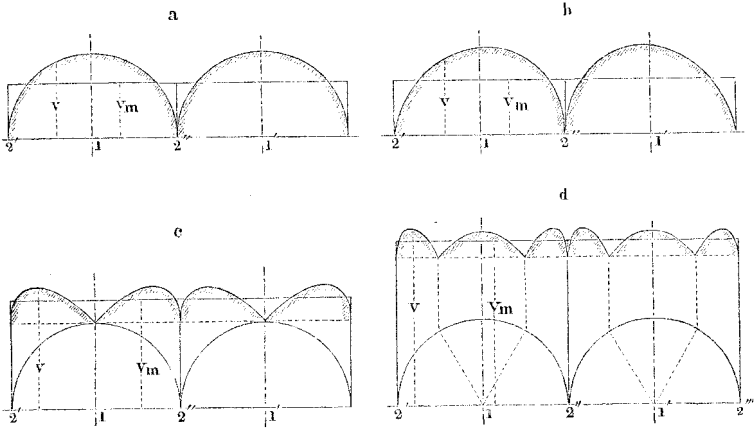
Bei der einfachen Hilfsdrehungsmaschine zum Wasserpumpen ist übrigens die Wirkung auf das Wasser nicht günstig, weil die Kolbenschnelle v zu sehr wechselt. Drückt man letztere durch eine Kurve aus, deren Ord-

XXIV, S. 35. Sie hebt aus 250 m Teufe bis nahe zu Tage; anfänglich und vertragsmässig geschah dies mit 6 minutlichen Doppelhüben, später mit 10, jetzt mit 16 Doppelhüben bei Hubpausen von je einer Sekunde, was der bedeutenden mittleren Kolbenschnelle von 1,94 m entspricht. Wasserspannung in den Leitröhren $c_1 c_2$ 80 at; Pumpenkolben 314×1700 ; Kohlenverbrauch hoch, weil aus übertriebener Vorsicht der Dampfzylinder viel weiter als nöthig gewählt worden. Dennoch wird die Maschine (erbaut von der M. B. A. Ges. Bayenthal bei Köln) sehr geschätzt, weil sie so regelmässig geht, nämlich seit ihrer Inangsetzung 1858, also seit 29 Jahren, kaum nennenswerthe Stillstände gehabt hat.

*) Die in den Ver. Staaten verbreitete Gaskill-Pumpmaschine ist eine Zwillingmaschine mit Hilfsdrehung bei rechtversetzten Kurbeln; sie weist sehr gute Leistungen auf, s. Porter's interessanten Bericht: Report of the trial of the Gaskill Pumping engine at Saratoga, published by the Board of Water Commissioners, 1883.

naten die Kolbenwege sind, so erhält man bei unendlich langer Pleuelstange bei der einfachsten Anlage der Kurve einen Kreis, Fig. 1021 a. Etwas hiervon abweichend fällt die Kurve aus bei endlicher Pleuelstangentlänge,

Fig. 1021.

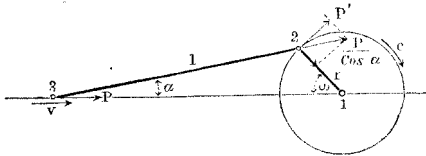


s. Fig. 1021 b, wo erstere gleich vier Kurbellängen vorausgesetzt ist. Diese Kurve stellt gleichzeitig das Verhältniss der tangentialen Kraft am Kurbelzapfen zum Kolbendruck dar*). Den wechselnden Werthen von v , welche von der mittleren Schnelle v_m oft stark abweichen, muss die getriebene Wassermasse mehr oder weniger folgen, was nicht ohne beträchtlichen Spannungswechsel vor sich geht. Ihtretwegen muss man, trotz Anbringung von Windkesseln, die mittlere Wassergeschwindigkeit klein halten.

Bedeutend geringer werden die Schwankungen, wenn man zwei der gedachten Maschinen zur Zwillingmaschine mit rechtversetzten Kurbeln

*) Bei den Bezeichnungen in beistehender Fig. 1022 nach dem Ausdruck $v : c = \sin \omega + tg \alpha \cos \omega$. Da nun $P dz = P' r d \omega$, also $P v = P' c$, so ist auch das Verhältniss $P' : P =$ demselben Ausdruck; die obigen Kurven stellen also auch das Verhältniss der Umfangskraft im Warzenkreise zum Kolbendruck dar. P und c sind in den Figuren a und b durch

Fig. 1022.



1. 2', in Fig. c durch 2' 2'', in Fig. d durch 2' 1' dargestellt; bei c und d ist wieder $l : r = \infty$ angenommen. Die Kurven gelten unter Voraussetzung doppelwirkender Pumpen; die Kurve bei b müsste bei der Annahme, dass zwei einfachwirkende Pumpen mit entgegenstehenden Kurbeln in ein und dasselbe Steigrohr trieben, in der zweiten Hälfte der ersten gleichgerichtet sein, also dort die Form ihres Spiegelbildes annehmen.

verbindet. Die zugehörige Geschwindigkeitskurve zeigt Fig. c. Viele Dampf-pumpwerke neuerer Entstehung haben diese Zwillingsanlage. Ganz neuerdings führt man sogar Drillingsmaschinen, mit Kurbelversetzung 120°, aus. Ihre Geschwindigkeitskurve siehe unter d; sie ist begreiflicherweise noch günstiger als die vorige. Es leuchtet aber ein, dass schon die Zwillings-, noch weit mehr die Drillingsmaschine einen baulichen Aufwand erfordert, welchem gegenüber die reine Hubmaschine mit Ausgleichern (§. 325) bedeutend im Vortheil ist.

Statt die Schwungmassen vollständig umlaufen zu lassen, kann man sie auch in grossen Kreisbogen umschwingen lassen. Ingenieur Kley hat mit jenem Scharfsinn, den wir an seinen Entwürfen gewohnt sind, auf diesen Grundsatz hin seine Wasserhaltungsmaschine mit absetzender Hilfsdrehung gebaut. Er erzielt durch Abpassung von Dampfdruck und Schwungmassenverhältniss, dass die Hilfsdrehungskurbel entweder kurz vor oder kurz hinter dem Todpunkte zur Ruhe kommt, worauf nach Umsteuerung durch den Katarakt der rückkehrende Schub in beiden Fällen beginnen kann. Im ersteren läuft das Schwungrad nach der Pause rückläufig, im letzteren rechtläufig*). Vergl. wegen der Steuerung den folgenden Paragraphen.

§. 328.

Drehungsmaschinen, Steuerung derselben.

Den Hubmaschinen stehen diejenigen Druckorganhemmwerke gegenüber, welche ihre mechanische Arbeit bei fort-drehender Bewegung abgeben sollen, also wie Laufwerke zu wirken bestimmt sind. Wir können sie Drehungsmaschinen oder auch kurzweg Drehmaschinen nennen. Zwischen ihnen und den reinen Hubmaschinen stehen die im vorigen Paragraphen besprochenen Hub-

*) Näheres über diese interessanten Maschinen (D. R. P. Nr. 2345), deren bereits über 50 an der Zahl im Betriebe sind, geben folgende Quellen: Berg- u. Hüttenm. Zeitung Glückauf 1877, Nr. 18, 1879, Nr. 98; Moniteur des int. matériels 1877, Nr. 20; Compt. rend. de St. Etienne 1877, Juni; Berggeist 1879, Nr. 85; Z. D. Ingenieure, 1879, S. 304, 1881, S. 479 u. 529, 1883, S. 579; Dingler's Journ. 1881, Bd. 242, S. 1, 1882, Bd. 244, S. 349; Maschinenbauer 1881, S. 63; Oesterr. Ztg. f. Berg- u. Hüttenwesen 1882; Kohleninteressent (Teplitz) 1882, Nr. 34; Revista metalurgica (Madrid) 1883, Nr. 968.

maschinen mit Hilfsdrehung. Die Uebertragung von Hub auf Drehung kann auf mannigfache Art geschehen; überaus am meisten gebräuchlich ist aber die bekannte Anordnung, dass der geradlinige Kehrschub des Hemmwerkkolbens mittelst eines Schubkurbelgetriebes auf die in Fortdrehung umzutreibende Welle übertragen wird.

Der hierbei im Warzenkreis der Kurbel tangential treibende Druck P' wechselt stark in seiner Grösse, vergl. Fig. 1021, um so mehr, wenn der Kolbendruck P der Expansion wegen an sich noch wechselt; man wendet deshalb hier ebenfalls einen Ausgleicher an (vergl. S. 935) und zwar in der Form des Schwungrades. Dieses letztere stellt sich hiernach als ein Krafthalter, eine Haltung für lebendige Kraft, dar. Eine besonders bedeutende Anwendung von dieser Krafthaltung wird bei den Walzwerkmaschinen gemacht; hier wird manchmal auf kurze Zeit ebensoviel Kraft der Krafthaltung entzogen, als die Dampfmaschine an sich zuführt, sodass z. B. eine 1000-pferdige Maschine auf kurze Zeit 2000 PS abgibt, ein deutlicher Beweis, dass das Schwungrad eine Haltung vorstellt.

Wichtig und sehr vielgestaltig sind bei den Drehungsmaschinen die Steuerungen, d. h. also die Vorrichtungen zum Lösen und Schliessen der Gesperre des Hemmwerkes. In den vorigen Paragraphen haben wir eine Reihe von Steuerungen besprochen. Dieselben hatten sämtlich eine gewisse Grundeinrichtung gemein, diejenige, dass die Betreibung der Ventile von einer Hubbewegung abgeleitet war, sei es die des Kolbens selbst, oder die eines von ihm bewegten Gestänges. Eine andere Betriebsweise bietet sich aber bei den Drehmaschinen dar, diejenige, bei welcher die Gesperrbewegung von dem Drehwerk der Maschine entnommen wird; selbstverständlich ist diese Betriebsweise auch auf die Hubmaschinen mit Hilfsdrehung anwendbar. Sie ist bekanntlich sehr üblich. Wir unterscheiden deshalb nunmehr

Hubsteuerungen und Drehwerksteuerungen,

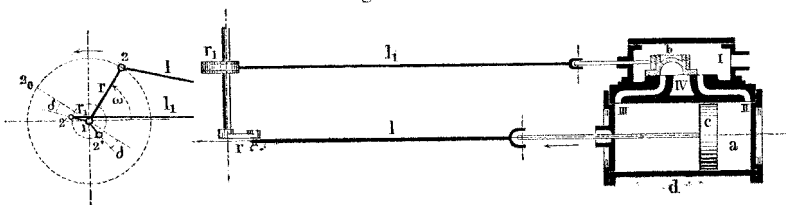
wie wir sie nennen wollen. Für die Steuerung der Drehwerkmaschinen können meistens beide Arten Verwendung finden, wirken aber dann in einer wesentlichen Hinsicht verschieden: bei den Hubsteuerungen ist der Drehungssinn des Drehwerks beliebig, bei den Drehwerksteuerungen ist er ein bestimmter.

Die Drehmaschinen Watt's besaßen durchweg Hubsteuerung*); sie konnten deshalb bei ganz ordnungsmässig gehender Steuerung sowohl rechts als links umlaufen und erforderten daher auch ganz besondere Aufmerksamkeit beim Anlassen.

Hornblower, der Erfinder der Verbunddampfmaschine, gab dieser letzteren ebenfalls Hubsteuerung. Erst 1800 kamen mit Murdock's 1799 erfundenem Schiebventil die Drehwerksteuerungen auf; indessen hielt sich die Hubsteuerung bei den Drehmaschinen noch längere Zeit, auch wird sie heute öfter wieder erfunden. Die neueren Hubmaschinen mit Hilfsdrehung haben fast immer Drehwerksteuerung; eine Ausnahme macht die oben erwähnte Kley'sche Maschine mit absetzender Hilfsdrehung (S. 943); sie ist mit Hubsteuerung ausgerüstet, damit sie ihren Gang sowohl vor, als hinter dem Todpunkt der Kurbel anheben kann.

Der Steuerungsschieber gibt vermöge der in ihm verwirklichten Zusammenziehung von vier Hebungsventilen in ein Gleitungsventil (vergl. §. 320) der Steuerung eines gewöhnlichen doppeltwirkenden Hemmwerkes eine grosse Einfachheit, wie Fig. 1023, eine Dampfmaschine schematisch darstellend, erkennen lässt.

Fig. 1023.



Der Betrieb des Schiebers *b* durch ein Schubkurbelgetriebe (Exzenter r_1 und Stange l_1) ist naturgemäss nicht der älteste gewesen; ihm ging vielmehr Betrieb mit unrunder Scheibe voran**), welcher die Stillstände der Hubventile nach geschehener Eröffnung oder Schliessung genauer wiedergab. Ein anfänglich lange übersehener Vorzug des Schiebers wurde später als bedeutend erkannt; es ist der, dass man vermöge der Deckungen den Dampfzutritt zu *II* und *III* vor Hubschluss absperrn und dadurch Expansion eintreten lassen kann. Um hierbei trotz der

*) Vergl. Farey, Treatise on the Steam engine, London 1827, S. 524; Maschinen mit Schiebersteuerung wurden bei Boulton & Watt erst nach Zurückziehung Watt's ins Privatleben gebaut.

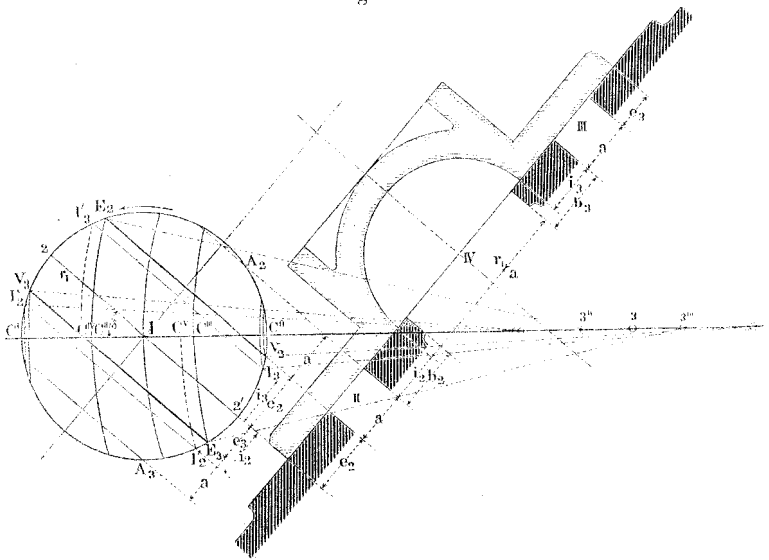
**) Siehe Farey a. a. O., S. 677 ff.

Schieberdeckung bei der Todtlage der Hauptkurbel schon Dampf zuzulassen, muss man die kleine Kurbel r_1 um den sogenannten Voreilwinkel $\delta = 2^\circ 1.2'$ aus ihrer Mittellage herausstellen; die Drehrichtung der Kurbel r ist dann die dieses Winkels, bei 2° anfangend, hier also Linksdrehung; wäre Rechtsdrehung beabsichtigt, so müsste r_1 bei $1.2''$ stehen.

Man stellt die Schieberbewegungen gern zeichnerisch dar*); die Grösse, welche man dem Voreilwinkel und den Deckungen zu geben hat, damit Absperrung bei einem gegebenen Theilpunkt des Kolbenhubes eintritt, kann wie folgt bestimmt werden.

Der um 1 mit $1C_0$ beschriebene Kreis stellt den Warzenkreis des Exzenters, und zugleich in verkleinertem Massstab denjenigen der Haupt-

Fig. 1024.



kurbel dar. C'' und C''' seien die symmetrisch gelegenen Theilpunkte des Kolbenhubes, bei welchen Absperrung stattfinden soll. Durch diese Punkte sind mit $1.3 = l$ als Halbmesser aus $3''$ und $3'''$ Kreisbogen geschlagen; ihre Schnitte E_2 und E_3 mit dem Warzenkreis geben dann die Winkel an, nach deren Durchlaufung der Kolben die Wege $C^0 C''$ und $C' C'''$, hier $= \frac{7}{10}$ des Hubes, zurückgelegt hat. Man wähle nun die Kurbelstellung

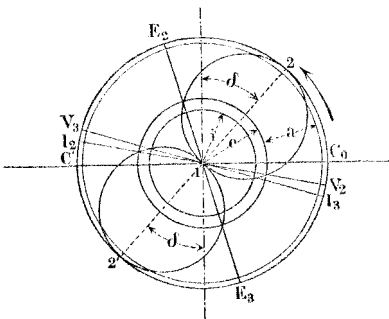
*) Früher meist mittelst der sogenannten Schieberellipse, seit 1860 aber vorzugsweise mittelst der Zeuner'schen Schieber-Diagramme; siehe Zeuner, Schiebersteuerungen, Freiburg, Engelhardt; erste Veröffentlichung des jetzt allgemein gewordenen Verfahrens im Civ.-Ingenieur Bd. II, 1856.

V_2 , bei welcher für den Linksschub die (Vor-) Einströmung beginnen soll, ziehe $V_2 E_2$ und dazu parallel den Aequator $2.1.2'$, so ist $\angle 2.1.C'$ der anzuwendende Voreilwinkel δ und der Abstand der 2.1 von der $E_2 V_2$ die äussere Deckung e_2 für den Schiebertrand zum Einweg II. Die Kanalweite a ist nunmehr zu wählen, und zwar so, dass sie $< r_1 - e_2$ wird. Sie ist durch die Parallele A_2 angegeben. Wenn die Kurbel in J_2 angelangt ist, was hier $\frac{98}{100}$ des Kolbenlaufs entspricht, beginnt Eröffnung nach dem Ausweg IV hin, wofern die innere Deckung $i_2 =$ dem Abstand der Parallelen $J_2 J_2'$ vom Aequator gemacht wird.

Beim Rechtsschub ist das Verfahren ähnlich. Nur ist Winkel δ jetzt schon gegeben, daher aus E_3 nur die Parallele $E_3 V_3$ zu ziehen, womit der Voreinstromungspunkt V_3 bestimmt ist. Die äussere Deckung e_3 fällt beträchtlich kleiner aus als e_2 , auch wird der Kanalrand A_3 viel weiter überschritten als drüben. Die innere Deckung i_3 ist hier $= i_2$ gemacht, damit der Schieber Spiegel nicht unsymmetrisch ausfalle; aus demselben Grunde ist die Stegbreite $b_3 = b_2$ gemacht. Bei der Wahl von $b_2 = b_3$ besteht eine gewisse Willkür; es ist nun so zu verfahren, dass der ganz einwärts getretene Schiebertrand eine genügend scheinende Fläche des Steges noch bedeckt hält. Die Punkte J_2' und J_3' geben noch etwas nicht Unwichtiges an, nämlich die Zeitpunkte des Wiederverschliessens des Auswegs IV. Die bezüglichen Kolbenstellungen C'' und C''' sind nicht symmetrisch, eben wegen des Umstandes, dass wir $i_3 = i_2$ gemacht haben. Die Einsperrung beginnt demzufolge rechts früher, als links, so dass auch die Drückung des Dampfes beim Rechtsschub stärker ausfällt, als beim Linksschub, was aber nicht schädlich ist.

Die hier geschehene Berücksichtigung des Verhältnisses $1:r$ ist ganz leicht. Man könnte ähnlich auch $1_1:r_1$ berücksichtigen, allein die Abweichungen sind für gewöhnlich vernachlässigbar klein. Es sei noch bemerkt, dass bloss des Verständnisses wegen hier die 1.3 waagrecht gestellt worden ist; bei Entwürfen wird die Lage des Schieber spiegels massgebend sein.

Fig. 1025.



Das Zeuener'sche Diagramm für den vorliegenden Fall wird wie folgt erhalten, s. Fig. 1025.

Der Kreis mit $1 C_0$ stellt wie vorhin die beiden zusammengelegten Warzenkreise vor. Winkel $C_0 1.2 = C' 1.2'$ wird $= 90 - \delta$ gemacht, darauf werden mit den Deckungen e und i , welche hier für beide Schieberenden wie üblich gleich gross gehalten sind, Kreise um 1 beschrieben, desgleichen einer mit $e + a$. Sodann wird über 1.2 und $1.2'$ als Durchmesser je ein Kreis geschlagen. Man nennt diese beiden Kreise die Schieberkreise. Sie geben in den Fahrstrahlen ihrer Punkte die Entfernungen der Schieberenden von deren mittleren Stellungen

G0*

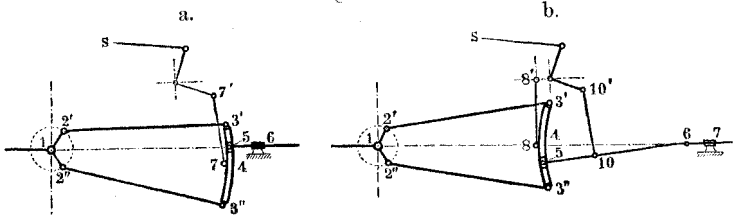
an. Bei der Kurbelstellung $1V_2$ z. B. beginnt für den Linksschub die Voreinströmung, bei $1E_2$ die Absperrung, bei $1J_2$ die Vorausströmung u. s. w. *).

Das Zeuner'sche Diagramm zeigt die gesuchten Abstände nach Polarkoordinaten, das meinige nach Parallelkoordinaten. Streng genommen müssten beim Zeuner'schen Bilde die Kreise 1.2 und 1.2' aufeinanderliegen, die Fahrstrahlen von 1.2' dabei negativ gemessen werden. Der Uebersicht zuliebe hat Zeuner die dargestellte Lage gewählt.

Aus dem Vorgeführten folgt, dass man durch Veränderung von Exzenterhub und Voreilwinkel den Expansionsgrad verändern kann. Dies lässt sich so weit treiben, dass der Drehungssinn umgekehrt ausfällt, oder, wie man es nennt, Umsteuerung eintritt. Man benutzt eine Reihe von Umsteuerungsgetrieben, bei welchen durch Verstellung eines Hebelwerks, des Stellzeuges, die erwähnten Veränderungen erzielt werden. Die praktisch wichtigsten, bei welchen sämtlich die sogenannte Kulisse oder Schleife zur Verwendung kommt, seien hier kurz vorgeführt **).

1. Beispiel. Fig. 1026 a. Schleifbogensteuerung von Stephenson. Zwei gleiche Exzenter geben der nach $2'3' = 2''3''$ auswärts gekrümmten

Fig. 1026.



Schleife 4 an ihren Enden schwingende Bewegung, während deren Symmetriepunkt 7 um die Achse $7'$ am Stellzeuge $7'S$ pendelt. Die Schleife treibt mittelst des Gleitsteines 5 die bei 6 geführte Schieberstange.

2. Beispiel. b Schleifbogensteuerung von Gooch. Schleife 4 betrieben wie vorhin, aber einwärts, nach 5.6, gekrümmt, pendelt mit ihrem Symmetriepunkt 8 um die feste Achse $8'$, während die Koppel 5.6 mit ihrem Punkte 10 um die Achse $10'$ am Stellzeug $10'S$ schwingt.

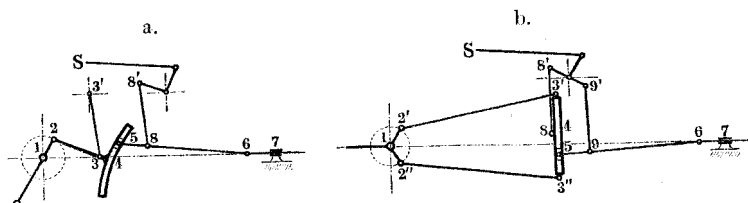
3. Beispiel. Fig. 1027 a Schleifbogensteuerung von Pius Fink. Der Schleifbogen der vorigen Steuerung wird, statt durch zwei, durch ein einziges Exzenter schwingend bewegt. Diese einfache Bauart ist weit weniger angewandt, als sie wohl verdient.

*) Es ist üblich, den Schieber symmetrisch zu gestalten, d. i. $e_3 = e_2$ zu machen. Damit erhält man aber beträchtlich verschiedene Absperrungsbeginne für die beiden Schübe.

**) Näheres bei Zeuner a. a. O., 1888, 5. Aufl. S. ferner Gustav Schmidt, Die Kulissensteuerungen, Zeitschr. d. österr. Ing.- u. Arch.-Vereins 1866, Heft II; auch: Fliegner, Ueber eine Modification der gebr. Lokomotivsteuerungen, Schweiz. Bauzeitung 1883, März, S. 75.

4. Beispiel. Fig. 1027 b Schleifensteuerung von Allan (Trick). Die Schleife 4 aus Beispiel 1 und 2 gerade gemacht, dafür aber sowohl der

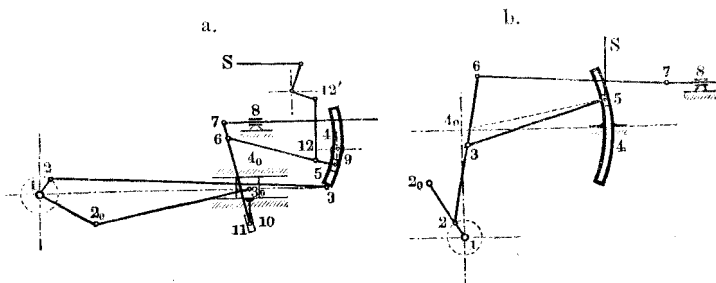
Fig. 1027.



Symmetriepunkt 8 der Schleife, als der Punkt 9 der Koppel je um die Achsen $8'$ und $9'$ am Stellzeuge pendeln gelassen*).

5. Beispiel. Fig. 1028 a. Schleifbogensteuerung von Heusinger. Die Schleife 4 schwingt, durch ein Exzenter betrieben, um eine feste Mittel-

Fig. 1028.



achse 9; als zweites Exzenter wirkt die Kurbel 1.2_0 mit Pleuelstange $2_0.3_0$ und Querhaupt 4_0 , welches durch $10.11.6.7$ auf die Schieberstange einwirkt, was auch die Schleife mittelst 5.6 thut, während Punkt 12 der Koppel 5.6 um die Achse $12'$ am Stellzeuge pendelt.

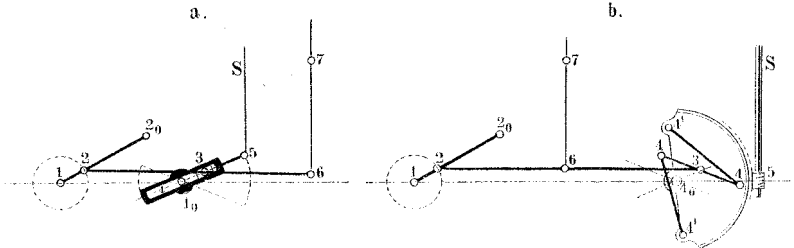
6. Beispiel. b Schleifbogensteuerung von Klug (in England Marshall'sche Steuerung genannt). Der Schleifbogen 4 steht fest. Exzenter 1.2 bewegt den bei 6.7 auf den Schieber wirkenden Hebel $2.3.6$, welcher mit seinem Punkte 3 um die vom Stellzeug festgehaltene Achse 5 des Gleitsteines pendelt. In den Ausführungen findet man gewöhnlich statt der Schleife 4 einen Lenker $4_0.5$ angewandt, dessen Achse 4_0 mit derjenigen der dargestellten Schleife zusammenfällt; das macht aber keinen Unterschied, da die Bogenschleife überhaupt nur eine äusserliche Gestaltung einer derartigen Lenkeinrichtung ist**).

*) S. Reuleaux, die Allan'sche Kulissensteuerung, Civ.-Ing. 1857, S. 92.

**) Ueber die K.'sche Steuerung s. Berliner Verhandl. 1877, S. 345; 1882, S. 52; Engineering 1880, Aug. 13., Okt. 1., Dez. 3.; 1881, Nov. 4.; 1882, Juni 23.; 1885, Febr. 6. und 27.; 1886, Jan. 12.; 1887, Sept. 9. Engineer 1887,

7. *Beispiel.* Fig. 1029 a *Brown'sche Steuerung.* Die Bogenbewegung des Punktes 3 der vorigen Steuerung durch Schub in gerader Schleife ersetzt.

Fig. 1029.



8. *Beispiel.* b *Ångström'sche Steuerung.* Punkt 3 der vorigen Steuerung durch eine (Watt'sche) Gelenkgeradföhrung geleitet, Punkt 6 zwischen die Punkte 2 und 3 anstatt ausserhalb 2.3 verlegt*).

Die vorbeschriebenen acht Steuerungen treiben den Schieber ganz annähernd so, als ob derselbe bei jeder einzelnen Einstellung des Stellzeuges durch ein einfaches Exzenter von ideeller Grösse und Voreilung geschoben würde, dabei die Länge der Exzenterstange gegenüber r als unendlich anzusehen wäre. Die Aufeinanderfolge der Mittelpunkte dieser ideellen Exzenter nennt man die Zentralkurve der Steuerung. Fig. 1030 stellt die Formen dar, welche im allgemeinen die Zentralkurven der Schleifbogensteuerungen annehmen. Die Form *a* gilt für Beispiel 1, 4 und 5, Form *b* für Beispiel 1, wofern die Exzenterstangen gekreuzt angeordnet werden, Form *c*, wo die Kurve eine Gerade ist, für die Beispiele 2, 3 und 6 bis 8. Bei dieser letzteren Form wird die

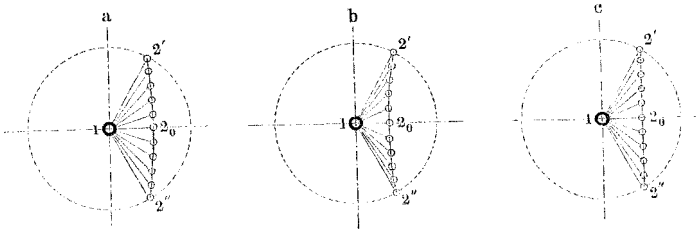
Mai 26.; 1883, Febr. 23., März 30., April 27., Juni 29.; 1885, Juni 5; Marine-Engineer 1885, Nr. 1; Civ.-Ing. 1882, Heft 7 und 8; Zeitschr. D. Ing. 1885, S. 289; 1886, S. 509 und 625; Revue universelle 1882, S. 421; Busley, Schiffsmaschine I, S. 454; Konr. Hartmann, Schiffsmaschinendienst, Hamburg 1884, S. 53; Blaha, Steuerungen der Dampfmasch., Berlin 1885, S. 65.

*) Die letztbesprochenen Steuerungen und ihre Verwandten werden in England „radiale“ genannt. Siehe Engineer 1883, Febr. 23., Graham, On Radial Valve Gears. Für den Kinematiker sei darauf hingewiesen, dass der Brown'sche und der Ångström'sche Mechanismus auf $(C''_3 P^+)^d$, in der Mittelstellung $(C''_3 P^+)^d$ hinauslaufen, wobei Punkt 6 dem Gliede *b* angehört. Prof. Brauer hat schon früher a. a. O. gezeigt, dass Klug's Mechanismus auf $(C''_4)^d$ beruht, wobei 6 ebenfalls *b* angehört.

Eröffnung für die Voreinströmung, die sogenannte lineare Voreilung, konstant, was Manche als besonders wichtig erachten.

Man kann nun Hemmwerksteuerungen auch so herstellen, dass man einen Steuerungskurbelzapfen $2'$ unmittelbar einer Zentral-

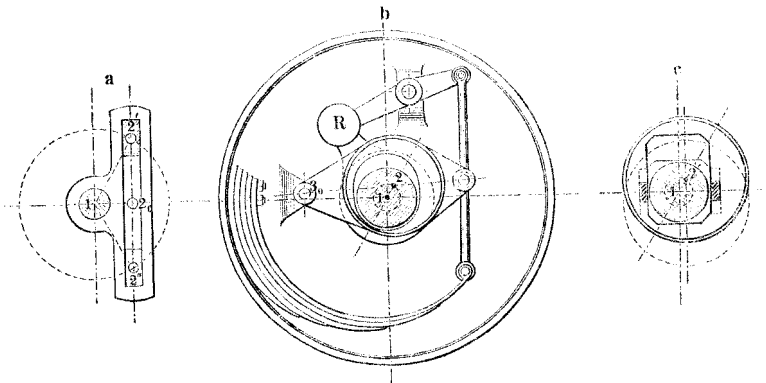
Fig. 1030.



kurve entlang verstellbar anbringt, wie z. B. in Fig. 1031 angedeutet ist. Wir hätten denn hier die Schleife endlich auch drehbar um die Kurbelachse vor uns. Es bleibt nur übrig, den Zapfen $2'$ an geeigneten Stellen auf der Bahn $2'2''$ festzuhalten.

9. *Beispiel.* Dies geschieht z. B. so wie unter *c* angedeutet, durch Keilrutsch bei seitlicher Stützung des Excenters, oder auch wie bei der Sweet'schen Steuerung, Fig. 1031 *b*, wo das Excenter durch Zentrifugalkraft

Fig. 1031.



kraft einer Regulatormasse R in die geeignete Lage gebracht und darin erhalten wird*). Es ist nur Benutzung der Zentralkurve von $2'$ bis 2_0

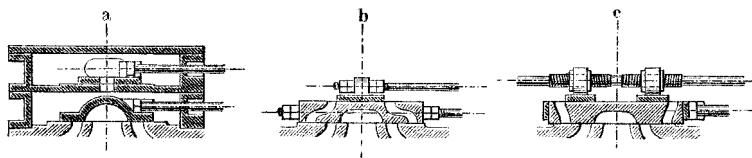
*) Eine Darstellung der Sweet'schen Steuerung siehe bei Rose, Mechanical Drawing selftaught, Philadelphia, Baird, London, Sampson Low, 1883, S. 293; ein sehr ähnlicher Mechanismus ist der des Grist'schen Regulators,

vorausgesetzt. Hier wird wiederum die Bogenschleife, aber in der bei der Klug'schen Steuerung besprochenen Form eines Lenkers, benutzt. Der Schieber ist entlastet, überhaupt die Reibung aufs Geringste herabgezogen.

So vortheilhaft sich die letztbeschriebenen Steuerungen wegen ihrer Einfachheit gestalten lassen, so bleibt ihnen doch der Nachtheil der einschieberigen Steuerungen mit starkem Expansionswechsel anhaften, dass bei gleichbleibender linearer Voreilung die Einsperrung und Vorausströmung des Dampfes sich nicht gleich bleiben und oft ungünstig stellen. Man zieht deshalb vielfach die Schiebersteuerungen mit sogenannter unabhängiger Expansion, d. i. einem zweiten besonderen Expansionschieber vor.

Beispiele geben die drei folgenden Anordnungen (Fig. 1032), von denen die Anordnung a bei der Gonzenbach'schen Steuerung, b bei verschiedenen, c bei der sehr verbreiteten Meier'schen Anwendung findet*). In Frankreich ist die Farcot'sche Steuerung mit zwei Schleppschiebern auf dem Hauptschieber, in Amerika die treffliche von Porter-Allen mit zwei von Exzentern betriebenen Rückenschiebern sehr verbreitet. Der nicht sel-

Fig. 1032.



ten angewandte Rider'sche Schieber ist eine Abänderung des Meier'schen, Fig. c; die Gleitflächen der beiden Rückenschieber sind in die Zwischenschraube selbst verlegt und die Öffnungen im Hauptschieber entsprechend schraubengangartig gestaltet**).

Statt des Exzenterbetriebes wendet man auch denjenigen mit unrunder Scheiben zur Schieberbewegung an. Er gewährt einzelne Vorzüge, namentlich den des schnellen Oeffnens und Schliessens der Kanäle. Merkwürdig ist die Bevorzugung der

Am. Maschinist 1883, Oktober 13., S. 5, auch derjenige der „Ball Engine“, ebenda 1883, August 18., S. 4, desgl. derjenige der Dampfmaschine von Harmon, Gibbs u. Co., ebenda 1883, Nov. 24., S. 1. Neuerdings versieht Sturtevant in Boston seine Dampfmaschinen mit einem ähnlichen, auf das Expansionsexzenter wirkenden Regulator, siehe The Engineer, New-York 1888 Jan., S. 5.

*) Eine recht gute Steuerung mit zwei Schiebern ist die Bilgram'sche, welche von einem Exzenter aus beide Schieber bewegt. Siehe Bilgram, Slide valve gears, Philadelphia, Claxton, 1878, S. 119.

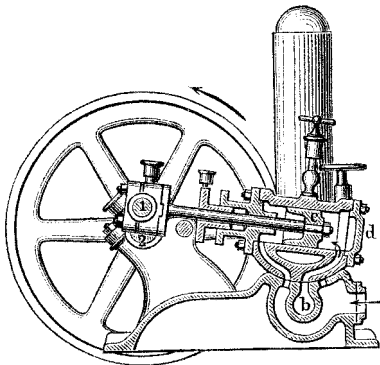
**) Sehr hübsches Beispiel für den Kinematiker, die Wegminderung zweier Glieder einer kinematischen Kette darstellend; siehe meine Theor. Kinematik, S. 333.

unrunden Scheiben vor den Exzentern auf den Dampfzylindern der westlichen und südlichen Gebiete der Vereinigten Staaten.

In seiner ursprünglichen, der Hahnform, auch in Plankegelform, kann der Schieber die Steuerung auch unter Fortdrehung statt unter Kehrdrehung bewirken; man nennt ihn dann einen rotirenden Schieber oder Drehschieber. Einzelne Firmen, z. B. in vorzüglicher Weise Dingler in Zweibrücken, haben denselben für die Dampfmaschine verwerthet; weitgehender Benutzung stehen indessen die Herstellungskosten entgegen. Unter Anwendung von Kehrdrehung ist aber der rotirende Schieber durch Corliss und ihm Nachfolgende sehr häufig benutzt worden.

Bei den oscillirenden und rotirenden Kurbelkapselwerken gestalten sich die Schiebersteuerungen entsprechend anders, als bei denjenigen aus dem Schubkurbelgetriebe, welches wir in Fig. 1023 voraussetzten. Als Beispiel sei die Wassersäulenmaschine von Schmid in Zürich angeführt, Fig. 1033. Hier ist der Schieber *b* mit dem Gestell der Maschine fest verbunden ausgeführt und hat die aus Fig. 987 *c* hervorgehende Form.

Fig. 1033.



Die Gangregelung der Wasserdruck-Drehmaschinen ist ungleich schwieriger als die der Dampfmaschinen, einestheils wegen der Massigkeit der Treibflüssigkeit, andernteils wegen der geringen elastischen Nachgiebigkeit derselben. Ein Windkessel in der Zuleitung, wie in Fig. 1033 angedeutet, ist deshalb immer erforderlich; die Steuerung bedarf ausserdem, wenn

stärkere Kraftwechsel zu erwarten sind, einer besonderen bezüglichen Ausbildung. Zwei Bauarten derselben seien hier erwähnt.

10. *Beispiel.* Will man Absperrung vor Hubschluss eintreten lassen, so hat man durch geeignete Ventile nach Abschliessung der Obersäule a_1 sofort die Untersäule a_2 zutreten zu lassen. Hoppe (Berlin) hat dieses System vorzüglich durchgebildet und in schönen Ausführungen, u. a. auf den Mansfelder Gruben und im Frankfurter Centralbahnhof verwirklicht; dasselbe erfordert eine ausserordentliche Genauigkeit der Herstellung.

11. *Beispiel.* Ein zweites Mittel besteht in einer dem Kraftbedarf angepassten Hubverstellung. Vorzüglich gelungen sind die bezüglichen Aus-

führungen von Franz Helfenberger in Rorschach). Dieser verstellt den Kurbelarm durch ein Wasserspannwerk, welches in der Kurbelscheibe liegt und durch einen von zwei Vorstössen nach Bedarf ausgelöst wird, wenn die Maschine in den äusseren Todpunkt tritt. Das Wasserspannwerk ist doppeltwirkend und verstellt, vom Regulator entsprechend ausgelöst, die Kurbelwarze nach ein- oder auswärts, wenn die Maschine zu schnell oder zu langsam geht. Diese arbeitet sehr günstig; sie gibt gemäss genauen Versuchen 90 bis 82 Proz. Nutzwirkung bei Kraftwechsln von 1 bis $\frac{2}{5}$. (Vergl. die Versuche, welche die Herren Autenheimer, Buss und Kuratli im Januar 1885 an einer Helfenberger'schen Maschine angestellt)**).*

Eine neuerdings zur Geltung kommende vierte Bauart ist die von Rigg. Sie regelt den Gang auch durch Hubverstellung. Die Maschine ist ein aus der „rotirenden Kurbelschleife“ gebildetes Kapselwerk (vergl. meine theor. Kinematik, S. 359) mit vier einfachwirkenden Kolben in ebensoviel Cylindern angebracht wie bei den Bauarten von Ward, Schneider und Mouline. Die Hubverstellung geschieht durch den Regulator, welcher Sweet'scher Bauart ist (s. S. 951) mittelst eines hydraulischen Hemmwerkes, welches den Abstand a je nach Bedarf kleiner oder grösser stellt. Dieselbe Maschine wendet Rigg auch für Betrieb durch Dampf-

*) D. R. P. Nro. 12018 vom 27. Jan. 1881.

**) Ein drittes System ist das von Hastie in London (vergl. Engineer 1878 August, und 1880 April, S. 304). Hastie verstellt durch zwei Kurvenscheiben die Kurbelwarze bei wachsendem Widerstand nach aussen, bei abnehmendem nach innen mit Hilfe einer die durchgeleitete Kraft messenden Spiralfeder. Die Maschine ist aber damit nicht wirklich regulirbar, aus zwei Gründen, welche die Beurtheiler übersehen haben. 1) Um bei wachsenden Widerständen das statische Moment derselben und das die Kurbel treibende statische Moment (im Mittel) gleich zu erhalten, muss die kraftmessende Feder die Kurvenscheiben so drehen, dass die Kurbelwarze nach aussen rückt. Dies kann bei guter Herstellung der Theile einigermaßen gelingen, aber nur einigermaßen. Wenn aber statt des Widerstandes die treibende Kraft wächst, so rückt die Feder die Kurbelwarze ebenfalls hinaus, statt sie, wie nun nöthig wäre, nach innen zu rücken. Umgekehrt wird der Fehler beim Abnehmen der Triebkraft. 2) Die Winkelschnelle einer Maschine ist nicht eine Funktion der übertragenen Kraft, d. h. die Maschine wird schnell oder langsam laufen, je nachdem die Bewegung eingeleitet worden ist, wie auch die Praxis an der Maschine gezeigt haben muss und an verwandten Maschinen schlagend gezeigt hat. Man begegnet noch recht oft dem Irrthum, dass „dynamometrische Regulirung“, wie sie hier vorliegt, jede andere übertreffe, indem sie „den Fehler verbessere, ehe derselbe auf die Maschine habe wirken können“. Das ist aber, wie gezeigt, ein Irrthum, welcher übrigens verzeihlich ist, denn selbst Poncelet ist die Fehlerhaftigkeit der Schlussfolgerung entgangen (siehe den dynamometrischen Regulator von Poncelet in dessen „Lehrbuch der Anwendung der Mechanik auf Maschinen“, deutsch von Schumser, Darmstadt 1848, S. 84).

und durch Luftkraft an, wobei aber Expansionsveränderung zum Regeln dient. Diese letzteren Maschinen sollen bis 2000 minutliche Umläufe machen, ohne Erschütterungen zu äussern*).

Neben den mannigfachen Bauarten der Drehmaschinensteuerungen, die wir bereits betrachtet haben, stehen nun noch die demselben Zweck dienenden Spannwerksteuerungen. Von diesen war bereits oben, §. 252, bei den Spannwerken ausführlicher die Rede. Ihr Formenreichthum ist ausserordentlich gross. Bei ihnen hat man den Schieber in die vier Ventile, aus welchen wir ihn S. 907 bestehend fanden, wieder aufgelöst, augenscheinlich der Leichtigkeit wegen, mit welcher man den Regulator auf die Absperrung hin einwirken lassen kann. Den Spannwerksteuerungen haben sich dann wieder andere von ähnlicher Wirkung auf die aus der Viertheilung hervorgegangenen Ventile angeschlossen; man hat sie zwangläufige Steuerungen genannt, was auch schon die gewöhnlichen Schiebersteuerungen mit einfachem Exzenter sind. Durch diese Bauarten wurde der Formenreichthum noch vergrössert**). Es kann wohl nicht bezweifelt werden, dass hier des Guten zu viel gethan worden ist, wenn man erwägt, dass der ganze grosse Mechanismenaufwand kein anderes Ziel hat, als die Lösung und Schliessung von vier Gesperren eines Hemmwerkes. Vielfach sind auch die Wirkungen der „Präzisionssteuerungen“, unter welchen Namen man die beiden letzten Steuerungs-Bauarten zusammengefasst findet, überschätzt worden. In Amerika, wo die Mode hergekommen, ist sie bereits als solche überwunden, ihre Anwendung auf ein gewisses Mass herabgesetzt. Man ist wiederholt zu dem Muschelschieber wieder zurückgekehrt, dem man aber die grösste Sorgfalt hinsichtlich Entlastung und Betreibung widmet.

Anmerkung. Eine hier und da in Deutschland übliche Unterscheidung der Steuerungstheile wird im Vorstehenden vielleicht vermisst. Es ist diejenige der „inneren“ und „äusseren“ Steuerung. Sie ist hier nicht angewandt worden, weil sie als unwissenschaftlich angesehen werden muss. Es bedingt keinen Unterschied in der mechanischen Wirkung der Steuerungstheile, ob sie auswendig an der Maschine oder im Innern derselben angebracht sind, und dieselben Theile liegen gelegentlich auswendig oder auch inwendig, je nachdem es die anderweitige Bauart mit sich bringt, oder

*) Siche Rigg, *Obscure Influences of Reciprocation in High Speed Engines*, in den *Transactions of the Soc. of Engineers* 1886, danach *Engineer* 1886, Juni 4. Für die Hochdruckluftbetriebe in Birmingham und Leeds wird die Rigg'sche Maschine eine ausgedehnte Anwendung finden.

***) Beim Deutschen Patentamt sind bis jetzt (1888) etwas über 500 Patente auf Dampfmaschinensteuerungen genommen worden.

es in den Absichten des Erbauers liegt. Beispiele sind nahe zur Hand. So liegt bei der vorhin erwähnten Schmid'schen Wassersäulenmaschine,

Fig. 1034.

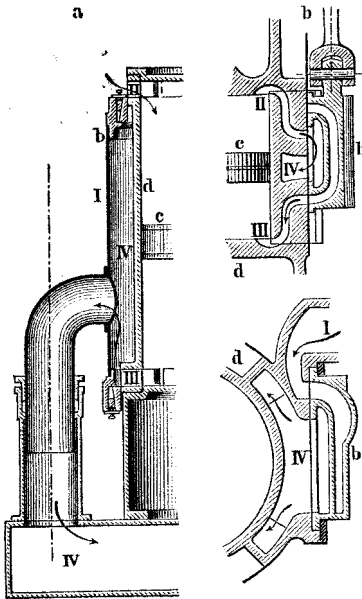


Fig. 1033, der Schieber aussen, desgleichen bei der Gebläsecylin-
 dersteuerung a, Fig. 1034, oder
 der Steuerung der Vakuum-
 maschine b (vergl. Oppermann,
 Portefeuille écon. 1883, Febr.,
 S. 18). Auch der Curvier'sche
 Dampfschieber sitzt und spielt
 frei aussen am Dampfcylinder,
 desgleichen derjenige von Leclerg
 (vergl. Génie ind. 1864, danach
 Schweiz. polyt. Z. 1864, S. 83)
 u. s. w. Eine gewöhnliche Schie-
 berstange befindet sich halb aus-
 sen, halb innen an der Maschine,
 ja zum Theil bald aussen, bald
 innen, würde also bei der er-
 wählten Anschauung ihre Be-
 deutung sogar fortwährend wech-
 seln. Man hat übrigens die
 nicht empfehlenswerthe Einthei-
 lung in äussere und innere
 Steuerung ausserhalb Deutsch-
 lands gar nicht, bei uns auch
 nur stellenweise angenommen.

C. Stellhemmnungen als Krafthemmwerke.

§. 329.

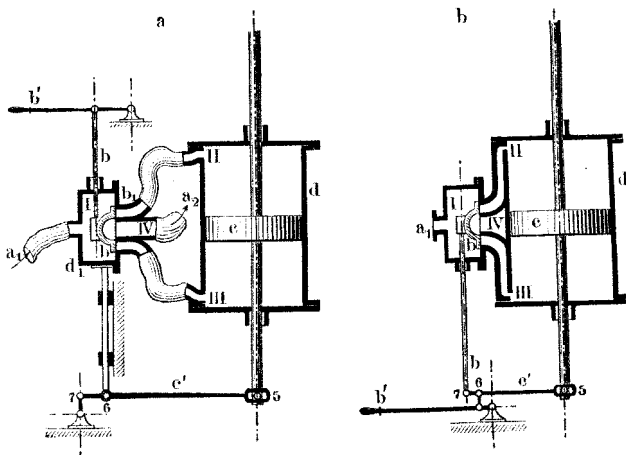
Stellsteuerungen für Hubmaschinen.

Der Grundgedanke der stellbaren Hemmwerke oder Stellhemmnungen wurde in §. 259 besprochen und an zwei Gesperrwerken aus starren Gebilden nachgewiesen. Ihre Bewegung zerfällt in zwei Einzelvorgänge: 1) Durch Verstellen eines Theiles wird die Sperrung eines unter Antrieb stehenden Sperrstückes gelöst; 2) durch das in Bewegung gelangende Sperrstück wird alsdann, mittelbar oder unmittelbar, die Sperrung wieder geschlossen. Der hierin enthaltene Grundsatz lässt sich auch auf die Hemmwerke für Druckorgane anwenden und hat daselbst, ohne dass bisher seine hier vorggeführte Erläuterung meines Wissens von Anderen gegeben worden wäre, schon zahlreiche werthvolle Verwendungen gefunden. Steuerungen,

auf welche der Grundsatz der Stellhemmung angewandt ist, kann man kurz Stellsteuerungen nennen.

Ein schematisches Bild einer Stellsteuerung für Hubmaschinen kann aus Fig. 1035 *a* gewonnen werden. Man denke sich den Schieberkasten d_1 eines doppeltwirkenden Kolbenleitwerkes für irgend eine Flüssigkeit $a_1 a_2$ parallel dem stehenden Cylinder d beweglich angebracht, zu welchem Ende die Kanäle zu *I* bis *IV* schlauchartig hergestellt seien. Der Muschelschieber *b*, welcher wiederum die vier Ventile zu den Kanälen in sich vereinigt (vergl. S. 907), werde nun mittelst des Stellers *b'* etwas nach oben bewegt. Dann lässt er durch *III* die Obersäule a_1

Fig. 1035.



unter den Kolben *c* treten, durch *IV* die Flüssigkeit über dem Kolben zur Untersäule a_1 entweichen, wodurch der Kolben gehoben wird. Dieser steht aber durch das Gestänge c' mit dem Schieberkasten d_1 derart in Verbindung, dass er ihn ebenfalls in die Höhe bewegt. Dadurch werden *III* und *IV* wieder geschlossen, die Flüssigkeit gesperrt, der Kolben zum Stillstehen gezwungen. Eine weitere neue Hebung des Schiebers mittelst des Stellers *b'* führt ein neues Aufsteigen des Kolbens, aber auch wieder des Schieberkastens herbei, und so fort bis zur oberen Hubgrenze. Abwärtsbewegung des Stellers führt umgekehrten Gang des Kolbens herbei*). Man kann dasselbe Ergebniss auch bei der An-

*) Die Stellhemmungen in §. 259 sind nur einfachwirkende, weshalb das Rückwärtsstellen bei ihnen nicht angeht.

ordnung b erreichen. Hier ist der Schieberkasten fest am Cylinder angebracht, der Schieber in seiner Stellung aber sowohl von derjenigen des Stellers b' , als der des Kolbens c abhängig. Rückt b' den Schieber etwas hinauf, so kommt c in Bewegung, rückt aber dabei den Schieber mittelst des Gestänges c' wieder hinab, und zwar bis zur Schliessung von III und IV , weil nach deren Eintritt der Kolben wieder stille steht u. s. w. Der Kolben c folgt also in beiden Vorrichtungen den Verstellungen des Stellers aufwärts wie abwärts, und hält an, wenn dieser angehalten wird, vermag aber zugleich bei seinen Bewegungen jeden, den Ueberdruck der Obersäule a_1 nicht übersteigenden Widerstand zu überwinden, während andererseits das Bewegen des Stellers leicht vor sich geht, da sich ihm wesentlich nur Reibungen entgegensetzen. Die praktische Gestaltung der Lösungen der Aufgabe kann auf mancherlei Weise geschehen; vor der Kenntniss der einfachen obigen allgemeinen Formen wurden verschiedene Umwege eingeschlagen.

Zwei Bauarten, welche ich 1866 für Regulatoren versuchte, findet man dargestellt im Civil-Ingenieur *). Sie beruhten darauf, dass der Steller durch eine doppelte Parallelführung mit dem Schieber in Verbindung stand und durch den fortschreitenden Kolben stets wieder in seine anfänglichen Winkel mit der Grundlinie zurückgeführt wurde. Die Einrichtungen erfüllten den Zweck, waren aber schwerfällig. 1868 lieferte Farcot eine ebenfalls auf einer (angenäherten) Parallelführung beruhende Ausführung **); auch diese Bauart war zu vieltheilig, um gut für die Praxis zu passen. Später brachte Farcot wesentlich einfachere Lösungen ***). Wir gehen alsbald zu neueren Ausführungen über.

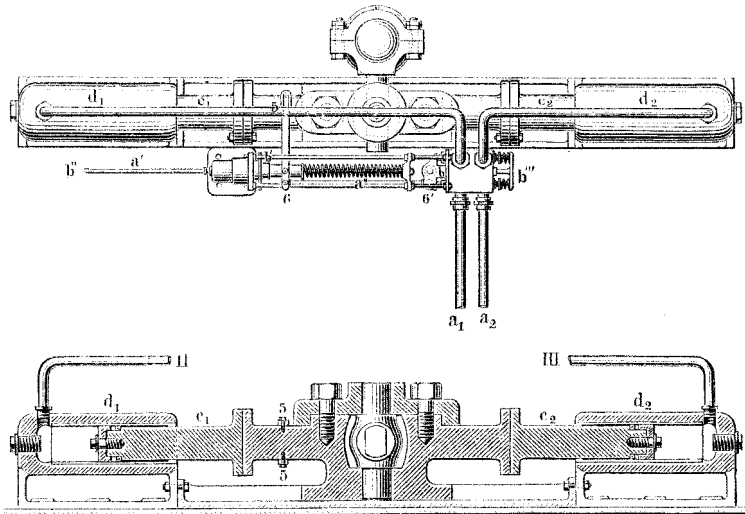
*) Siehe Civ.-Ingenieur 1879 u. 1880, Prof. Rittershaus, Ueber Kraftvermittler. — Modell aus dem Jahre 1866 im kinematischen Kabinet der K. Techn. Hochschule in Berlin.

***) Siehe Annales industrielles 1873, S. 518; auch Oppermann, Portefeuille écon. 1874, S. 113.

*) Er gab auch der Vorrichtung einen Namen, nämlich den des sklavisch unterworfenen Motors, *moteur asservi*, *servomoteur*; das Stellergestänge wollte er den Zügel (*rènes*) genannt wissen. Diese Bezeichnungen lassen das Bildliche doch wohl zu sehr in den Vordergrund treten; auch ist ja schon die gewöhnliche Umsteuerungsdampfmaschine dem Führer sklavisch unterworfen. Prof. Lincke in Darmstadt hat andere, ebenfalls der figurlichen Vorstellungsweise entnommene Namen für das Ganze wie dessen einzelne Theile in Vorschlag gebracht, welche nach meiner Ansicht wegen ihrer Mehrdeutigkeit nicht wohl annehmbar sind. Prof. Rittershaus

1. *Beispiel.* Bernier-Fontaine und Widmann betreiben die Ruderpinne an grossen Dampfern mittelst der in Fig. 1036 dargestellten hydraulischen Stellhemmung*), welche dem System b, Fig. 1035 angehört. Hier ist der Steller b' ein durch Wasserdruk betriebener Tauchkolben. Das Druckwasser wird ihm durch das Rohr a' zugeführt; zurückgetrieben wird er durch die Feder a'' , sobald in a' Niederdruck hergestellt wird. Die beiden fest verbundenen Tauchkolben c_1 und c_2 stellen einen doppeltwirkenden Kolben dar; seinen Wasserdruck empfängt derselbe aus einem Druckhalter (Akkumulator). Durch Antreiben bei b'' versetzt der Steller b' den Schieber b ,

Fig. 1036.



welcher der Stellschieber heissen möge, gegen den Druck der Federn bei b'' ; durch Fortschreiten bei 5 rückt ihm der Kolben $c_1 c_2$ wieder zurück. Bemerket sei, dass der Körper bei $6'$ nicht ein Hebel, sondern ein mit dem Schieber fest verbundenes Querhaupt ist. Die Zu- und Ableitung des Druckwassers durch a' geschieht mit Ferntrieb, und zwar unter Vermittlung einer zweiten Stellhemmung, welche der dargestellten ähnlich ist; somit bildet denn das Ganze eine (Hub-) Stellsteuerung zweiter Ordnung.

2. *Beispiel.* Guhraner und Wagner haben eine hübsche Stellsteuerung für Dampfmaschinen-Regulatoren angegeben*) (s. Fig. 1037 a. f. S.). Hier

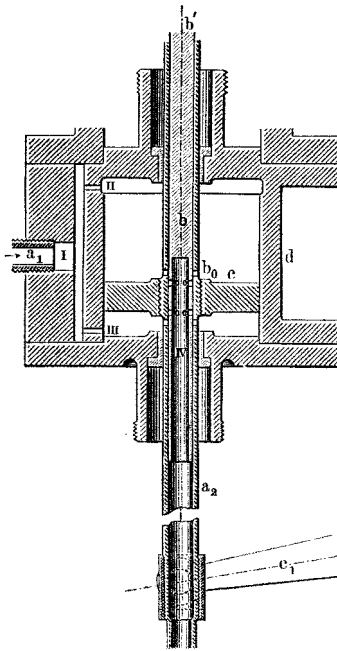
hat a. a. O. die Bezeichnung „Kraftvermittler“ angewandt. Auch dieser Name ist wohl nicht als zutreffend anzuerkennen, da schon jeder bewegliche Maschinenteil ein Kraftvermittler ist.

*) Siehe Revue industrielle 1886, S. 373. Ebenda 1887, S. 148, eine Hubstellsteuerung von Shuttlesworth für Steuerruderbetrieb.

*) Gebaut bei Ganz & Co. in Budapest, vorwiegend für Meier'sche und Rider'sche Steuerung empfohlen.

ist der, nach System a, Fig. 1035, im Sinne des Kolbenweges zu führende Schieberspiegel geradezu in den Kolben c verlegt, und zwar konaxial zur Kolbenstange, und der Schieber b als Kolbenschieber gestattet, dem das Tachometer des Regulators seine jeweilige auf- und niedersteigende Bewegung unmittelbar überträgt. Der Kolben c steht durch ganz feine Bohrungen II, III mit der oberen Dampfsäule a_1 in stetem Verkehr, tritt aber, sobald der Schieber b nach oben oder unten rückt, ebendasselbst wegen der Bohrungen b_0 zugleich mit der Untersäule a_2 in Verkehr. Dadurch wird er dort entlastet, weil die Engigkeit der Zuströmungsöffnungen II, III das Nachdrängen des Dampfes aus a_1 verzögert. Der Kolben wird deshalb mit grosser Kraft geschoben und verstellt das Kraftzutritt regelnde Hebelwerk c_1 , aber nur so weit, bis die Schieberöffnungen wieder gedeckt sind. Die Wirkung des Regulators soll vorzüglich sein, wie sich erwarten lässt.

Fig. 1037.



Die Stellsteuerungen für Hubmaschinen sind mit Vorliebe für Steuerruderbetrieb zur Anwendung gekommen, sodann auch für Regulatoren von Kraftmaschinen; eine äusserst feine Verwendung haben sie im Whitehead-Torpedo erfahren, wo sie zum Einstellen der Tiefgangssteuer dienen, und wo der Steller durch eine barometrische Vorrichtung bewegt wird, wodurch das Lenken des Fischtorpedos in einer gewünschten Tiefe unter dem Wasserspiegel gelingt.

§. 330.

Stellsteuerungen für Drehmaschinen.

Die Anwendung des Stellhemmungsgrundsatzes auf Drehmaschinen ist nicht ohne Weiteres aus den im vorigen Paragraphen besprochenen Fällen abzuleiten, da es sich dort nur um regelmässige Hin- und Herschübe des Kolbens, also auch des zugehörigen

gen Schiebers handelt. Thatsächlich aber sind die Stellsteuerungen für Hubmaschinen die jüngeren. Für die Drehmaschine ist die Stellsteuerung, so viel ich übersehe, zuerst, und zwar durch F. E. Sickles in Providence schon vor 1860*) erfunden worden. (Vergl. auch S. 645.)

1. Beispiel. Die Sickles'sche Stellsteuerung für Drehmaschinen hat die Einrichtung, dass die beiden Steuerungsexzenter einer oscillirenden (Zwillings-) Dampfmaschine, untereinander fest verbunden, lose auf der Kurbelachse sitzen und mittelst eines Handspillenrades, des Stellers, umgetrieben werden; die Schieberkasten und -Spiegel der beiden Cylinder schwingen mit diesen. Das hat zur Folge, dass die Maschine in dem Sinne umläuft, wie die beiden Exzenter vom Steller gedreht werden, aber in ihrem Laufe abbricht, sobald die Schieber durch den Steller festgehalten werden, weil die nachteilenden Schieberspiegel den Abschluss der Dampfkanäle alsbald herbeiführen.

Bei den ziemlich zahlreichen Formen, in welchen man später die Aufgabe der Stellsteuerung für Drehmaschinen gelöst hat, sind zwei deutlich unterscheidbare Wege eingeschlagen worden.

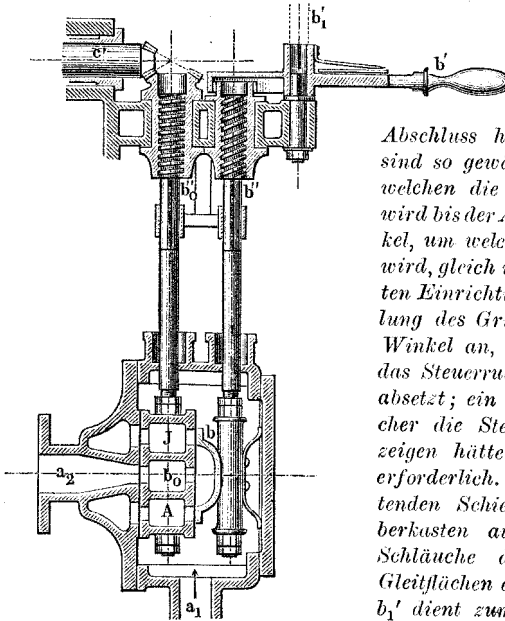
Der erste ist der, dass man die als Zwillingsmaschine (ohne Schwungrad) ausgeführte Dampfmaschine zunächst mit gewöhnlichen Schiebern ohne Voreilung versah und sie alsdann dadurch für Kehrdrehung vorrichtete, dass man an den letzteren Schiebern die Kanäle *I* und *IV* vertauschbar einrichtete, sodass *I* statt mit der Obersäule a_1 mit der Untersäule a_2 und *IV* statt mit der Untersäule a_2 mit der Obersäule a_1 nach Belieben in Verkehr gesetzt werden kann. Dies geschieht durch einen besonderen Schieber, den wir wieder den Stellschieber nennen können**). Indem man nun diesen Stellschieber so behandelt, wie den einer Stellsteuerung für Hubmaschinen, gelangt man für die Steuerrudergeräthe deshalb zu recht brauchbaren Lösungen, weil der ganze mögliche Weg des Stellschiebers nicht gross ausfällt, da die Winkelbewegung der von der Drehmaschine betriebenen Ruderpinne eine ganz beschränkte ist; sie erreicht selten 90°. Der Stellschieber kann nun gemäss den beiden Grundfällen, welche in Fig. 1034 *a* und *b* angegeben, bewegt werden. Einigo Beispiele seien vorgeführt.

*) Nach dem Katalog der Centennial-Ausstellung in Philadelphia, Bd. II, S. 52, hat Sickles schon 1849 das erste bezügliche Patentgesuch eingereicht, das Patent aber erst 1860 erhalten; seine erste Drehmaschine mit Stellsteuerung war zur Schau gestellt auf der Londoner Weltausstellung 1862.

***) Die Engländer nennen ihn den jagenden oder Jagdschieber, „*hunting valve*“.

2. *Beispiel.* Steuermaschine von Duminy und Bossière*), Fig. 1038. Der Stellschieber *b* liegt auf einem auf- und niederbeweglichen Schieberspiegel *b*₀, dessen unterer Kanal *A* stets mit der Aussenseite der beiden Steuerschieber des Dampfmaschinens in Verkehr steht, während sein oberer Kanal *J* zur Innenseite der genannten Schieber führt. Der Steller *b'* wirkt mit Hohlradeingriff auf die steile Schraube *b''* auf der Stellschieberstange. Der bewegliche Schieberspiegel *b*₀ hingegen wird durch eine mehr sanft steigende Schraube *b'*₀ mittelst konischer Räder von der Achse *c'* der Muldentrommel aus getrieben, welche die zur Ruderpinne gehende

Fig. 1038.



Kette trägt. So wie nun durch Stellung von *b* die Dampfmaschine in Lauf kommt und die Muldentrommel umtreibt, eilt *b*₀ dem Stellschieber nach und führt

Abschluss herbei. Die Verhältnisse sind so gewählt, dass der Winkel, um welchen die Steuerruderpinne gedreht wird bis der Abschluss erfolgt, dem Winkel, um welchen der Steller *b'* versetzt wird, gleich ist. Dieser hübsch erdachten Einrichtung zufolge zeigt die Stellung des Griffes *b'* ohne weiteres den Winkel an, um welchen die Maschine das Steuerruder von der Kielrichtung absetzt; ein anderweitiger Zeiger, welcher die Stellung des Ruders anzuzeigen hätte, ist deshalb hier nicht erforderlich. Man erkennt in dem gleitenden Schieberspiegel *b*₀ den Schieberkasten aus Grundfall *a*, dessen Schläuche durch dicht schliessende Gleitflächen ersetzt sind**). Die Achse *b*₁' dient zum Betrieb von der Kommandobrücke her.

3. *Beispiel.* Steuermaschine von Th. Britton, Fig. 1039***). Der Steller *b'* ist eine mittelst Handrädchens umtreibbare Schraube, welche bei 6 auf den Hebel *b''* und dadurch auf den Stellschieber *b* wirkt, während bei 7 eine zweite, auf der Muldentrommelachse angebrachte Schraube *c'* ebenfalls auf *b''* einwirkt und den Stellschieber in die Schlusslage führt, wenn *b'* ihn geöffnet hatte. Wir sehen den Grundfall *b* hier vorliegen.

*) Siehe Revue industrielle, 1886, S. 401.

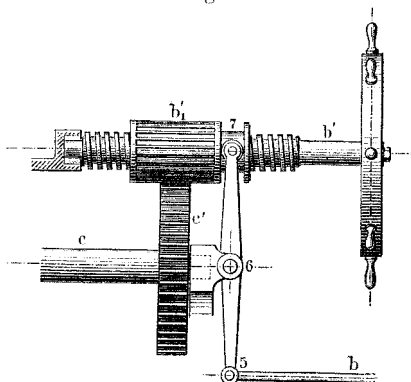
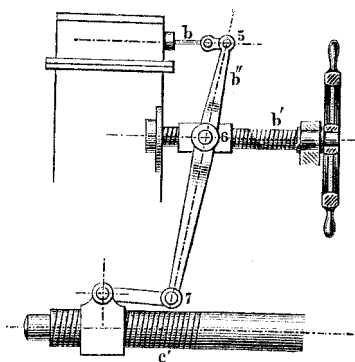
***) Ähnlich angelegt, mit beweglichem Schieberspiegel *b*₀ und darauf verschiebbarem Stellschieber *b*, ist die Stellsteuerung von Hastie, engl. Pat. Specif. 1875, Nr. 1742, welche a. a. O. bei Rittershaus dargestellt ist; ebenfalls mit gleitendem Schieberspiegel ausgerüstet ist die Ruderstellsteuerung von Holt (Leeds), s. Engineer 1877, Sept., S. 221.

****) Siehe Revue industrielle, 1884, S. 435.

4. Beispiel. Fig. 1040. Stellsteuerung von Douglas und Coulson *), ebenfalls auf Grundfall b zurückgehend. Hier sind die Stellbewegungen auf weniger Theile zusammengedrängt, als im vorigen Falle. Wenn die

Fig. 1039.

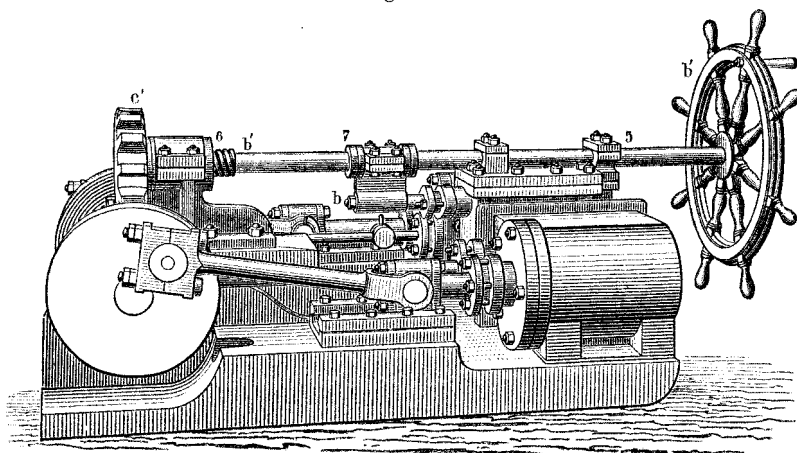
Fig. 1040.



Stellerschraube b' ihre Mutter b_1' verschoben und damit den Stellschieber b aus der Mittellage geführt hat, treibt die in Gang gekommene Muldentrommelachse c mittelst des auf ihr sitzenden Stirnrades c' die als Marlboroughrad verzahnte Mutter b_1' wieder zurück.

5. Beispiel. Fig. 1041. Die Stellsteuerung von Davis & Cie. **), von der hier eine Gesamtansicht gegeben ist, zeigt eine ganz besonders

Fig. 1041.

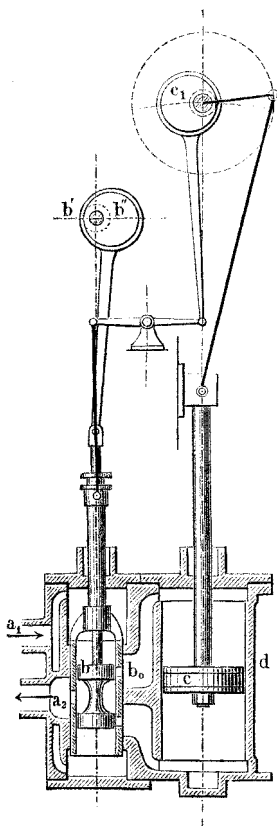


*) S. Engineering 1882, April, S. 281. — **) Ebendasselbst S. 398.

einfache Lösung der Aufgabe, wiederum nach Grundfall b. Der Steller b' tritt mit Gewinde bei G in die Achse des Wurmrades c' ein, welches von der Dampfmaschine umgetrieben wird. Hat eine Verstellung von b' den Stellschieber b verschoben und damit den Gang der Dampfmaschine eingeleitet, so treibt die Mutter in c' die Stellschraube schiebend in die Anfrangslage zurück, mit ihr den Schieber b .

Der zweite Weg, die Drehwerkstellsteuerung zu bilden, ist ungleich seltener betreten worden, als der erste. Er führt zum Ziel, wenn man den Stellschieber in geeigneter Weise hin- und herschiebt, ohne das Wesen der Stellsteuerung aufzugeben, und leitet zu Steuerungen, welche gestatten, beliebig viele Hin- und Herschübe, bezw. Kurbdrehungen einerlei Sinnes aufeinander folgen zu lassen.

Fig. 1042.



6. Beispiel. Fig. 1042. Stellsteuerung von Hastie*). Zu Grunde liegt hier Fall a Fig. 1035. Der bewegliche Schieberspiegel b_0 wird vom Kolben c nach wie vor unter entsprechender Hubverkleinerung geführt, und zwar, da das Exzenter c_1 in der Richtung der Hauptkurbel steht, immer im selben Sinne wie der Kolben c . Der Steller b' , welcher den Stellschieber b führt, wird nun ebenfalls durch eine Kurbel (Exzenter) b' , von demselben Arm wie c_1 bewegt, und zwar mittelst eines Handrades. Die Folge ist, dass beim Drehen des Handrades Stellsteuerung regelmässig stattfindet. Damit dies auch so geschehe, dass die Todpunkte überschritten werden, ist die ganze Maschine wieder als Zwillingmaschine ausgeführt. Die Drehungen der Kurbelachse können nun in unbegrenzter Zahl aufeinander folgen; das Ganze ist also eine echte Drehstellsteuerung, wie die älteste aus dem 1. Beispiel, S. 961. — Es ist nicht schwer, in ähnlicher Weise auch unter Zugrundelegung des Falles b, Fig. 1035, eine Drehstellsteuerung herzustellen. Ob dies schon geschehen, ist mir nicht bekannt.

Die Stellsteuerungen für Drehmaschinen sind am meisten für Stellruderbetrieb, ausserdem auch bei den gewaltigen neueren

*) Vergl. Rittershaus im Civil-Ingenieur a. a. O.

Schiffsmaschinen zum Stellen der Schleifbogensteuerungen in Anwendung. Es gibt noch mancherlei Fälle, wo sie sich vortheilhaft benutzen lassen. Sie folgen dem Steller *U'* auch fügsam in der Geschwindigkeit, ohne dass man nöthig hätte, die Dampfklappe zu verstellen. Sparsame Verwendung des Dampfes wird hier, der Einfachheit zuliebe, nicht verlangt.

D. Messungslaufwerke und -Hemmwerke.

§. 331.

Laufwerke zum Messen von Flüssigkeitsmengen.

Bei der Besprechung der Druckorganlaufwerke wurde von mehreren derselben nebenbei bemerkt, dass sie auch zum Messen von Flüssigkeitsmengen dienen. Hier ist etwas näher darauf einzugehen. Erwähntes Messen läuft im Grunde auf Messen von Rauminhalten hinaus (vergl. S. 914), womit die bezüglichen Vorrichtungen in ein klares Verhältniss zu den Uhren treten, auch verständlich wird, dass manche Flüssigkeitsmesser mit einem gewissen Recht Uhren genannt werden. Wenn die zu messende Flüssigkeit tropfbar und zugleich homogen ist, so stehen Menge und Räume (Rauminhalt) in einfachem Verhältniss; bei unhomogenen tropfbaren, sowie bei gasförmigen Flüssigkeiten bedarf es aber noch der Kenntniss der Dichtigkeit, um aus der gemessenen Räume die Menge zu ermitteln; soll die Dichtigkeit durch den Messer selbst in seiner Zählung mit ausgedrückt werden, so erschwert dies die Aufgabe mitunter beträchtlich.

Tropfbare Flüssigkeiten werden nicht selten durch Laufwerke gemessen, doch ist die Auswahl ziemlich eng begrenzt. Unter den offenen Rädern mit Schwerkraftbetrieb eignet sich wesentlich nur das Zellenrad, Fig. 957 *d*, und auch dieses nur, wenn die Flüssigkeit unter ganz geringem Ueberdruck Zutritt. Wird dann die Flüssigkeit unterhalb der waagerechten Achsenebene langsam zugeführt, so dass Beschleunigungen des Rades vermieden werden, so fällt die fortschreitende Drehung des Rades proportional der Räume der durchgeleiteten Flüssigkeit aus.

1. *Beispiel.* Ein solches Zellenrad ist die Messstrommel in dem Siemens'schen Spritmesser*). Sie ist dreizellig und innenschlächting. Da bei der Spritmessung der Dichtigkeitsgrad ungemein wichtig ist, hat Siemens dem Messer eine höchst sinnreiche Nebeneinrichtung mit einem Schwimmer gegeben, welche das Vorrücken des Zählwerkes der Grädigkeit des durchgehenden Gemenges anpasst.

Will man tropfbare Flüssigkeiten von hohem Druck mit einem solchen Zellenrade messen, so ist dasselbe mit einer Hülle zu umgeben, in welcher man eine entsprechend hohe Pressung einer gasförmigen Nebenflüssigkeit zu unterhalten hat, was meist zu unbequem ist. Dagegen eignen sich für diesen Fall unter den Laufwerken mit Schwerkraftbetrieb noch die Kapselräderwerke (S. 882 und S. 889) als Messwerke und werden auch hier und da dazu angewandt**), da sie einen ziemlich sicheren Verschluss an den Gleitflächen gestatten. Weit mehr sind aber die Laufwerke, in welchen das Druckorgan durch seine lebendige Kraft wirkt (§. 315), für den vorliegenden Zweck in Benutzung; man hat sowohl Schaufelräder, als namentlich Reaktionsräder zu Messern ausgebildet.

2. *Beispiel.* Ungemein verbreitet ist der Siemens'sche Wassermesser***), dessen Messrad eine Reaktionsturbine oder Strahltriebwerk ist (vergl.

*) Siehe Z. D. Ing. 1874, S. 108, sodann: Vorläufige Bestimmungen zur Ausführung der Reichsgesetze, betreffend die Besteuerung des Branntweins etc., Berlin 1887, wo die neuesten Formen des Messers dargestellt sind. Von dem Messer mit selbstthätigem Alkoholermittler waren 1887 mehr als 4500 Stück in Anwendung, davon 3500 in Russland (seit 1872), 300 in Schweden (seit 1882), 500 in Deutschland (seit 1887). Dreimonatliche vergleichende Versuche in Schweden 1883 ergaben bei sorgfältigster Handmessung und aräometrischer Alkoholbestimmung einer gegebenen Menge von 50 prozentigem Spirit die Alkoholmenge zu 15 365 931 Litern; die Messung derselben Flüssigkeit, unabhängig auf 216 Stück Messern vorgenommen, ergab die Alkoholmenge zu 15 450 775 Litern, d. i. $\frac{1}{2}$ Proz. mehr, als die Beamten mit Handmessung ermittelt hatten, ein Beweis, wie genau bei guter Herstellung ein Zellenradmesser wirken kann.

**) Siehe z. B. Schweizerische Bauzeitung 1883 März, S. 81 ff. den sog. Crown-Wassermesser. Auch der Payton'sche Wassermesser, siehe S. 882, ist hier anzuführen, obwohl seine Verbreitung nicht über engere Grenzen hinausgegangen ist.

***) Die ältere Bauart mit Seguer'schem Rad (Fig. 962 a) s. Z. D. Ing. 1857, S. 164. Bei der neueren Bauart ist das Messrad eine aussenschlächtinge Vollturbine mit Leitrad (Fig. 963 d). Bis Ende 1886 sind aus der Fabrik von Siemens & Halske zu Berlin 88 500 Wassermesser hervorgegangen; in England waren deren aus dem Geschäft von Siemens brothers über 130 000 Stück älterer und neuerer Bauart dem Betrieb übergeben worden. In Berlin waren im Januar 1887 19 225 Stück im Betrieb. Vergl. Grahn's Statistik der Wasserversorgung, Bd. I.

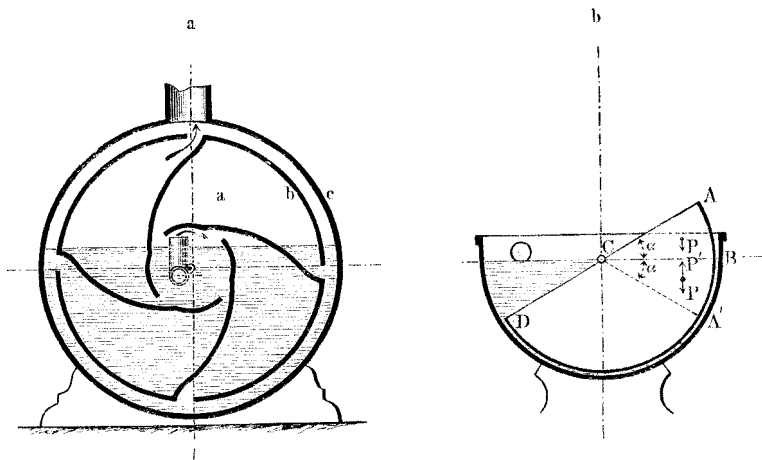
S. 885). Er misst mit einer Annäherung, welche den Messungsfehler innerhalb 2 Proz. plus oder minus einschliesst.

Eine andere Turbine zum Wassermessen ist der Woltmann'sche Flügel (vergl. S. 885), welcher bei Messung offenrinnender Gewässer recht genaue Ergebnisse liefert.

Gasförmige Flüssigkeiten lassen sich, wenn von geringer und nahezu unveränderlicher Dichtigkeit, recht gut mit Wasserradartigen Laufwerken messen, vor allem wieder mit dem Zellenrad. Wenn in den vorhin erwähnten Fällen die Nebenflüssigkeit, welche die nicht von der zu messenden Flüssigkeit gefüllten Räume zu füllen hatte, eine Gasart, z. B. Luft, war, ist hier das Umgekehrte der Fall: die zu messende Flüssigkeit ist gasartig, die Nebenflüssigkeit tropfbar.

3. *Beispiel.* Hierher gehört die trefflich bewährte, in vielen Hunderttausenden von Ausführungen verbreitete gewöhnliche Gasuhr von Clegg und Crosley, Fig. 1043 a. Ihre Messtrommel ist ein innesschlächtiges Zellenrad mit vier Zellen, welches durch den Auftrieb des eingeleiteten Leuchtgases

Fig. 1043.



getrieben wird. Die Einführung des Gases muss oberhalb der waagerechten Achsebene stattfinden. Als Nebenflüssigkeit, hier Sperrflüssigkeit genannt, dient Wasser, oder, wo Einfrieren zu besorgen ist, Glycerin. Nimmt durch Verdunstung oder Mitreissung die Menge der Sperrflüssigkeit ab, so geht bei jeder Trommeldrehung mehr Gas durch als vorher. Man wendet deshalb bekanntlich einen Sicherheitsschwimmer an, welcher bei zu starkem Sinken des Flüssigkeitsspiegels den Gaszufluss absperrt. Für sehr genaue Messungen fügt man der Gasuhr den Sanders'schen Schwimmer zu, Fig. 1043 b,

welcher den Flüssigkeitsspiegel so lange unverändert erhält, als sein Becken noch Vorrath hat).*

Der vorliegende Messer ist bisher meines Wissens nur für ganz schwach gespannte Gase angewandt worden. Er lässt sich indessen auch für beliebig hoch gespannte Gase, wie z. B. für Pressluft zum Maschinenbetrieb, benutzen, wenn man nur das äussere Gehäuse stark genug baut. Dies hat man, soviel ich weiss, bisher übersehen. In Birmingham bei der in Betrieb gekommenen Druckluftanlage hat man auf meinen Vorschlag von dieser Möglichkeit Gebrauch gemacht, und zwar unter Benutzung der Bauart der „trocknen“ Gasmesser, s. S. 970.

Die Anemometer, welche man vorwiegend zur Messung von Luftmengen gebraucht, gehören in der Regel denjenigen Laufwerken an, welche durch lebendige Kraft des Druckorganes getrieben werden (§. 315). Sie sind meist Schraubenturbinen oder Ausschnitte aus solchen. Immer bedarf es bei ihnen einer besonderen Berücksichtigung der Spannung der durchgeleiteten Gasart, um zu der zu ermittelnden Menge zu gelangen, da die Vorrichtung selbst unmittelbar nur Raum misst**).

*) Der um die Achse C spielende Schwimmer ist halbcylindrisch gestaltet und soll so gefertigt sein, dass die Schwerpunkte aller seiner Sektoren gerade so liegen, als wäre der hohle Blechkörper homogen. Taucht dann der Schwimmer mit einem Sektor ACB vom Winkel α aus, so wird der Auftrieb des Sektors $A'CD$ vom Winkel $180 - 2\alpha$ durch die Achse aufgenommen; an Auftrieb bleibt noch wirksam der Antheil P' für den Sektor $A'CB$. Abwärts treiben die beiden Gewichte P der gleichen Sektoren ACB und $A'CB$, in deren Schwerpunkten angreifend, ebenso wie P' . Für das Gleichgewicht muss also, wenn es bei jeder beliebigen Grösse von α eintreten soll, $P' = 2P$ sein, d. h. das spezifische Gewicht des homogen gedachten Schwimmers muss halb so gross sein, als dasjenige der Flüssigkeit im Schwimmtroge, also $= \frac{1}{2}$, wenn diese Wasser, und $= 0,63$, wenn sie Glycerin ist.

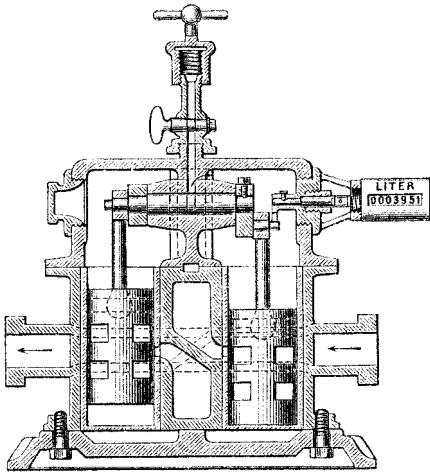
**) So gut wie hier Raummessung durch Laufwerke auszuführen ist, kann auch Zeitmessung durch Laufwerke stattfinden. In der That waren auch die ältesten Uhren, die antiken Wasseruhren (Klepsyden) und Sanduhren, Laufwerke. Im Mittelalter kamen die Hemmwerkuhren auf (vergl. S. 675). Man hat aber öfter, auch neuerdings wieder, versucht, Laufwerkuhren zu bauen. Ein Beispiel liefert die Anwendung des konischen Pendels als Regler für Zeitmesswerke (vergl. z. B. Redtenbacher, Bewegungsmaschinen, Heidelberg 1861, S. 34, Taf. 79; auch Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre I, Braunschweig 1862, S. 64). Die Aufgabe ist schwierig, weil man unternimmt, ein Laufwerk zu zwingen, erstens gleichförmig und zweitens mit einer gewissen Schnelle zu laufen. Hier sind auch zu nennen die Treibwerke für Sternwarteninstrumente, bei welchen mit Vorzug die Reibung, beeinflusst durch Fliehkraft kreisender Massen, zur Regelung des

§. 332.

Hemmwerke zum Messen von Flüssigkeitsmengen.

Den Laufwerken für Flüssigkeitsmessung wohnen gewisse Mängel insofern bei, als bei ganz schwachen Zuflüssen die Reibungen der Zapfen, bei Kapselräderwerken auch der übrigen Gleitflächen und die Undichtigkeiten der letzteren die Messungen ungenau ausfallen lassen. Man hat sich deshalb bestrebt, Gefässe mit Kolben zur Aufnahme und Weiterschaffung der zu messenden Flüssigkeit zu benutzen und ist dadurch nothwendig zur Anwendung von Hemmwerken gelangt. Solche haben u. a. eine

Fig. 1044.



recht beträchtliche Verbreitung als Wassermesser gefunden. Einige Beispiele seien angeführt.

1. *Beispiel.* Ein sehr viel benutzter Kolbenwassermesser ist der *Kennedy'sche* *). Das zu messende Wasser treibt bei ihm einen Scheibenkolben durch dessen meist stehenden Cylinder; die Steuerung (mit Vierweghahn) geschieht mittelst eines Kippspannwerkes, wesentlich so wie bei der Wassersäulenmaschine von Bédidor, §. 325.

2. *Beispiel.* *Jopling's Wassermesser* **) ist ein Kolbenhemmwerk zweiter Ord-

Laufs verwerthet wird. Als weniger genaue, indessen immerhin brauchbare Lösungen sind die Windflügel der Uhrenschlagwerke und vieler sogenannter Registrirapparate hier zu nennen, aber auch die sehr befriedigend wirkenden Windflügel an Telegraphenlaufwerken, namentlich den für den Lewis'schen Telegraphen. Keinesfalls gestatten die Laufwerke indessen eine so genaue dauernde Regelung ihres Ganges, wie die Hemmwerke, weshalb denn diese auch für die Zeitmessung in der bekannten Weise überwiegend Verwendung finden.

*) Gute Darstellung in der *Revue industrielle* 1881, S. 205.

**) *Z. D. Ing.* 1857, S. 164, siehe auch: *Maschinenbauer*, Bd. XVI (1881), S. 324 und *Technologiste*, Tome 42 (1882), p. 95.

nung. Es hat zwei parallel gelegte Cylinder, deren doppeltwirkende oder Scheibenkolben unmittelbar die Schieber, jeder den des Nachbars, durch Vorstösse versetzen, wenn sie sich dem Hubende nähern.

3. Beispiel. Der Schmid'sche Wassermesser, in Fig. 1044 (a. v. S.) in einem Schnitt dargestellt, hat zwei einfachwirkende Kolben, welche jeder den Schieber zum benachbarten Hemmwerk unmittelbar an sich tragen. Die Wirkung findet wegen Einschlebung des Kurbelgetriebes in dritter Ordnung statt.

Für gasförmige Körper benutzt man ebenfalls Messungshemmwerke. Eine recht grosse Verbreitung haben solche als sogenannte trockene Gasuhren für Leuchtgas gefunden. Manche ziehen diese der oben beschriebenen nassen Gasuhr vor, weil dieselben die kleinen Umständlichkeiten bezüglich der Sperrflüssigkeit nicht an sich tragen. Um Flächenreibungen auszuweichen, welche bei der Natur des Leuchtgases unzutraglich werden könnten, verwendet man durchgehends nicht gleitende, sondern Membrankolben (S. 870), also Blasebülge, welche haltbar herzustellen nach vielen missglückten Ausführungen gegen 1867 gelang.

4. Beispiel. Als recht gut wird die Glover'sche trockene Gasuhr) angesehen. Sie ist ein Hemmwerk zweiter Ordnung, mit dem eingeschobenen Kurbelgetriebe, welches die beiden Schieber und das Zählwerk treibt, in dritter Ordnung arbeitend. Der Stoff zu den Bülgen ist Leinwand, welche nach Schülke's Verfahren durch Niederschlagung von gerbsaurem Leim gasdicht gemacht ist.*

§. 333.

Technologische Verwendungen der Druckorgane.

Die Verwendungen der Druckorgane zu technologischen Zwecken können hier, als nicht in unsere Hauptaufgabe fallend, nur nebenbei, und auch nur so weit Erwähnung erfahren, als sie in oder mit Hilfe von Maschinen vor sich gehen. Aehnlich sind wir auch oben, §. 263, bezüglich der Zugorgane verfahren. Immerhin wird auch ein nur kurzer Ueberblick für das Verständniss unseres Gegenstandes von einem gewissen Werth sein.

Die technologischen Aufgaben der Druckorgane sind solche, bei welchen eine Formung, Umformung, eine Gestaltung, wie wir sagen wollen, bezweckt wird, sei es eine Gestaltung eines Druckorganes selbst, sei es die eines anderen Körpers durch Einwirkung eines Druckorganes. Die „Gestaltung“ bildet die vierte Weise der Verwendung der Druckorgane in der

*) Die Genauigkeit der Messung kann bei den trockenen Gasuhren nicht grösser genannt werden, als bei den nassen.

Maschine, einer Weise, welche zu den drei in §. 309 angeführten, die Wirkung innerhalb der Maschine betreffenden, noch hinzutritt. In den Formen:

Leitung, Haltung, Treibung und Gestaltung,

wie ich die vier Wirkungsweisen genannt habe, bewegt sich überhaupt die machinale Wirksamkeit aller baulichen Maschinenelemente; die vierte Weise ist das Gebiet der Technologie.

Um die hier in Rede stehenden Verwendungen der Druckorgane einigermaßen übersichtlich darstellen zu können, ordnen wir sie in die fünf Gruppen: Ausfüllen der Leitung, Ausfließen aus derselben, inneres Fließen, Wirken durch den Strahl und Einhüllen, bezw. Ueberziehen.

a) Ausfüllen der Leitung.

1) Die Eigenschaft der Druckorgane, je vollkommener sie flüssig sind, um so genauer ihre Leitungen auszufüllen, kommt im Giessereiwesen zur Anwendung. Metalle, aus welchen Gegenstände von bestimmter Gestalt hergestellt werden sollen, werden durch Erhitzung in den Zustand leichtflüssiger Druckorgane versetzt und dann in die vorbereiteten Hohlformen eingeleitet. Ebenso wird mit Wachs, Talg, Stearin, Paraffin u. s. w. bei der Kerzenfabrikation und Aehnlichem verfahren. Durch Abkühlung kehrt das gestaltete Druckorgan wieder in den früheren festen Zustand zurück. Gips, Zement, Magnesia und ähnliche Stoffe werden in wässriger Anwendung in die Gussformen eingeleitet, in welchen sie später Wasser und Kohlensäure binden und dadurch erhärten; andere Lösungsmittel dienen bei anderen Stoffen dem angegebenen Zweck.

2) Flüssiges Glas wird in der Presse zum Füllen der Leitung gewungen, auch in offener Leitung durch Walzendruck zum Sieb gestaltet (Trélat's Lüftungsscheiben).

3) Wo völlige Flüssigmachung nicht angeht, wird unter Umständen Erweichung durch Erhitzung vorgenommen, so bei der Haswell'schen Schmiedepresse, der Arbel'schen Wagenradfabrikation u. s. w. Dem natürlichen Druck, welcher in den Fällen unter (1) meistens ausreichte, wird dabei wegen der grossen Strengflüssigkeit des Werkstoffes durch mächtigen Kolbendruck nachgeholfen.

4) Blei ist so weich, dass es sich durch Kolbendruck in mancherlei Gestalt bringen lässt, so in den, so vielfältig in den Arsenalen benutzten Geschosspressen; als Rohstücke dienen Röhren, siehe bei b, 5).

5) Das erwähnte Mittel der Abkühlung des in Hohlformen eingeleiteten Druckorgans wird bei den Eismaschinen dazu benutzt, Eis in Form von Platten, Stäben oder Blöcken zu gestalten.

6) Legirungen aus Kupfer, Zinn, Zink u. s. w., ferner Edelmetalle werden auf den Prägepressen oder Prägstöcken, auch auf Fallwerken als Druckorgane behandelt und in Mutterformen getrieben, wobei sie diese aufs feinste ausfüllen. Auf gewaltigen sogenannten Wurfpressen werden sogar Schmiedeeisen- und Stahlblöcke nach vorhergehender Erwärmung geprägt. Unter dem Fallhammer werden vorgeformte, erhitzte Schmiedestücke in Stahlformen fertig gestaltet. Bleche werden kalt geprägt.

7) Auch Draht, sonst ein Zugorgan, wird mitunter als Druckorgan behandelt, indem man Abschnitte desselben in entsprechend gehöhlte Formen hineinpresst, welche sie sodann, Flüssigkeitsströmchen völlig ähnlich, und den Krümmungen nachgehend, ausfüllen. So in den vorzüglichen Maschi-

nen zur Herstellung von Haken und Oesen, sowie Drahtketten von William Prym in Stolberg, von Treibketten für Wanduhren von Furtwängler in Triberg u. A. Aehnlich arbeitet die Hoff & Vogt'sche Drahtspiralmaschine*), welche mittelst Treibwälzchen den Draht durch einen ganz kurzen Abschnitt einer schraubenförmigen Höhlung drückt, aus welcher derselbe sodann schraubenförmig gewunden hervorgeht.

8) Auf der Formpresse, mit Hebelwerk oder mit hydraulischer Pressung, werden aus halbtrockenem Thonmehl Ziegelsteine, Thonfliesen (Mettlach) und Aehnliches durch Eindrücken in eiserne Hohlformen gestaltet. Torf- und Braunkohlenziegel, Darrsteine werden auf ähnliche Weise geformt, desgleichen Schokoladetäfelchen aus vorgearbeitetem Kakaopulver so hergestellt.

9) Sogenanntes künstliches Holz wird aus Sägemehl und zugehörigen Beimengungen durch Einpressen in Hohlformen mittelst Kolbendrucks zu dichter, fester Masse gestaltet.

10) Papiermasse, sog. Papiermaché, wird in teigigem Zustand in Hohlformen gebracht und durch Kolbendruck fest eingepresst.

11) In der mechanischen Formerei, d. i. bei der Herstellung von Gussformen aus Formsand mittelst Maschinen, wird der halbfeuchte Sand, ein körneriges Druckorgan, im Formkasten fest an das eingebettete Modell gepresst. Hier findet also Druckorganleitung zweimal Anwendung, zuerst beim Formen, dann beim Giessen.

12) Die Packpressen für allerlei pulverförmige Waaren, sodann auch die für faserige Massen, welche als Druckorgane behandelt werden können, wie Heu, Stroh, Baumwolle, Chinagrass, Wolle u. s. w. verdichten unter oft mächtigem Druck das Pressgut durch Füllung der Leitung desselben.

b) Ausfliessen aus der Leitung, Strahlbildung.

Wenn Druckorgan in eine Leitung eingeschlossen ist und durch geeigneten Druck an einer, mit einem Mundstück ausgerüsteten Stelle zum Ausfliessen gebracht wird, so nimmt der ausfliessende Strahl den durch das Mundstück vorgeschriebenen Querschnitt an. Diese Strahlbildung wird sowohl bei leichtflüssigem, als bei schwerflüssigem, teigigem, weichem bis beträchtlich hartem Druckorgan zum Gestalten von Körpern benutzt.

1) In den Thonpressen von Schlyckeisen und Anderen werden Ziegel, Drainröhren, Dachsteine u. s. w. durch Strahlbildung hergestellt, dabei der austretende Strang mittelst des Schneidrahtes in regelmässige Abschnitte zerlegt. Häufig wird der Thonmasse der für das Ausströmen erforderliche Druck durch Schraubenflügel, d. i. eine Schraubenpumpe, ertheilt.

2) In den Nudelpressen wird fein angemachter Teig mittelst Kolbendrucks durch eine waagrecht liegende Mundstückplatte mit sternförmigen, ringförmigen und anderen Oeffnungen nach unten getrieben, dabei die austretenden Teigstrahlen entweder in Blättchen- oder in Stäbchenform durch ein Schneidzeug abgeschnitten, worauf Trocknung behufs Festhaltung der gegebenen Gestalt stattfindet.

3) Nach De Chardonne's Verfahren wird sogenannte künstliche Seide aus Nitrozellulose durch Strahlbildung hergestellt. Das Ausfliessen der mit

*) Diese Fabrikanten haben jetzt getrennte Geschäfte, Herr Hoff Brandenburgerstrasse 25, Herr Vogt Neuenburgerstrasse 12, Berlin.

Eisen- oder Zinnchlorid zusammen in Alkohol gelösten Masse, welche nahezu wässrig flüssig ist, findet unter natürlichem Druck einiger Zentimeter Flüssigkeitssäule durch ein Mundstück aus Glas oder Platin von 0,1 bis 0,2 mm Bohrung und haarfeinen Rändern statt. Erhärtung erfolgt in angesäuertem Wasser, in welches der Strahl hineintritt, um alsbald als Faden der Aufwicklungsvorrichtung zugeführt zu werden.

4) Auf der Papiermaschine wird das mit Wasser ganz leichtflüssig gemachte Papierzeug in einem dünnen, flachen Strahl waagrecht unter natürlichem Druck ausfliessen gelassen, danach zuerst durch Absaugen entwässert und darauf durch Trocknung fest gemacht und durch Glättung fertig gestaltet.

5) Bleirohre werden auf der Bleirohrpresse ebenfalls durch Strahlbildung gestaltet. Die meistens leicht angewärmte Masse wird durch Kolbendruck einem Springstrahl gleich nach oben durch das Mundstück getrieben.

6) Guttapertscha wird als Umhüllung den Telegraphen- und anderen elektrischen Leitungsdrähten durch Strahlbildung umgelegt.

7) Die gewöhnliche Lochpresse, Lochstempelpresse, Lochmaschine, Durchstossmaschine, mittelst welcher Nieflöcher in Bleche gestossen werden, wirkt unter Strahlbildung, wie zuerst die berühmten Versuche von Tresca gezeigt, nämlich nachgewiesen haben, dass dabei ein wirkliches Fliessen der Metallmasse stattfindet.

8) Von der sogenannten Ziehpresse zum Herstellen von Gefässen, Dosen, Becken, auch Gewehrkartuschen u. s. w. kann man ebenfalls sagen, dass sie durch Strahlbildung wirkt; bei ihr ist ein Theil des Mundstückes gegen den anderen beweglich. Die sehr kräftigen grossen Ziehpressen von Erdmann Kircheis in Aue, sowie die der Oberhagener Maschinenfabrik wirken mittelst Kurbel- und Kurvenschubgetriebes, die ausgezeichneten Metallpressen von Lorenz in Karlsruhe mittelst hydraulischen Druckes. Besonders ausgebildet ist die Ziehpressenarbeit in den Vereinigten Staaten*).

9) Die Ziehbank für Drähte sowohl als für dicke Stäbe wirkt eigentlich auch durch Strahlbildung, bei welcher das Zieheisen das Mundstück abgibt. Indem aber der Draht, wie wir bei a, 7) sahen, sowohl als Zug- wie als Druckorgan behandelt werden kann, wird der austretende Strahl hier durch Zug gefasst und mit entsprechender Kraft fortgeführt. Auf der Ziehbank gibt man auch Messingröhren einen sternförmigen Querschnitt, oder eine gerippte, ja eine seilähnliche, d. i. schraubenförmige Gestalt.

10) Eine Art von Strahlbildung findet auch beim Schrotgiessen statt, indem die arsenige Bleimasse, aus welcher die Körner hergestellt werden sollen, unter Verlangsamung des Auslaufens (mittelst Bleikrätze) durch ein

*) Vergl. hierzu die Vorlesung von Oberlin Smyth im Franklin-Institut vom Januar 1886 „Ueber das Fliessen von Metallen beim Ziehprozess“ (Journ. of the Franklin Institute 1886, Nov. 1). Die amerikanischen Ziehpressen sind vorzugsweise für einzelne schnelle Arbeit gebaut, unsere dagegen mehr für alle Fälle, dafür mit Nebenvorrichtungen für einzelne Vorkommnisse ausgerüstet. Der Redner bemerkt hierzu: „In diesem besonderen Punkte könnten wir wohl den Deutschen nachahmen, indem sie hier vielleicht zu einer grösseren Geschicklichkeit als wir deshalb gelangt sind, weil sie das Gewerbe schon weit länger betreiben.“ Wir dürfen das Kompliment erwidern und umgekehrt uns wegen der anderen Hälfte die Amerikaner zum Muster nehmen.

Sieb abgelassen wird, wobei die Strahlen sich in längliche Tröpfchen theilen, die sich während des Fallens zu Kügelchen runden.

11) In der Gasbeleuchtungstechnik verleiht man mittelst geeigneter Formung des Mundstückes (Brenners) dem austretenden Gasstrahl einen runden, flachen, ringförmigen etc. Querschnitt. In dem bekannten Zweilochbrenner treffen zwei runde Strahlen schräg aufeinander und platten sich gegenseitig ab.

c) Inneres Fliessen.

Es gibt eine Menge Druckorgane, welche ungleichartig zusammengesetzt sind, z. B. aus körnerigen und flüssigen Stoffen, oder aus flüssigen Stoffen von verschiedenem Verhalten, oder aus zwar ähnlich gearteten, aber spezifisch ungleich schweren Stofftheilen bestehen u. s. w. Technologisch wird bei solchen häufig die Aufgabe gestellt, eine Trennung der Theile zu bewirken, Flüssiges von Festem, Grosses von Kleinem, Leichtes von Schwerem zu scheiden, abzusondern. Im allgemeinen kann dies nicht anders geschehen, als dass ein inneres Fliessen in der Druckorganmasse herbeigeführt wird. Vorzugsweise geschieht dies unter künstlichem, hohem Druck, nicht selten aber auch unter dem natürlichen Schwerkraftdruck des Werkstoffes, in anderen Fällen auch unter hin- und hergehender Querbewegung, Rüttelung, d. i. unter Wirksammachung lebendiger Kraft; solche wird auch durch Ertheilung grosser Drehschnelle an den Werkstoff wirksam und nutzbar gemacht. Folgende Betriebe geben Beispiele.

1) Pressen zum Austreiben von tropfbaren Flüssigkeiten, wie die Kelter, die Oelsamenpresse, die Oelkuchenpresse, die Olivenpresse, die Stearin-, die Rübenschnitzel-, die Hefenpresse u. s. w., bewirken inneres Fliessen in der gepressten Masse und trennen dadurch die flüssigen von den festen Bestandtheilen des Pressguts.

2) Filterpressen dienen zum Trennen flüssiger von schlammigen Massen, welche zu diesem Behuf zum Fliessen durch feine und feinere Kanälchen durch hohen Druck gezwungen werden, wobei die schlammigen Bestandtheile in den Kanälen stehen bleiben. Die Filterpressen kommen in Farben-, Stearin-, Hefen-, Stärke- und Zuckerfabriken, auch in Steingutfabriken zur Anwendung.

3) Mittelst Leitung unter natürlichem Druck geschieht die Aufbereitung von Wasser in Klärbecken, Sickergruben und Filtern, dann aber auch in besonderen Aufbereitungsvorrichtungen, z. B. derjenigen von G. Niemax in Köln (D. R.-P. 38 032), in welcher das Wasser je nach der gestellten Aufgabe härter oder weicher gemacht wird*).

4) Die Aufbereitungsmaschinen der Gruben und der Hüttenwerke bewirken die Scheidung zusammengesetzter Druckorgane durch inneres Fliessen in überaus mannigfacher Weise und in den sinreichsten und durchdachtesten Verwerthungen der hydraulischen Gesetze**).

5) Siebmaschinen, welche sowohl bei der eben erwähnten Aufbereitung, als auch bei mannigfachen anderen Betrieben angewandt werden, bewirken Sonderung nach der Korngrösse unter Ertheilung lebendiger Kraft an den Werkstoff durch Rütteln oder Stürzen desselben. Ein Sieb kann als ein

*) Siehe Z. D. Ingenieure 1888, April, S. 377.

***) Die Aufbereitung von Mineralien mittelst Luftstroms gewinnt mehr und mehr an Ausdehnung, vergl. z. B. Z. D. Ing. 1888, April, S. 381.

Gesperre angesehen werden, welches nur Sperrkörper von gewisser Kleinheit durchlässt.

6) Die Zentrifuge, Schleudertrommel oder Schleuder ertheilt dem Werkstoff durch Drehung lebendige Kraft von solcher Grösse, dass zunächst inneres Fliessen, dann Ausfliessen vor sich geht, so in den Trocknungsschleudern für Wäsche, Garn und Anderes.

7) Mit Schleudertrommeln sondert man auch Flüssigkeitsgemenge nach den verschiedenen darin vertretenen Stufen des spezifischen Gewichtes, neuerdings u. a. erfolgreich in der Milchwirthschaft*).

8) Beim Bessemern wird durch die tropfbar flüssige, geschmolzene Eisenmasse ein gasförmiges Druckorgan, die Luft, unter hohem Gebläse-Druck hindurchgetrieben; dadurch wird ein heftiges inneres Fliessen und die Umsetzung und Austreibung eines Theiles des dem Eisen beigemengten Kohlenstoffes bewirkt.

d) Strahlwirkung.

In einen Flüssigkeitsstrahl kann eine beträchtliche Menge lebendiger Kraft verlegt werden. Dies wird mehrfach, obwohl nicht in besonders zahlreichen Ausführungsformen, zur Gestaltung benutzt. Einige Beispiele seien angeführt.

1) Das Strahlrohr dient bei der Waschgold-, überhaupt der Wascherzgewinnung mit ausgezeichnetem Erfolge als Abbauer. Mächtige Schwemmgebirgsschichten werden in Kalifornien durch Spülung mittelst des Wasserstrahls aus einem, selbst recht festen Zustand in den einer fließenden Trübe verwandelt**).

2) Tilghman's Sandstrahlgebläse hält durch einen Windstrom, den ein Fachrad erzeugt, Sandkörner, zu einem Strahl zusammengefasst, in Bewegung. Mittelst dieses Sandstrahles werden Glaskörper matt gemacht (oft unter Aussparung blank zu haltender Flächentheile durch Deckung derselben), Metallflächen gekörnt, auch geraut, Feilen nachgearbeitet, Eisen-gussstücke „geputzt“, d. i. vom anhaftenden Formsand befreit u. s. w.***).

3) In Getreidereinigungsmaschinen werden die Körner durch Schleuderung gegen Reibflächen geworfen und dadurch von Staub, Schalen und Spitzen befreit; auch diese Bearbeitungsweise kann zur Verwerthung der Strahlwirkung gerechnet werden.

4) In der Dampfpeife wird durch einen rohrförmigen Dampfstrahl die Glocke in raschfolgende zeitenweise Gestaltänderungen, und dadurch in tönende Schwingungen versetzt.

*) Lefélt in Schöningen, de Laval in Stockholm haben namentlich der Schleudertrommel hier Eingang verschafft. In Schleswig-Holstein waren Anfangs dieses Jahres (1888) 278 Milchscheider (mit entbehrlichem Fremdwort Separatoren genannt) mit Dampftrieb, drei mit Turbinen- und 21 mit Handtrieb aufgestellt, dazu 227 dänische Milchschleudern der Burmeister- und Wain'schen Bauart.

***) Man kann nahe dem Mundstück in den Strahl ungefährdet den Finger hineinhalten, während derselbe 10 bis 15 m weiter Felsblöcke von Kubikmetergrösse umstürzt. Vergl. Appleton's Cyclopaedia of applied mechanics, New-York 1880, II, S. 434. Die Austrittsgeschwindigkeiten der Strahlen gehen, je nach dem verfügbaren Gefälle, von 25 bis nahe 60 m.

****) Vorzügliche Sandstrahlgebläse liefert die Maschinenfabrik von Alfred Gutmann in Ottensen bei Hamburg.

5) In den Zungenpfeifen der Orgeln und Zungenstimmen anderer Instrumente wird eine metallene Zunge oder Klinge durch einen Luftstrahl in tönende Schwingungen versetzt.

6) In dem vermittelst der „Syrene“ wirkenden Nebelhorn wird einer Luftsäule durch schnell aufeinander folgende Dampfstrahlstöße eine schrilltönende Bewegung ertheilt.

7) In der einfachen Orgelpfeife wird eine Luftsäule durch einen Luftstrahl in tönende Schwingungen versetzt. Die Kirchenorgel ist vielleicht das älteste Druckorganhemmwerk. Ausgelöst wird es, den musikalischen Zwecken entsprechend, durch die spielende Hand. In modernen Ausführungen wirkt die Kirchenorgel in fünfter Ordnung, nämlich durch: ein Wassersäulenmaschinchen (Hemmwerk, Hubmaschine), die Blasebälge (Schaltwerke) und deren Regulator (Haltung), Register (Hemmwerk) und Kanzellen nebst Ventilmechanik (Hemmwerk). Bei einer Orgel mit zehnkantigem Manual sind 120 Hemmwerke, jedes bei n Registern auf n verschiedene Pfeifengattungen einwirkend, nebeneinander geordnet. — Abarten der Orgel sind die Drehorgeln und ähnliche mechanische Musikwerke, bei welchen die Lösung und Schliessung der Hemmwerke durch mechanische Vorrichtungen bewirkt wird.

e) Einhüllen und Ueberziehen.

Als Gegenstück zu der Einschliessung eines Druckorgans in ein Gefäss, eine Leitung, ist die Umschliessung eines Körpers durch ein Druckorgan anzusehen. Diese wird erreicht, wenn ein Körper in ein flüssiges Druckorgan eingetaucht, darin getränkt wird, wodurch zum mindesten seine Oberfläche mit dem Druckorgan bezogen oder überzogen wird. Ein solches Ueberziehen kann auch bloss theilweise, z. B. auf einer Seite eines flachen Gebildes, oder auch bloss stellenweise, in bestimmten Figuren stattfinden. Auf diesem Tränken oder Ueberziehen beruhen eine Reihe von Techniken, wovon wichtige Beispiele hier angeführt seien.

1) In der Färberei findet Tränken von Stoffen und Garnen mit einem Druckorgan, welches den Farbstoff enthält, statt. Mancherlei Maschinen werden dabei zu Hülfe genommen.

2) Beim Schlichten und anderweitigen Zurichten von Stoffen und Garnen wird dickflüssiges Druckorgan mit Bürsten aufgetragen; dabei findet Einwirkung in mindestens zweiter Ordnung statt, indem zuerst die Bürste und von dieser der Werkstoff zu überziehen ist.

3) Beim Leimen von Papier mit thierischem Leim findet Ueberziehung mit einer den Leim gelöst enthaltenden Flüssigkeit statt.

4) Im Buntpapierfach und im Zierlederfach wird das Färben durch Ueberziehung des Stoffes auf einer seiner Flächen mit Farbe bewirkt.

5) In der Druckerei, zunächst dem Buch-, Stein-, Kupfer-, Zink-, Stahl- und Eisen-, findet stellenweise eine Ueberziehung mit steifflüssigem Druckorgan meist in dritter, manchmal vierter Ordnung statt, nämlich unter Auftragung der Farbe auf Farbwalzen, Verreibung und Vertheilung auf denselben, Uebertragung auf die Typen- oder Plattenfläche und ferneres Uebertragen auf die Papierfläche.

6) Im Zeugdruck- und Tapetendruckverfahren mittelst Perrotine und Walzendruckmaschine wird die Typenfläche meist in dritter Ordnung mit Farbe belegt, dann diese auf das Zeug, bezw. Papier übertragen. Die

Trocknung der gefärbten Tapeten geschieht meist durch Ueberströmung derselben mit erwärmter Luft, also einem gasförmigen Druckorgan. Vor der Trocknung wird manchmal beim Tapetendruck durch Ueberströmung des noch feuchten, klebrig gehaltenen Aufdruckes mit Tuchmehl, einem staubförmigen Druckorgan, eine sammetartige Gestaltung der bedruckten Stellen herbeigeführt.

7) Beim Beizendruck für Zeuge findet zuerst Bedruckung wie bei (5) und (6) mittelst Beizen, d. i. farbeaufnehmendem Druckorgan, darauf Tränkung in Farbeflüssigkeit statt; schliesslich wird das Färbewasser durch Abwaschen, d. i. Umhüllung des Werkstoffes mit reinem Wasser, von den ungebeizten Stellen entfernt.

8) Die galvanische Ueberziehung von Flächen und Körpern mit Gold, Silber, Kupfer, Messing, Zink, Nickel u. s. w. wird unter Anwendung einer physikalischen Maschine, des galvanischen Apparates, bewirkt. Auch hier wird häufig durch Deckung einzelner Flächentheile mit Nichtleitern die Ueberziehung örtlich beschränkt. Andere elektrotechnische Verfahrungsweisen bewirken an Mineralien, welche in ein Flüssigkeitsbad eingetaucht sind, Zersetzung und Fällung von Metall vermöge Durchleitung mächtiger, mittelst Kraftmaschinenbetriebs erzeugter elektrischer Ströme.

9) Bei der Beleuchtung mittelst kohlenstoffarmer Gase findet Einhüllung und Mengung der letzteren mit kohlenreichen Gasen oder Gasmengen, auch mit Luft, statt. Bei den Gasglühlampen geschieht Einhüllung gluthfähiger Körper, wie Magnesiakörbchen, Zeolithnetze u. s. w., mit an sich schwachleuchtenden Gasen.

10) Im Einspritzkondensator wird der zu verdichtende Dampfstrom von kühlem Wasser umhüllt und durchströmt.

11) Im Oberflächenkondensator findet Hüllung von Rohrwänden auf einer Seite mit Dampf, auf der anderen mit Wasser statt; Wirkung zweiter Ordnung.

12) Bierkühler werden so eingerichtet, dass eine dünne Schicht der zu kühlenden Flüssigkeit zwei parallele (gewellte) Blechwände herabrieselt, zwischen welchen sich Kühlwasser bewegt; Wirkung zweiter Ordnung.

* * *

An die hier angedeuteten industriellen Verfahrungsweisen schliessen sich diejenigen verwandten Verfahren an, welche, im übrigen nach denselben Grundsätzen wirkend, wesentlich im Handbetrieb zur Anwendung gelangen, deren systematische Behandlung also wohl der Technologie, nicht aber gleichzeitig der Maschinenlehre angehört. Die angeführten 50 Beispiele entsprechen ebensoviell oder mehr besonderen Kapiteln der Technologie, manche darunter ganzen Büchern. So umfangreich innerlich daher die Aufzählung ist, macht sie doch nicht den Anspruch auf Vollständigkeit; sie soll nur den Umfang des in Betracht kommenden Gebietes angeben. Hierbei zeigt sich aber, dass ausserordentlich viele Arbeitsmaschinen und machinale Vorrichtungen wesentlich auf Verwerthung der Eigenschaften der Druckorgane beruhen und sich demzufolge auf eine, ihnen allen gemeinsame Unterlage stellen lassen.

Vierundzwanzigstes Kapitel.

LEITUNGEN FÜR DRUCKORGANE.

§. 334.

Empirische Formeln für die Wanddicke gusseiserner Röhren.

Von den nach §. 310 zur Leitung der Druckorgane bestimmten Maschinenelementen erfahren die Röhren die häufigste Anwendung. Sie werden aus sehr verschiedenen Baustoffen hergestellt, als: Gusseisen, Schmiedeeisen, Stahl, Kupfer, Rothguss, Messing, Blei, Holz, Thon, Papier u. a. m. Für die Erdleitungen der Wasser-, Luft- und Gasanlagen hat das Gusseisen einstweilen noch den Vorzug, welcher ihm indessen, wie weiter unten folgen wird, jetzt lebhaft durch Schmiedeeisen und Stahl streitig gemacht wird.

Bei gusseisernen cylindrischen Leitungsröhren, welche hier zunächst behandelt werden sollen, sind die Anfertigungs- und die Beförderungsfragen so einflussreich, dass bei der Bestimmung der Wanddicken auf die inneren Pressungen, wenn diese nicht aussergewöhnlich gross sind, keine Rücksicht genommen zu werden braucht, rein empirische Formeln daher ausreichen, bezw. geradezu nöthig sind. Es ist üblich und sehr zweckmässig, die gusseisernen Röhren sowohl vor der Abnahme in der Giesserei, als vor der Annahme auf dem Bauplatz einer Wasserdruckprüfung, die meistens mit dem $1\frac{1}{2}$ fachen, auch wohl dem 2 fachen Betriebsdruck vorgenommen wird, zu unterwerfen. Gegen Verrostung schützt man die Röhren durch Asphaltirung in hoher Hitze, in selteneren Fällen durch das theurere Verfahren der Beschmelzung (Emaillirung).

§. 335.

Tabelle über die Gewichte der gusseisernen Röhren.

Rohrweite <i>D</i>	Gewichte der Röhren von 1 m Länge bei der Wanddicke δ :						
	8	10	12	14	16	18	20
60	12,40	15,93	19,66	23,57	27,67	31,94	36,41
70	14,19	18,20	22,39	26,76	31,31	36,04	40,96
80	15,99	20,48	25,12	29,94	34,95	40,14	45,51
90	17,85	22,75	27,85	33,13	38,59	44,23	50,06
100	19,64	25,79	30,59	36,32	42,23	48,33	54,61
110	21,44	27,30	33,33	39,50	45,87	52,42	59,16
120	23,06	29,58	36,05	42,69	49,52	56,51	63,71
130	25,15	31,85	38,78	45,87	53,16	60,62	68,26
140	26,94	34,13	41,50	49,06	56,79	64,72	72,81
150	28,74	36,41	44,24	52,24	60,44	67,99	77,37
160	30,59	38,68	46,97	55,43	64,08	72,90	81,92
180	34,18	43,24	52,43	61,80	71,37	81,10	91,02
200	37,83	47,78	57,89	68,17	78,64	89,15	100,12
220	41,49	52,34	63,35	74,54	85,92	97,48	109,22
240	45,14	56,86	68,81	80,92	93,20	105,66	118,32
260	48,79	61,44	74,27	87,29	100,48	113,86	127,42
300	56,09	70,55	85,19	100,03	115,04	130,24	145,63
350	65,12	81,92	98,85	115,95	133,25	150,72	168,39
400	74,17	93,29	112,47	131,88	151,46	171,20	191,14
500	92,41	116,05	139,51	163,74	187,86	211,33	236,64
600	110,67	138,78	167,11	194,00	224,27	253,11	282,16
700	128,86	161,56	194,41	225,82	260,68	294,08	327,66
800	147,05	184,31	221,73	257,72	297,08	335,02	373,16
900	165,30	207,06	249,02	289,57	333,50	375,86	418,69
1000	180,19	229,82	276,34	323,03	369,90	416,93	464,19

Als spezifisches Gewicht ist hier der Mittelwerth 7,25 eingeführt; Flantschen und Muffen sind gesondert zu berechnen.

§. 336.

Hochdruckröhren.

Zur Berechnung der Wanddicke der Röhren, welche einer besonders starken inneren Pressung ausgesetzt werden sollen, dient sehr gut die Lamé'sche Formel (§. 19):

$$\frac{\delta}{D} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{\frac{\mathfrak{E} + p}{\mathfrak{E} - p}} - 1 \right) \dots \dots \dots (321)$$

in welcher p den inneren Druck auf die Flächeneinheit, \mathfrak{E} die grösste Spannung in den Längsschnitten der Rohrwand bezeichnet und der äussere Druck als vernachlässigbar klein behandelt ist (vergl. übrigens Formel (27) S. 55). Beträgt die Spannung im Gefässinnern a Atmosphären, so ist $p = a/100$. Wenn das Rohr an beiden Enden offen ist, erleidet es in den Querschnitten durch den inneren Druck keine Beanspruchung.

Der vorige Ausdruck geht, wenn man den äusseren Rohrdruckmesser $D_0 = D + 2\delta$ einführt, in den folgenden über:

$$\frac{D_0}{D} = \sqrt{\frac{\mathfrak{E} + p}{\mathfrak{E} - p}} \dots \dots \dots (322)$$

Die Ausdrücke zeigen, dass man die innere Flüssigkeitsspannung p niemals über die als zulässig erachtete Materialspannung \mathfrak{E} hinaus gehen lassen darf. Setzt man \mathfrak{E} gleich dem Bruchmodul für Zug und macht dann $p \geq \mathfrak{E}$, so wird den beiden Formeln nach das Rohr gesprengt, wie gross man auch δ wählen möge.

Bei gegebenen Abmessungen und Pressungen hat man für die Spannung \mathfrak{E} in der Rohrwand:

$$\frac{\mathfrak{E}}{p} = \frac{D_0^2 + D^2}{D_0^2 - D^2} = \frac{1 + \psi^2}{1 - \psi^2} \dots \dots \dots (323)$$

wenn das Hohlungsverhältniss $D:D_0$ wieder wie früher in §. 90 mit ψ bezeichnet wird. Man erhält hieraus folgende Werthe:

ψ	=	0,50	0,52	0,54	0,56	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70
$\mathfrak{E} : p$	=	1,67	1,74	1,82	1,91	2,01	2,13	2,25	2,39	2,54	2,72	2,92
ψ	=	0,72	0,74	0,76	0,77	0,78	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84
$\mathfrak{E} : p$	=	3,15	3,42	3,73	3,91	4,11	4,32	4,56	4,81	5,11	5,43	5,79
ψ	=	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95
$\mathfrak{E} : p$	=	6,26	6,68	7,23	7,86	8,62	9,52	10,63	12,01	13,80	16,17	19,51

1. *Beispiel.* Die Rohrleitung vom Mont-Cénis-Tunnel aus dem vorigen Paragraphen hat $\delta = 10$, $D = 200$, also $D_0 = 220$, woraus $\psi = D : D_0 = 200 : 220 = 0,91$. Es folgt, da dort $p = \frac{5}{100}$ war, $\mathfrak{S} = 10,63 \cdot 0,05 = 0,53$ kg, oder unter 10 at Prüfungsdruck das Doppelte, d. i. 1,06 kg.

Wenn p klein ist, kann man für (321) mit genügender Annäherung setzen (vergl. auch I, S. 52):

$$\frac{\delta}{D} = \frac{1}{2} \frac{p}{\mathfrak{S}} \quad \text{und} \quad \frac{\mathfrak{S}}{p} = \frac{D}{2\delta} \quad \dots \quad (324)$$

2. *Beispiel.* Hiermit erhält man für das soeben behandelte Rohr $\mathfrak{S} = 0,5 p \cdot D : \delta = 0,5 \cdot 0,05 \cdot 200 : 10 = 0,5$ kg als Annäherungswerth.

3. *Beispiel.* Ein 100 mm weiter Rohrstrang für eine Hochdruckwasserleitung von 100 at innerer Pressung sei zu berechnen. Nehmen wir an, die Spannung \mathfrak{S} solle der vollen Sicherheit halber 2,25 kg nicht übersteigen, so hat man, da $p = 0,01 \cdot 100 = 1$ ist, $\mathfrak{S} : p = 2,25$. Dieser Werth führt in obiger Zahlenreihe zu $\psi = 0,62$; man erhält also $D_0 = D : 0,62 = 100 : 0,62 = 161,3 \sim 161$ mm. Angenommen, die innere Spannung im Rohr stiege in Folge von hydraulischen Massenwirkungen auf 150 at, p also auf 1,5 kg, so hebt sich \mathfrak{S} auf $2,25 \cdot 1,5 = 3,38$ oder etwas darüber (wegen der Abrundung von 0,3 mm). Ein Rohrstrang auf dem Frankfurter Centralbahnhof, für 100 at bestimmt, hat $D = 100$, $D_0 = 160$ mm.

4. *Beispiel.* Die 40 pf. Helfenberger'sche Wassersäulenmaschine in Hersbrugg bei Rheineck (vergl. S. 953) hat bei 400 m Gefälle ein gusseisernes Aufschlagrohr von 4500 m Länge und 120 mm Weite, dessen Wanddicke im unteren Drittel der Leitung 11 mm beträgt. Hier ist also $D_0 = 142$, $D = 120$, $p = 4$ und es ergibt sich aus (323) $\mathfrak{S} = 4 (142^2 + 120^2) : (142^2 - 120^2) = 4 \cdot (34\,564 : 5764) \sim 4 \cdot 6 = 24$ kg, eine für Gusseisenröhren unerhört hohe Spannung. Keines der Rohre ist zersprungen, obwohl bei Proben an der Maschine manchmal 50 at Spannung im Windkessel eintrat. Geliefert ist die Leitung von der Roll'schen Giesserei in Solothurn (vergl. Anmerk. auf S. 979).

5. *Beispiel.* Berechnet man für die nach unserer Formel (318) bestimmten Röhren die Materialspannungen unter der Voraussetzung, dass der innere Druck 10 at betrage, so erhält man bei:

D	=	80	160	400	800	1200
δ	=	9	11	13	18	23
ψ	=	0,85	0,88	0,92	0,96	0,98
$\frac{\mathfrak{S}}{p}$	=	6,21	7,86	12,01	24,51	49,51
\mathfrak{S}	=	0,6	0,8	1,2	2,5	5,0

Die berechneten Spannungen \mathfrak{S} finden, wie oben gesagt, in den Längsschnitten des Cylinders statt, wenn das Rohr an beiden Enden offen ist. Wenn aber das Rohr einen Boden hat, so finden auch Beanspruchungen in den quer zur Achse gerichteten

Schnitten statt und zwar im Verlauf des Rohres mit $\frac{1}{2} \mathcal{S}$, nahe beim Boden aber in um so höherem Grade, je plötzlicher der Richtungswechsel der Cylinderwand ist. Denn ist die Bodenansetzung scharf, so muss daselbst mindestens eine Spannung $= \sqrt{\mathcal{S}^2 + (0,5 \mathcal{S})^2} = 1,12 \mathcal{S}$ eintreten. Derartige, mit einem Boden versehene Röhren sind gewöhnlich die Cylinder für hydraulische Pressen. Dieselben werden noch vielfach aus Gusseisen gefertigt und sind dann um so schwieriger herzustellen, je grösser die Wanddicke sein muss. Deshalb sucht man durch Annahme einer grossen Materialspannung die Wanddicke herabzuziehen, und verfährt ausserdem so sorgfältig wie möglich, um dem Gusseisen möglichst gute Beschaffenheit zu verleihen. Es hat sich bewährt, dass wiederholtes Umschmelzen der Massen und Ausgiessen derselben in Platten ein für Presscylinder sehr geeignetes Material liefert. Auch hat man mit gutem Erfolge die Zusetzung von Schmiedeeisen im Kupolofen („Stirling“-Metall) versucht. Je besser nun das Material gewählt, und je vorsichtiger der Guss ausgeführt wird, um so höher darf man die Spannung \mathcal{S} wählen. Die Praxis geht mit dieser bis 7 und mitunter noch darüber hinaus; dies kann aber nur da gebilligt werden, wo man eines trefflichen Gusses sicher ist. Mit der Bronze steht es ähnlich. Der gewöhnliche gute Rothguss verträgt ohne bleibende Formänderung nicht Spannungen über 3 bis 3,5 kg. Verlangt man mehr so muss eine besonders harte, z. B. Mangan enthaltende Legirung benutzt werden. Einige praktische Beispiele werden als Anhalt dienen können.

6. *Beispiel.* Zur Hebung der Conway-Brücke*) benutzte man eine hydraulische Presse von folgenden Abmessungen. Kolbendurchmesser $K = 18''$ (engl.) oder 457 mm; Cylinderweite $D = 20''$ oder 508 mm, Wanddicke $\delta = 8\frac{3}{4}''$ oder 222 mm. Die Belastung betrug 650 Tonnen $\sim 660\,000$ kg. Hieraus berechnet sich die Wasserspannung zu 402 at, und nach (323) die Spannung \mathcal{S} zu $\sim 7,2$ kg. Der Cylinder ist in Fig. 1045 (a. f. S.) dargestellt.

7. *Beispiel.* Bei der Aufstellung der Britannia-Brücke kamen Hebepressen von verschiedener Bauart zur Verwendung. Die eine war eine Doppelpresse, deren Cylinder dieselben Abmessungen hatten, wie der im vorigen Beispiel; die Belastung jedes einzelnen Kolbens betrug indessen nur 460,5 Tonnen oder $\sim 467\,900$ kg, womit sich die Wasserspannung zu nur 285 at, die Spannung im Material zu 5,1 kg berechnet.

*) Siehe Clark, The Britannia and Conway Tubular bridges. London, 1850.

8. Beispiel. Unter den bei diesem riesigen Bauwerke angewandten Hebepressen erfuhr die stärkste Belastung, nämlich eine solche von 1144

Fig. 1045.

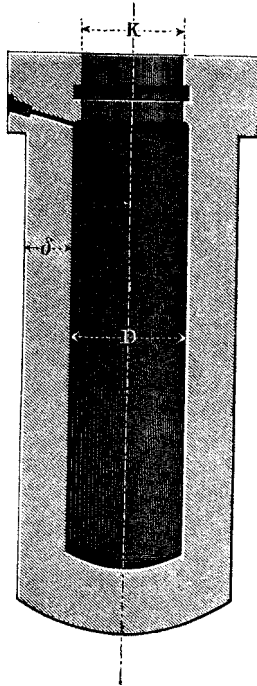
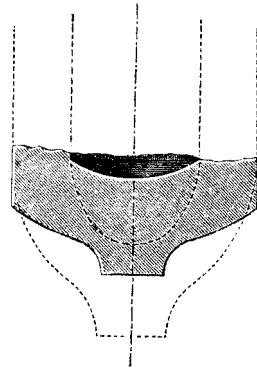


Fig. 1046.



Tonnen oder 1162 400 kg, eine einfache Presse von 20" oder 508 mm Kolbendicke, 22" oder 559 mm Cylinderweite und 10" oder 254 mm Wanddicke. Hieraus berechnet sich die Wasser-spannung zu 573 at, die im Material nach (323) zu 10 kg!! Als der Brückenträger 24' hoch gehoben war, platzte der Cylinder, wobei der Träger auf die untergebauten Sicherheitsstützen fiel, und stark beschädigt wurde. Der Bruch erfolgte aber nicht der Länge, der Quere nach, indem der

in Fig. 1046 dargestellte Boden des Cylinders absprang. Die Widerstandsfähigkeit, welche der Cylinder trotz der übermäßigen Umfangsspannung bewiesen hatte, ist der ungemein sorgfältigen Auswahl und Mischung des verwendeten Gusseisens, und dem vorzüglich überwachten Gusse zuzuschreiben*). Dass gerade der Boden sich ablöste, rührte zweifellos von der scharfkantigen Ansetzung desselben her, indem sich der oben erwähnte Werth 1,12 S auf 11,2 kg stellt. Der neue Cylinder erhielt merkwürdigerweise dieselben Abmessungen wie der zersprungene, der Bodenansatz aber wurde mit sanfter Ueberführung der Linien hergestellt, wie in Fig. 1046 durch Punktirung angedeutet ist.

*) Der erste Guss, bei welchem der Boden zu oberst gegossen wurde, misslang, indem der Boden porös ausfiel; der zweite Guss, Boden unten, lieferte den besprochenen Cylinder, welcher beim Gebrauche zersprang; er zeigte einen ungleichkörnigen Bruch; der dritte Cylinder, zu welchem das Eisen zweimal umgeschmolzen wurde, ehe es zum eigentlichen Gusse genommen wurde, hielt aus; ein vierter, als Ersatzstück gegossener, blieb unbenutzt.

9. Beispiel. Eine ausgeführte hydraulische Presse für die Herstellung von Schmirgelscheiben*) zeigt folgende Grössen: $D=720$, $D_0=1040$, $K=700$, $P=1200000$ kg, woraus sich $p=3,118$, entsprechend $\epsilon \sim 312$ at ergibt. Wir haben $\psi = 720:1040 = 0,69$ und erhalten damit $\mathfrak{S} = 3,118 \cdot 2,82 \sim 8,8$ kg, was eine sehr starke Beanspruchung genannt werden muss.

Neuerdings wendet man gerne Gussstahl als Material der Presscylinder an, wobei man mit der Spannung \mathfrak{S} gut bis 15 und 20 gehen kann. Indessen muss doch darauf hingewiesen werden, dass man auf andere Weise, als unter Anwendung hoher Spannungen den gusseisernen Presscylinder sparsam herzustellen vermag.

Zunächst kann man den angegossenen Boden mit seiner ganzen Gefährlichkeit wegschaffen, indem man z. B. nach der Weise von Hummel in Berlin den Boden als getrennte Platte dem ringförmig hergestellten Cylinder unterlegt, welcher sich mit einer einfachen Stulpdichtung anschliesst, Fig. 1047, oder

Fig. 1047.

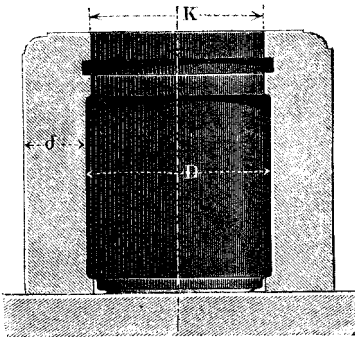
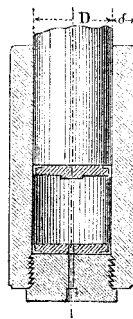


Fig. 1048.



auch nach dem Verfahren von Lorenz in Karlsruhe den Boden mit Gewinde einschraubt, Fig. 1048, ebenfalls unter Abdichtung mit Stulp, welchen der genannte Fabrikant auch beim Kolben als Dichtungsmittel anwendet.

Sodann aber braucht man nur den Kolbendurchmesser K so gross zu machen, dass die Wasserspannung auf ein erträgliches Mass herabgeht, um auch \mathfrak{S} entsprechend kleiner zu erhalten. Dies geht um so mehr an, als der Materialverbrauch für den Cylinder bei wachsendem Kolbendurchmesser und damit abnehmender Wasserspannung nicht zunimmt, sondern im Gegentheil sich vermindert. Man hat nämlich für den Querschnitt F der Cy-

*) Revue industrielle 1875 (Mai) S. 175.

linderwand $F = \pi (D + \delta) \delta$. Hierin δ aus (321) einsetzend, erhält man $F = \frac{1}{4} \pi D^2 2p : (\mathfrak{S} - p)$ oder bei Einführung von K

$$F = \left(\frac{D}{K}\right)^2 \frac{2P}{\mathfrak{S} - p} \dots \dots \dots (325)$$

welcher Werth bei gewähltem \mathfrak{S} mit abnehmendem p nur kleiner wird.

10. *Beispiel.* Bei einer Hummel'schen hydraulischen Presse zur Herstellung papierener Walzenhüllen sind zwei zusammen arbeitende Presscylinder der in Fig. 1047 angegebenen Bauart neben einander aufgestellt. Kolbendurchmesser $K = 23''$ oder 601 mm, Cylinderweite $D = 24''$ oder 628 mm, Wanddicke $\delta = 8\frac{1}{2}''$ oder 222 mm. Kolbendruck $P = 1$ Million kg, Gesamtdruck also 2 Millionen kg. Die Wasserspannung ergibt sich hieraus zu 352 at und die Spannung im Material nach (323) zu 7,19 kg. — Auch hier ist gemäss dem älteren Vorurtheil p zu hoch, K zu klein gewählt. Erhöhte man K auf 26'' oder rund $\frac{9}{8}$ des angenommenen Werthes, so bekäme man für p den $(\frac{8}{9})^2$ oder 0,79fachen Werth, d. i. 2,78 kg. Behielte man nun das Verhältniss zwischen äusserem und innerem Durchmesser des Cylinders, also den Werth ψ , bei, so würde in demselben Verhältniss wie p auch \mathfrak{S} herabgehen, somit $= 0,79 \cdot 7,19 = 5,68$ werden, was als ganz annehmbar erscheint. Dann aber verhielten sich die Querschnitte der beiden Presscylinder, des neuen und des alten, gemäss Formel (325), wenn man auch $D : K$ ungeändert liesse, wie $(5,68 - 2,78) : (7,19 - 3,52)$, d. i. ebenfalls wie 0,79 : 1. Bei der Abänderung in den Abmessungen, welche die Presse in so bedeutendem Masse sicherer macht, würde also der Presscylinder um ein volles Fünftel weniger Material beanspruchen als früher.

§. 337.

Schmiedeiserne und stählerne Röhren.

Schmiedeiserne Röhren finden in steigendem Masse Verwendung zu Leitungen sowohl für Leucht- und Brenngas, Wasser, Petroleum und Luft, als auch für Dampf. Sie werden bei ihrer Anfertigung entweder zwischen Walzen geschweisst oder in kaltem Zustande genietet. Das Schweissen geschieht mit stumpfem Stoss oder mit Ueberblattung, wobei die Nath parallel der Rohrachse liegt; ganz neuerdings fertigt man in Amerika Röhren mit schraubenförmig gelegter Schweissnath, und zwar überblatteter, an*). Nach dem Schweissen werden die geschweissten Röhren meist noch behufs Glättung der Aussenwand durch ein Zieheisen gezogen, weshalb sie auch gezogene Röhren genannt werden.

*) Vergl. Engineering and Mining Journal, Newyork, April 7 und 14, 1888, J. C. Bayles, Spirally welded tubing; ein Vortrag, gehalten im amerikanischen Institute der Bergingenieure in Boston, Februar 1888. Die Maschine zur Rollung und Schweissung s. Sc. American 1888, Juni, S. 377.

Röhren aus weichem Stahl werden ähnlich hergestellt wie die aus Schmiedeeisen, oder aber sie werden, ebenso wie solche aus Gussstahl, Kupfer, Deltametall u. s. w. gemäss dem soeben in die praktische Technik eintretenden Mannesmann'schen Schrägwalzverfahren aus dem vollen Stab (Knüppel) hergestellt und sind dann völlig nathfrei.

Die geschweissten Röhren haben eine grosse Widerstandsfähigkeit gegen äusseren Druck und gegen Zug, eine weit geringere aber gegen innere Pressung. Stumpf geschweisste Längsnathröhren ertragen nicht viel über 1 kg für \mathcal{E} ; über Blatt geschweisste können \mathcal{E} mit 6 bis 9 kg widerstehen. Schraubenförmig (über Blatt) geschweisste sollen Probespannungen von 20 bis 28 kg ertragen, je nach der Güte des Bleches; in Gebrauch nimmt man sie mit etwas weniger Spannung. Die Mannesmann'schen Röhren dagegen gestatten ohne weiteres Beanspruchungen bis nahe zur Elastizitätsgrenze des benutzten Materials, also bei Gussstahl und Siemens'schem Herdstahl 24 bis 40 kg und haben dadurch eine Verwendbarkeit, welche die der genieteten Leitungsrohren noch weit übertrifft.

1. *Beispiel.* Für die amerikanischen Oelleitungen zu den Haltungen, welche S. 874 besprochen wurden, wendet man u. a. 6"ige über Blatt geschweisste Röhren von rund 8 mm Wanddicke bei 67 at innerer Pressung an. Hier ist $D = 152$ mm. Es ergibt sich für \mathcal{E} aus (324): $\mathcal{E} = 0,67 \cdot 152 : 16 = 6,37$, genauer aus (323) $\mathcal{E} = 0,67 \cdot (168^2 + 152^2) : (168^2 - 152^2) = 6,7$ kg.

2. *Beispiel.* Gemäss den Angaben der in der Anmerkung angeführten Quelle würde das schraubenförmig geschweisste Rohr von derselben Weite für die gestellte Aufgabe nur 2 mm Wanddicke nöthig haben.

3. *Beispiel.* Für ein nach dem Mannesmann'schen Verfahren hergestelltes Rohr zu der Hochdruckleitung aus dem 3. Beispiel §. 336 erhält man bei Benutzung von Siemens-Stahl, und wenn man die hierfür ganz geringe Spannung von 10 kg einführt, aus Formel (324), da $D = 100$, $p = 1$ ist, $\delta = 100 \cdot 0,5 : 10 = 5$ mm; genauer käme hierfür aus (323) $\mathcal{E} = (110^2 + 100^2) : (110^2 - 100^2) = 221 : 21 = 10,5$ kg. Das Stahlrohr würde nur 12,5 kg auf den laufenden Meter wiegen gegen 88,8 kg, welche das oben berechnete gusseiserne Rohr wiegt.

Für längere Wasserleitungen empfehlen sich die genieteten schmiedeeisernen Röhren nach den in Amerika gemachten Erfahrungen sehr gut. Aeusserst werthvolle Mittheilungen darüber verdankt man dem Ingenieur Hamilton Smyth jr.*). Danach

*) S. Engineering and Mining Journal, Neuyork, Mai und Juni 1884, „Water power with high pressures and wrought iron water pipe“; vorgetragen in der amerik. Gesellschaft der Civilingenieure, sodann einen an-

kamen in Kalifornien zuerst 1852 schmiedeiserne Leitungsröhren aus ganz dünnem Blech ($\frac{1}{16}$ ") an Stelle der weiten Segeltuchschläuche in Anwendung, mittelst welcher man Hochdruckwasser zu den in §. 333 unter d, 1) erwähnten hydraulischen Abbauten leitete. Diese Röhren wurden mit kalter, einreihiger Nietung aus käuflichen Blechen hergestellt; ihre Verbindung geschah ganz wie bei den Ofenröhren durch einfaches Ineinanderstecken, das dünnere Ende nach vorn gerichtet. Der erste Versuch gelang über alle Erwartung gut, und jetzt sind ungezählte Leitungen von wesentlich derselben einfachen Bauart, bei denen die Hauptstränge 22 bis 30" Durchmesser haben, in den erwähnten Bezirken im Gebrauch. Die Baulänge der Röhren beträgt 18 bis 25'. Sehr guter Schutz gegen Rost wird durch ein mehrere Minuten dauerndes Eintauchen der fertigen Röhren in ein siedendes Gemisch von Asphalt und Theer erzielt. Wenn die Enden zu lose ineinander passen, wird getheerte Schnur vorher um das dünnere Ende gewickelt; undichte Stellen werden mit Keilchen aus weichem Tannenholz wirksam geschlossen; feines Schweissen der Verbindungen wird durch Einschütten von etwas Sägemehl beim Wassereinfluss gehoben*).

Nachdem diese Röhrenfahrten sich in den Grubenbezirken so vorzüglich bewährt hatten, wurden sie auch für dauernde Leitungen, einschliesslich solcher für städtische Wasserversorgung, mit bestem Erfolge angewandt. Unter anderen empfängt San Francisco durch zwei solche Leitungen sein Trinkwasser und baute 1886 eine dritte, viele Meilen lange ein. Für dauernde Leitungen von grösserem Durchmesser werden die ineinander gesteckten Rohrenden noch durch Nietten verbunden; für enge Röhren mit hohem inneren Druck wird Bleiverdichtung angewandt (s. unten S. 1011). Ueber einige bedeutende, dauernde Leitungen der in Rede stehenden Art gibt folgende Tafel Aufschlüsse.

deren Vortrag: Journal of the Iron and Steel-Institute, London 1886, Nr. I, S. 133: „On wrought iron conduit pipes“, gehalten in dem genannten Institute im angegebenen Jahre.

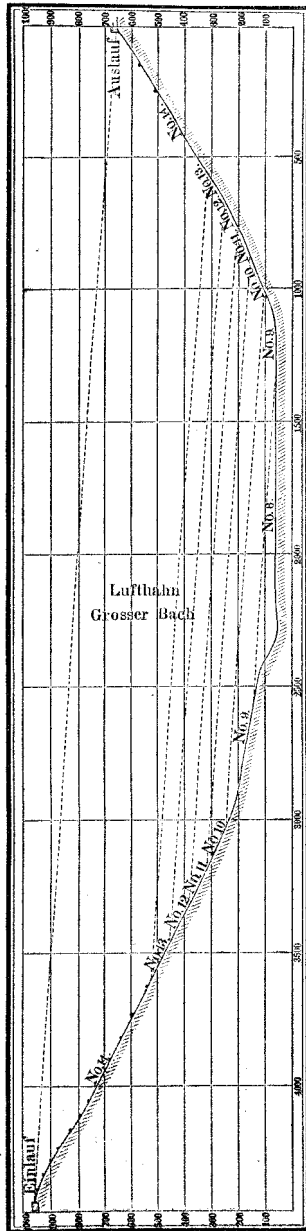
*) Als Beispiel von der Dichtigkeit der geschilderten rohen Verbindungen führt Hamilton Smyth eine durch ihn angelegte Kraftwasserleitung von zwei engl. Meilen Länge und 550' Wassersäule an der tiefsten Stelle an. Der Leckverlust dieser Röhrenfahrt, welche zu Tage lag und nur durch zwei dachförmig aneinander genagelte Bretter gegen die äusseren Temperatureinflüsse geschützt war, betrug nur 3 bis 4 Kubikfuss in der Minute.

N a m e	Gelegt	Länge	Weite	Grösster Druck in Wasserst. u.	Spannung σ	Beschreibung des Rohres
Cherokee	1870	3 903 m	762 mm	271 m	12,3 kg	Eisenblech, doppelt genietet
Virginia City	1872	11 316 "	279 "	525 "	~ 10 "	Eisenblech, doppelt genietet
	1873	11 316 "	254 "	525 "	~ 10 "	Ueber Blatt geschweisst und mit Schraubmuffen verbunden
Texas-Bach	1878	1 354 "	432 "	232 "	~ 1,2 "	Eisenblech, doppelt genietet
Humburg	1868	364 "	660 "	37 " (?)	8,1 "	$\frac{1}{16}$ " iges Eisenblech, einfach genietet; zwei 600 er Röhren nebeneinander verlegt

Bei uns herrscht gegen schmiedeiserne Röhren noch das Vorurtheil, dass sie dem Rosten nicht so gut widerständen als gusseiserne; die amerikanischen Ausführungen lassen diese Ansicht als ganz ungerechtfertigt erscheinen. Uebrigens haben die Kimberlay-Wasserwerke in England eine 14 zöllige Leitung von $\frac{1}{4}$ Zoll Wanddicke und 18 engl. Meilen oder 30 km Länge in völlig bewährtem Betrieb. Es empfiehlt sich nach allem diesem, für unsere öffentlichen Wasserleitungen auf die schmiedeiserne und stählernen Röhren als sehr haltbar und wesentlich billiger als die gusseisernen, unser Augenmerk zu richten.

4. Beispiel. Zur Vervollständigung des Mitgetheilten folgen hier noch einige Angaben über die in vorstehender Tabelle ausgeführte Texasbach-Leitung, erbaut vom Ingenieur Hamilton Smyth. Sie ist ein Düker, s. Fig. 1049, welcher aus dem Texasbach 32 kbf oder 0,896 ~ 0,9 kbm Wasser quer durch einen Cañon nach den Bloomfield-Gruben zum Maschinenbetrieb leitet. Beim Auslass tritt das Wasser in den Obergraben der Wasserräder ein. Der Einlass auf der anderen Uferhöhe wurde so gewählt, dass sich das günstigste Verhältniss für Wasserspannungen und -Reibungen ergab (s. §. 340). Man setzte auf diesem Wege den Höhenunterschied zwischen Ein- und Auslass auf 303,6' = 92,56 ~ 92,6 m und die Längsentwicklung auf 4438,7' = 1353,8 m fest. Die Röhren haben 20' Baulänge und zweireihige Nietung bei folgenden, in der Figur durch Blechlehnnummern angegebene Wand-

Fig. 1049. Düker im Thal des Texasbaches.



Wasser quer durch einen Cañon nach den Bloomfield-Gruben zum Maschinenbetrieb leitet. Beim Auslass tritt das Wasser in den Obergraben der Wasserräder ein. Der Einlass auf der anderen Uferhöhe wurde so gewählt, dass sich das günstigste Verhältniss für Wasserspannungen und -Reibungen ergab (s. §. 340). Man setzte auf diesem Wege den Höhenunterschied zwischen Ein- und Auslass auf 303,6' = 92,56 ~ 92,6 m und die Längsentwicklung auf 4438,7' = 1353,8 m fest. Die Röhren haben 20' Baulänge und zweireihige Nietung bei folgenden, in der Figur durch Blechlehnnummern angegebene Wand-

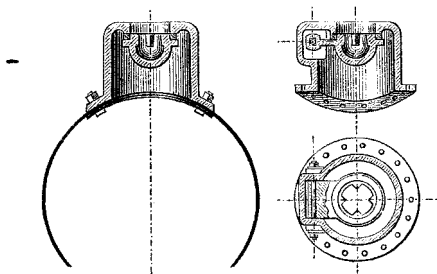
auf 411,4 laufende m ist $\delta = 2,1$ mm
" 66,1 " " " " = 2,4 "
" 73,2 " " " " = 2,8 "
" 76,3 " " " " = 3,0 "
" 97,6 " " " " = 3,4 "
" 186,1 " " " " = 3,8 "
" 442,3 " " " " = 4,2 "

Die mittlere Weite der Röhren beträgt 432 mm. Der höchste Werth von ξ für alle sieben Blechdicken war auf 11,6 kg berechnet; einige der Bleche waren indessen zu dünn angeliefert worden und kamen deshalb auf 12,7 kg Spannung*). An dem Einlass ist das Rohr so eingetrichert, dass der Kontraktionskoeffizient sich auf 0,92 stellt. Die Röhrenfahrt ist mit Kies 0,3 bis 0,6 m hoch eingedeckt und geht unter dem Bett des Baches im Thalgrunde durch. Einen grossen Theil des Jahres läuft der Düker nicht voll und

*) In der Nietnath wohl noch um den vierten bis dritten Theil höher.

schöpft deshalb oben viel Luft. Um sie herauszulassen, sind Lufthähne der in Fig. 1050 dargestellten Bauart an geeigneten Punkten angebracht, im Ganzen 14 an der Zahl.

Fig. 1050.



Sie sind schwere gusseiserne Klappen mit Gummischliessring. Wenn sie von ihrer Unterseite Luft bekommen, öffnen sie sich von selbst, werden aber vom nachtretenden Wasser wieder geschlossen. Die höher gelegenen dieser Luftauslässe sollen auch dazu dienen, im Falle eines Rohrbruches im Tiefsten Luft von oben zutreten zu lassen, damit der atmo-

sphärische Druck das Rohr nicht zerquetschen könne. — Der ganze hier nur sehr kurz geschilderte Bau zeigt eine vorzügliche Durchführung*).

§. 338.

Dampfleitungen.

Wenn eine Dampfleitung eine grössere Ausdehnung hat, so fallen die Wärmemengen, welche durch die ungeschützte Rohrwand verloren gehen können, so beträchtlich aus, dass sie nicht vernachlässigt werden dürfen und man deshalb die Röhren mit Wärmeschutzhüllen versehen muss, wofern dieselben nicht umgekehrt als Heizröhren dazu bestimmt sein sollten, möglichst viel Wärme abzugeben. Die Wärmeschutzmassen spielen deshalb eine wichtige Rolle in der Oekonomie des Dampfmaschinenbetriebs und sind allmählich zu Gegenständen besonderer Fabrikation erhoben worden. Ueber ihre Wirksamkeit sind schon früh vergleichende Versuche angestellt worden; u. a. geschah dies im Anfange der 60er Jahre durch die Industrielle Gesellschaft in Mühlhausen. Man ermittelte bei diesen Versuchen die Menge von Wasser, welche 1 qm Rohroberfläche niederschlug. Folgende Ergebnisse gehören zu den wichtigsten der Versuchsreihe.

*) Es sei hier noch aus dem Londoner Vortrag von Hamilton Smyth dessen Aeusserung angeführt, dass ihm eine gusseiserne Rohrleitung für höhere Pressungen vorkomme „wie eine Kettenbrücke mit gusseisernen Kettengliedern“.

1. Beispielsreihe.

<i>Umhüllung</i>	<i>1 qm verdichtet in 1 Sek.</i>	<i>Umhüllung</i>	<i>1 qm verdichtet in 1 Sek.</i>
<i>Unverhülltes Rohr .</i>	<i>2,84 g</i>	<i>Thonrohr</i>	<i>1,12 g</i>
<i>Pimont'sche Masse .</i>	<i>1,56 „</i>	<i>Baumwollabfälle . .</i>	<i>1,39 „</i>
<i>Stroh</i>	<i>0,98 „</i>	<i>Filz</i>	<i>1,35 „</i>

Die sog. Pimont'sche Masse besteht aus Letten und Kuhhaaren, 60 mm dick aufgetragen. Das Stroh wurde zuerst 14 mm dick lang aufgelegt und diese Schicht dann mit einem 15 mm dicken Strohseil umwickelt. Die Baumwollabfälle wurden 25 mm dick umgelegt und mit Leinwand umnäht; der Filz war mit Kautschuk getränkt. Stroh zeigt sich am günstigsten, indem bei ihm nur der dritte Theil des beim unverhüllten Rohr sich ergebenden Niederschlags eintrat.

Diese Versuche haben auf die Dauer nicht befriedigt, eines-theils weil die Vergleichung der niedergeschlagenen Wassermengen sich als unsicher herausgestellt hat, andernteils, weil inzwischen neue Hüllstoffe aufgekomen sind. Der Verein Deutscher Ingenieure ist mit neuen Versuchen beschäftigt, deren Ergebnisse wohl erst nach einiger Zeit erwartet werden dürfen. In den Vereinigten Staaten hat Prof. Ordway in Boston sehr schöne und ausführliche Versuche in der Frage angestellt, und zwar in zwei Reihen, die erste nach der Methode der Messung des niedergeschlagenen Wassers, die zweite nach kalorimetrischer Methode*). Es zeigte sich auch hier, dass die erstere Methode sehr unzuverlässig ist, dass z. B. ein 2' langes Rohr auf Quadratfuß und Stunde 328 g, ein ebenso weites 30' langes Rohr scheinbar nur 140 g auf Quadratfuß und Stunde verdichtete. Auch sei bemerkt, dass Ordway in der ersten Versuchsreihe für das nackte Rohr ungleich weniger Niederschlag fand, als die Mühlhauser Versuche ergeben haben, ohne dass aber auch daraus ein bestimmter Schluss gezogen werden dürfte. Die kalorimetrischen Versuche erwiesen sich dagegen ungleich vertrauenswürdiger, indem sie recht gut zusammenstimmende Werthe ergaben. Es seien hier

*) S. Transactions of the Am. Soc. of Mech. Engineers, Bd. V (1883—84), S. 73; Experiments upon nonconducting coverings for steam pipes, und Bd. VI (1884—85), S. 163; nonconducting coverings for steam pipes.

aus der grossen Zahl von Ermittlungen zwei kleinere Reihen vorgeführt.

2. *Beispielreihe**)).

Dampftemperatur 155° C.; Schutzschicht überall 25 mm dick.

<i>Schutzstoff</i>	<i>Prozent feste Bestandtheile</i>	<i>1 qm gibt stündlich ab</i>
<i>Luftraum, d. h. unverhülltes Rohr</i>	0,0	1302 W.-Einh.
<i>Gekardete Baumwolle</i>	1,0	310 "
<i>Federn</i>	2,0	321 "
<i>Wolle</i>	2,1	301 "
<i>Kalzinirte Magnesia</i>	2,3	335 "
<i>Korkkohle, grob</i>	3,1	343 "
<i>Kalzinirte Magnesia</i>	4,9	340 "
<i>Wolle</i>	5,6	220 "
<i>Lampenschwarz</i>	5,6	266 "
<i>Kohlensaure Magnesia</i>	6,0	371 "
<i>Kieselguhr **)</i>	6,0	393 "
<i>Wolle</i>	7,9	238 "
<i>Asbest</i>	8,1	1329 "
<i>Zinkweiss</i>	8,8	466 "
<i>Kieselguhr</i>	11,2	426 "
<i>Tannenholzkohle</i>	11,9	376 "
<i>Kohlensaure Magnesia</i>	15,0	416 "
<i>Filz</i>	18,5	277 "
<i>Lampenschwarz</i>	24,4	286 "
<i>Kreide</i>	25,3	560 "
<i>Graphit</i>	26,1	1922 "
<i>Kalzinirte Magnesia</i>	28,5	1156 "
<i>Zinkweiss</i>	32,3	1164 "
<i>Bimsstein</i>	34,2	845 "
<i>Gips</i>	36,8	839 "
<i>Salz</i>	48,0	1983 "
<i>Anthrazitkohle</i>	50,6	968 "
<i>Feiner Sand</i>	51,4	1690 "
<i>Grober Sand</i>	52,9	1684 "

Diese Tafel gibt merkwürdige, zum Theil unerwartete Aufschlüsse über manche Stoffe; ein sehr beachtenswerthes Ergebniss ist, dass im allgemeinen die Wärmeabgabe der Hülle zunimmt mit dem Prozentsatz an festen Bestandtheilen. Kalzinirte Magnesia z. B. steigt mit der Wärmeabgabe von 335 auf 1156, wenn die festen Bestandtheile der Hülle von 2,3 auf 28,5 gesteigert werden. Asbest erweist sich als ungünstig, Lampenschwarz

*) Auszug aus Ordway's Tab. VII.

**) Bei uns in der Bötter'schen Wärmeschutzmasse mit Erfolg verwerthet.

als sehr günstig, obwohl es freilich unangenehm zu handhaben ist; sehr gut wirkt auch Wolle. Für die Praxis kommt der Preis natürlich sehr in Betracht.

3. Beispielreihe *).

Dampftemperatur 155° C., Schutzschicht verschieden dick.

Schutzstoff	Dicke der Schicht	Proz. feste Bestandtheile	1 qm gibt stündlich ab
Baumwollwatte, geschlichtet	50 mm	1,0	129,1 W.-Einh.
" " "	40 "	1,3	193,4 "
" " "	30 "	1,7	205,5 "
" " "	20 "	2,5	326,4 "
" " "	15 "	3,4	424,2 "
" " "	10 "	5,1	502,4 "
Wollwatte	25 "	5,6	219,8 "
Kalzinierte Magnesia, lose .	25 "	2,3	335,2 "
Dieselbe, gedrängt	25 "	4,9	340,1 "
Dieselbe, gepresst	25 "	28,5	1155,9 "
Kohlensaure Magnesia, lose	25 "	6,0	370,9 "
Dieselbe, gedrängt	25 "	9,4	386,7 "
Dieselbe, gepresst	25 "	15,0	416,5 "
Kieselguhr, lose	25 "	6,0	393,4 "
" gedrängt	25 "	11,2	425,8 "
Kork in Streifen**)	15 "	(?)	87,1 "
Gekittetes Korkklein***) . .	30 "	(?)	59,2 "
Teig von Kieselguhr und Haaren	9 "	(?)	69,4 "
Gekardete Baumwolle	50 "	1,0	157,7 "
Reiskaff in Strohnappe . . .	12 "	(?)	71,9 "

Diese Reihe zeigt u. a. den Einfluss der Dichtigkeit faseriger oder körniger Schutzmassen. In den sechs ersten Fällen wurde eine und dieselbe Schutzhülle beim Fortschreiten der Versuche mehr und mehr zusammengepresst, was denn eine steigende Ausstrahlung zur Folge hatte. Ordway hält Kork für einen der besten Schutzstoffe, insbesondere in Gestalt des

*) Auszug aus Ordway's Tabellen III, IV und VI.

**) Wie Fassdauben aneinander gelegt, schmale Luftschicht darunter.

***) Korkabfälle mit dem Hackmesser klein gehackt und mit dem 1½-fachen Gewicht Wasserglas von 30° Beaumé zusammen gekittet; schmale Luftschicht darunter.

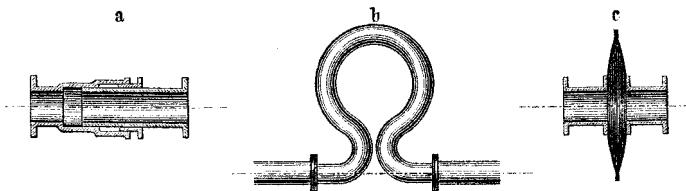
angegebenen, gekitteten Korkkleins, welches er in halbrohrförmige Schalen zu formen empfiehlt, eine Form, welche auch bei uns bereits bewährt gefunden worden ist*).

Lufträume unter oder zwischen den Schichten der Schutzstoffe zu lassen, empfiehlt Ordway nicht, rät vielmehr, solche Räume mit irgend einem leichten Pulver auszufüllen. Von allen Schutzstoffen zusammengenommen hält er für die besten: Filz, Kork, Kieselguhr, Magnesia, Holzkohle und Reiskaff**).

Bezüglich der Versuche, deren Durchführung bei ihm trefflich zu nennen ist, macht er die sehr beachtenswerthe Bemerkung, dass es nutzlos sei, den Apparaten beschwerlich grosse Abmessungen zu geben, denn, wie man bei chemischen Analysen mit Grammen statt Kilogrammen von dem zu untersuchenden Körper ausreicht, so steigere auch beim physikalischen Versuch die Vermehrung der Grösse nicht nothwendig die Genauigkeit des Ergebnisses.

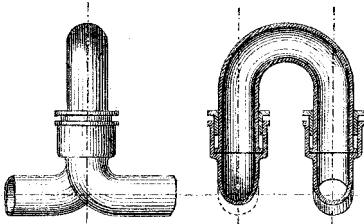
In langen Dampfleitungen macht die Ausdehnung der Röhren durch die Wärme die Einsetzung von sogenannten Kompensatoren***), die man richtiger Dehnungskupplungen nennen könnte, erforderlich. Gebräuchliche Formen derselben sind die in Fig. 1051 dargestellten. *a* Dehnungsstopfbüchse, *b* biegsames

Fig. 1051.



Kupferrohr, *c* Dehnungsdose mit elastischen Stahlböden, Fig. 1052 Stopfbüchsenknie. Die Einrichtungen *a* bis *c* erfordern mehr oder weniger, dass man die Enden der gekuppelten Rohrstränge festlegt, damit die Lagenveränderung sich bloss in der Kupplung äussere; die Einrichtung Fig. 1052 ist davon frei.

Fig. 1052.



In Beziehung auf den wirklichen Werth der Ausdehnung der Rohre durch Erwärmung

*) Vergl. Z. D. Ingenieure 1886, S. 38.

***) Während der Drucklegung des Vorstehenden wird in der Revue industrielle, Sept. 1888, S. 346 auf eine neue, angeblich sehr wirksame und dabei billige Schutzmasse hingewiesen, bestehend aus gewöhnlichem Mehlkleister und Sägemehl.

****) Diese „kompensiren“ nicht die Längenvergrösserung und -Verkleinerung, wie die Stäbe in einem Rostpendel, sondern machen sie nur unschädlich.

ist zu bemerken, dass, wenn diese t° C. beträgt, die Ausdehnung wird für:

Gusseisen	t: 90 100
Schmiedeeisen	t: 84 600
Kupfer	t: 58 200
Messing	t: 53 500

4. Beispiel. Ein gusseiserner Rohrstrang von 30 m Länge, welcher im unbenutzten Zustande 10° warm ist, erfährt durch Einlassung von Dampf von 4,5 at Ueberdruck, d. i. $149,1^{\circ}$ C. Temperatur, eine Ausdehnung um $30 \cdot 1000 \cdot 139,1 : 90 100 = 46,3$ mm.

§. 339.

Kupferne und andere Röhren.

Kupferne hartgelöthete Röhren dürfen in Dampfleitungen keiner höheren Spannung \mathcal{S} als 1 bei $1\frac{1}{4}$ kg ausgesetzt werden, da die Löthung unsicher ist und die Festigkeit des Bleches durchschnittlich um $\frac{1}{3}$ vermindert, auch die Erwärmung durch den Dampf sie bei 4 bis 6 at Dampfspannung schon um 10 bis 12 Prozent schwächt*). Nathfrei hergestellte, aus dem vollen Block gezogene, oder daraus nach dem Mannesmann'schen Verfahren gewalzte Kupferröhren können mit 6 bis 8 kg für \mathcal{S} belastet werden. Bleiröhren, auf der Rohrpresse nathfrei gefertigt (vergl. §. 333, b, 5), können mit $\mathcal{S} = 0,5$ beansprucht werden.

*) Zwei folgenschwere Explosionen kupferner Dampfrohren (auf dem englischen Postdampfer Elbe und dem N. D. Lloydampfer Lahn) haben zu neuen Versuchen veranlasst, s. Engineering 1888, August, S. 113, 116 und 125. Man fand, dass der Bruchmodul K für Zug betrug:

bei hartgelötheten Röhren	$K = 23,5$
bei nathfrei gezogenen und bei galvanisch niedergeschlagenen	$K = 35,3$

Das galvanische Niederschlagen geschieht auf einem sich drehenden Kern unter fortwährender mechanischer Verdichtung der sich bildenden Schicht mittelst eines schraubenförmig wandernden Polirsteines (Achat).

Die Schwächung des Kupfers durch Erwärmung steigt nach älteren, aber sehr zuverlässigen Versuchen im Franklin-Institut wie folgt:

Temperatur des Kupfers:										
50	100	150	200	250	294	367	427	500	644	722° C.
Verminderung des Bruchmoduls:										
0,018	0,054	0,093	0,151	0,205	0,256	0,343	0,439	0,558	0,886	1,000.

Hölzerne Röhren für Wasserleitungen, fassartig aus Dauben gebaut, hat der Fabrikant Herzog in Logelbuch mit bestem Erfolg ausgeführt; neueste Leitung 1,8 m weit, 1800 m lang.

Röhren aus asphaltirtem Papier sind nur mässig verwendbar; sie vertragen nicht die Sonnenhitze.

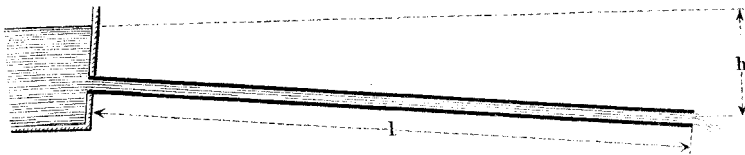
§. 340.

Leitungswiderstände in Röhren.

Die Widerstände, welche sich der Bewegung von Flüssigkeiten in Maschinen entgegensetzen, entstehen entweder durch Wechsel in der Bewegungsrichtung, oder durch Wechsel in der Schnelle, oder durch Reibung. Hier kann nur auf wenige Fälle eingegangen, und auch nur soweit von ihnen gehandelt werden, als sie in Röhren vorkommen.

Reibungswiderstand. Wenn Wasser aus einem flachwandigen Gefäss, Fig. 1053, durch ein cylindrisches Ansatzrohr

Fig. 1053.



heraustritt und sein Gefälle vom Wasserspiegel bis zur Mitte der Mündung am Ausfluss $= h$ ist, so hat man, wenn noch l die Länge des Rohres, d dessen Weite in m und v die Ausflussschnelle ist, mit Weisbach:

$$h = \left(1 + \xi_0 + \xi \frac{l}{d} \right) \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (326)$$

und die sekundliche Ausflussmenge

$$Q = \frac{\pi}{4} d^2 v \dots \dots \dots (327)$$

Dabei bezeichnet ξ_0 den Widerstands- oder Reibungskoeffizienten für die Einlaufstelle, ξ denjenigen des Rohres.

Der Koeffizient ξ_0 ist, wenn die Röhre scharfkantig ansetzt, beträchtlich, nämlich $= 0,505$, kann aber, wenn die Einlaufkanten sorgfältig abgerundet sind, der Einlauf „eingetrichtert“

ist, auf 0,08 herabgezogen werden. Im letzteren Falle kann man bei langen Röhren ξ_0 vernachlässigen*).

Für den Reibungskoeffizienten ξ gelten verschiedene Annahmen. Die Bewegung einer Flüssigkeit im Leitungsrohr geschieht nämlich unter sehr verwickelten Umständen. Im cylindrischen Rohr bewegen sich die Flüssigkeitstheilchen so, dass die in der Achse befindlichen sich am schnellsten, und jede folgende ringförmige Schicht sich langsamer bewegt, die äusserste, an der Rohrwand anliegende still steht, oder mit anderen Worten, dass die Schnelle der ringförmigen Schichten an der Wand von Null ab beginnend, als Funktion des Wandabstandes bis zu dem grössten Werth in der Rohrachse steigt. Bei gasförmigen Flüssigkeiten nähert sich die Schnelle der einzelnen Schichten viel rascher dem erwähnten grössten Werth, als bei tropfbaren. In beiden Fällen aber ist die Reibung der Flüssigkeit die Summe der Reibungen der ringförmigen Schichten aneinander. In praktischen Ausführungen kommen die Abweichungen von der Cylindrerform des Rohres, die Rauhigkeiten der Wand u. s. w. noch als Reibung verursachend hinzu. Der mathematische Ausdruck selbst für den reinen Vorgang kann hiernach niemals einfach sein. Die aus Versuchen abzuleitenden Ausdrücke lassen aber offenbar sowohl mancherlei Gestaltungen zu, als sie auch, je nach den zu Grunde liegenden Grössen, verschiedene Ergebnisse haben können. Für die praktische Hydraulik hat der Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit (Eisennieren, Algen u. s. w.) oft den unwillkommenen Erfolg, dass Leitungen bei unverändertem Druck nach und nach weniger Wasser liefern. Dies hat sowohl dahin gedrängt, auf eine haltbare Glätte der inneren Rohrwände besondere Aufmerksamkeit zu richten, als auch sich Gewissheit zu verschaffen, welcher von den vorgeschlagenen Berechnungsweisen von ξ der Vorzug zuzuerkennen sei.

Der Verband der Deutschen Architekten- und Ingenieurvereine hat auf Grund neuerer Versuche verschiedener seiner

*) Tritt das Rohr, statt aus einem flachwandigen Gefäss, aus einem anderen Rohr heraus, so ist der Widerstandskoeffizient weit grösser als angegeben; mit besonderer Sorgfalt muss also dann der Einlauf eingetrichtert werden, um ξ_0 klein zu halten. Interessante Versuche hierüber hat Roux angestellt, siehe den lehrreichen Vortrag von Hertel: „Die Verzweigung der Blutgefässe, eine vollkommenste Rohrleitung,“ Zeitschr. D. Ingenieure 1885 (Bd. XXX., S. 660), auch W. Roux, Ueber die Verzweigung der Blutgefässe, Jenaische Zeitschr. f. Naturwissenschaften 1878, Bd. XII.

Mitglieder eine Vergleichung der gebräuchlichsten Formeln für ξ für Wasser veranlasst. Das Ergebniss dieser Vergleichung liegt in einer verdienstlichen Arbeit vor*), es geht dahin, dass eine ganz feste Grundlage noch nicht vorhanden sei, die Versuche deshalb noch fortgesetzt werden möchten. Wir sind daher auf Benutzung der vorhandenen Formeln angewiesen. Unter denselben haben sich nach wie vor die von Weisbach und von Darcy als besonders brauchbar gezeigt. Trennt man von der obigen Gefällhöhe h diejenige für die Reibung mit dem Werthe h_1 ab, so kann man nach Weisbach setzen für Wasser:

$$h_1 = \xi \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \left(0,01439 + \frac{0,0094711}{\sqrt{v}} \right) \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (328)**)$$

wobei alle Abmessungen in m . Man erhält hieraus für:

$v =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	2	3	4	5	6
$\xi = 0,0$	446	456	317	264	278	266	257	250	244	239	211	198	191	186	182

Nach Darcy hat man ***) ebenfalls für Wasser:

$$h_1 = \xi \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \left(0,01989 + \frac{0,0005078}{d} \right) \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (329)$$

welcher Ausdruck für die höheren Geschwindigkeiten etwas grössere Werthe, als der Weisbach'sche, gibt.

Den kleinsten Gefällverlust gibt nach Iben a. a. O. die Formel von de Saint Venant mit:

$$h_1 = (0,023197 v^{-2/7}) \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad \dots \quad (330)$$

*) Druckhöhenverlust in geschlossenen eisernen Rohrleitungen, Denkschrift des Verbandes D. Arch.- u. Ing.-Vereine, im Auftrage bearbeitet von Otto Iben, Hamburg, Meissner, 1880. Für eine allfällige neue Auflage wäre eine vergleichende Durchrechnung zu empfehlen, da einzelne Ungenauigkeiten der Beachtung bei der Drucklegung entgangen sind.

**) Diese und die folgenden beiden Formeln werden auch gebraucht, wenn zur Druckhöhe h_1 noch eine weitere Höhe h_1' hinzukommt, welcher durch Verengung des Auslaufes das Gleichgewicht gehalten wird. Ob letztere Höhe h_1' , wenn sie bedeutend ist, wie in den Hochdruckwassertrieben (vergl. S. 879), nicht den Reibungskoeffizienten steigert, steht dahin. Versuche sind wünschenswerth.

***) Siehe Recherches expérimentales relatives au mouvement de l'eau dans les tuyaux, Paris, Mallet-Bachelier, 1857.

Für $l = 100$, $d = 0,1$ erhält man, wenn die Schnelle $v = 0,5$ bis $3,0$ m:

$v =$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Nach Weisbach $h_1 =$	0,354	1,217	2,537	4,302	6,496	9,115
„ Darcy „	0,318	1,273	2,865	5,093	7,958	11,460
„ St. Venant „	0,355	1,182	2,369	3,877	5,687	7,774

Setzt man den Werth für v aus der Gleichung $h_1 = \xi (l : D) (v^2 : 2g)$ in den obigen (327) für Q ein, so erhält man

$$Q^2 = \left(\frac{\pi}{4}\right)^2 d^4 h_1 \frac{d}{l} \frac{2g}{\xi} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^2 \frac{2g}{\xi} d^5 \frac{h_1}{l} = \frac{12,102596}{\xi} d^5 \frac{h_1}{l}.$$

Wird nun für überschlägliche Rechnungen, wie Dupuit empfiehlt*), ξ konstant gesetzt, so ergibt sich hieraus:

$$Q^2 = C d^5 \frac{h_1}{l}.$$

Dupuit setzt $C = 400$, d. i. $\xi = 0,03025649$, womit man bekommt:

$$d^5 = \frac{l}{h_1} \left(\frac{Q}{20}\right)^2 \dots \dots \dots (331)$$

und hieraus angenähert**):

$$Q = \sqrt[5]{\frac{h_1}{l} \left(\frac{d}{0,3}\right)^5} \dots \dots \dots (332)$$

Diese Formeln kann man so anwenden, dass man zuerst bei bekanntem Q und l und der verfügbaren Gefällshöhe h_1 die Rohrweite D so bestimmt, als solle h_1 ganz für die Reibung aufgehen, dann für D einen etwas grösseren Werth wählt, als die Reibung ergeben hat und darauf nach Weisbach oder Darcy u. s. w. den wirklichen Gefällsverlust für die Reibung bestimmt. Es mögen nun einige Beispiele folgen.

1. *Beispiel.* Bei dem grossen Düker aus §. 337, Fig. 1049 ist $D = 10,432$, $l = 353,8$ und $Q = 0,896$; daher berechnet sich v , wenn das Rohr voll läuft, zu $0,896 : 0,785 \cdot 0,432^2 = 0,896 : 0,1466 = 6,11$ m. Dies entspricht nach Weisbach einem Koeffizienten $\xi = 0,01439 + 0,0094711 : 2,472 = 0,0182$. Damit kommt aus (328) $h_1 = 0,0182 (1353,8 : 0,432)$

*) Siehe Dupuit, *Traité théorique et pratique de la conduite et de la distribution des eaux etc.*, Paris, Dunod, 1^{me} éd. 1854, 2^{me} éd. 1865.

***) 1 : 0,3⁵ gibt statt 400 den Werth 412; die Annäherung ist aber statthaft; Dupuit zieht die Form (332) der leichter scheinenden $Q = 20 \sqrt[5]{(h_1 : l) d^5}$ vor, weil die Konstante 0,3 dem Koeffizienten ξ direkt proportional ist.

$(6,11^2 : 2 \cdot 9,81) = 108,56 \text{ m}$. Thatsächlich vorhanden ist aber bloss eine Gefällhöhe von 92,56 m. Der Weisbach'sche Koeffizient, der noch niedriger ist, als der Darcy'sche, ist also hier noch zu hoch. Bestimmt man ζ aus der vorhandenen Höhe $h_1' = 92,56$, so erhält man $\zeta = 0,0155$; der wirkliche Koeffizient müsste also noch etwas kleiner sein. — Die Formel von Saint Venant, $h_1 = 0,023197 \cdot (1353,8 : 0,432 \cdot 9,81) \cdot 6,11^{-2,7}$, ergibt $h_1 = 88,4$, ein Werth, welcher etwas unter dem wirklichen Werth h_1' bleibt, aber demselben doch recht nahe kommt.

2. Beispiel. Die vorhin angeführte Schrift von Iben gibt S. 76 für eine dem Versuch unterworfenen Leitung in Stuttgart $l = 1102$, $D = 0,101$, $v = 0,629$. Damit erhält man nach Weisbach $\zeta = 0,0263$ und daraus $h_1 = 11,02 \cdot 0,526 = 5,7965$. Der Versuch aber lieferte $h_1 = 7,08$, und daraus $\zeta = 0,0322$. Der Unterschied ist wahrscheinlich den Einbauten, zwei Absperrschiebern und sechs Abzweigstutzen zuzuschreiben.

3. Beispiel. Ein anderer der in Stuttgart angestellten Versuche (Iben, S. 77) liefert aus $l = 92,0$, $D = 0,0257$, $v = 1,798$ den beobachteten Höhenverlust zu 25,271 m auf $l = 100 \text{ m}$ Rohrlänge. Nach Darcy erhielt man dafür $h_2 = 25,466 \text{ m}$, was sehr nahe mit dem Versuchsergebniss zusammentrifft, wie überhaupt bei mehreren Versuchen aus derselben Reihe geschieht; bei anderen Versuchen weicht indessen die Darcy'sche Formel wieder stark ab.

Wenn Luft statt Wasser die Röhre durchströmt, so verliert dieselbe nach Weisbach durch die Reibung eine Pressung, welche der Höhe h_1 einer Wassersäule von folgender Grösse entspricht:

$$h_1 = \xi_1 \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g\varepsilon} = 0,025 \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g\varepsilon} \quad \dots \quad (333)$$

wobei ε das Verhältniss der Dichtigkeit der Rohrfüllung zu derjenigen der äusseren Luft bezeichnet. Da ε , wenn gepresste Luft im Rohre ist, stets grösser als 1 ist, fällt h_1 kleiner als bei Wasser aus, namentlich wenn die Luftspannung hoch ist. An den Druckluftleitungen des Gotthardtunnels sind werthvolle Versuche durch Ingenieur Stockalper angestellt worden*). Dieser gelangte dazu, dass die Darcy'sche Formel (329) ganz gut die Verhältnisse für Luft gebe, wenn man ihre Ergebnisse mit dem Verhältniss der Dichtigkeit der Luft zu der des Wassers multiplicirt. Sehr werthvolle Mittheilungen hat auch Professor Unwin über Luftreibung gemacht, in welchen unter anderen der starke Einfluss von D auf ξ aus Versuchen nachgewiesen wird**).

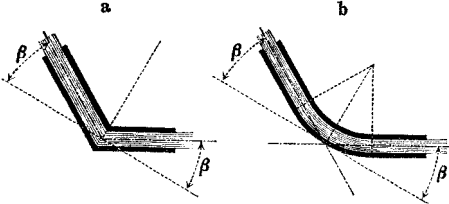
*) Stockalper, Expériences, faites au Tunnel de Saint Gotthard, sur l'écoulement de l'air comprimé, Genève 1879.

**) The coefficient of friction of air flowing in long pipes, Excerpt of the Proceedings of the Inst. of Civ. Engineers, London 1880.

4. *Beispiel.* Beim Bau des Hoosac-Tunnels in Massachuset betrug in einer rund 36 000 m langen Druckluftleitung die Luftspannung bei den Luftpressen 821, im Tunnel vor Ort 801 Pfd. auf den Quadratzoll.

Widerstand in Knierohren und Krümmern. In einem Knierohr, Fig. 1054 a, erfährt Wasser beim Durchgang einen

Fig. 1054.



bedeutenden Verlust an Druckhöhe, welcher sich nach Weisbach bei dem sogenannten Bricol- oder Abprallwinkel β durch folgende Formel ermitteln lässt:

$$h_2 = \xi_2 \frac{v^2}{2g} = (0,9457 \sin \beta^2 + 2,047 \sin \beta^4) \frac{v^2}{2g} \quad (334)$$

woraus folgt bei:

$\beta^0 =$	10	20	30	40	45	50	60	70
$\xi_2 =$	0,046	0,139	0,364	0,740	0,985	1,260	1,861	2,431

5. *Beispiel.* Das rechtwinklige Knie, bei dem also $\delta = 45^\circ$ ist, bedingt hiernach einen Druckverlust, welcher beinahe = dem Werthe $v^2 : 2g$ ist.

Im Krümmer, Fig. 1054 b, stellt sich der Verlust geringer, obwohl immer nicht vernachlässigbar klein, indem nämlich hier ist:

$$h_2 = \xi_2 \frac{\beta}{90} \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (335)$$

Dabei hängt ξ_2 von dem Verhältniss der Rohrweite d zum Krümmungshalbmesser r der Rohrmittellinie in folgender Weise ab.

$\frac{0,5 D}{r} =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\xi_2 =$	0,131	0,138	0,158	0,206	0,294	0,440	0,661	0,977	1,408	1,978

6. *Beispiel.* Für einen rechtwinkligen Krümmer, bei welchem $r = D$, hat man hiernach $h_2 = 0,294 \cdot (45 : 90) (v^2 : 2g) = 0,147 (v^2 : 2g)$, also ungefähr nur $\frac{1}{7}$ des Verlustes beim scharfen Knie von demselben Winkel.

Widerstände wegen plötzlicher Querschnittswchsel. Wenn Wasser in einer Röhrenleitung aus der Schnelle v_1 plötzlich in die Schnelle v übergehen muss, wie bei einer Leitung nach Fig. 1055 a, so verliert es einen Druck, welcher nach Weisbach gemessen wird durch die Höhe

$$h_3 = \frac{v_1^2 - v^2}{2g} = \left(\frac{F}{F_1} - 1 \right)^2 \frac{v^2}{2g} = \xi_3 \frac{v^2}{2g} \dots (336)$$

wenn die Querschnitte F und F_1 sind, also $Fv = F_1 v_1$. Verdoppelung des Querschnittes führt also schon einen Druckhöhen-

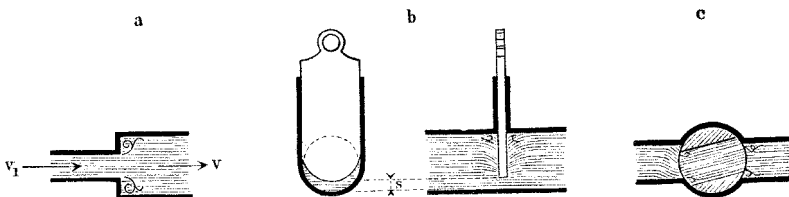
verlust = $v^2 : 2g$ herbei. Bei Schiebern in cylindrischen Röhren, Fig. 1055 *b*, Hähnen in ebensolchen Röhren, Fig. 1055 *e*, kommen auch Kontraktionswirkungen hinzu. Man soll setzen nach Weisbach für die genannten Schieber bei der:

Stellhöhe $s =$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
wobei $F_1 : F =$	0,948	0,856	0,740	0,609	0,466	0,315	0,159
$\zeta_3 =$	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,00	97,80

und beim Hahn, wenn der

Stellwinkel =	10°	20°	30°	40°	50°	60°	65°	$82\frac{1}{8}^\circ$
wo $F_1 : F =$	0,850	0,692	0,535	0,385	0,250	0,137	0,091	0
$\zeta_3 =$	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206	486	∞ .

Fig. 1055.



Aus diesen Zahlen geht hervor, von welchem bedeutenden Einfluss die Schieberkasten, Schlammfänge und ähnliche, eine Unstetigkeit verursachende Einbauten in Röhrenleitungen für die Wasserbewegung sind. Stets wird man suchen müssen, die Plötzlichkeit der Uebergänge zu mildern, durch eingeschaltete Kurven im Profil abzuschwächen, indem dadurch ein grosser Theil der Verluste vermieden werden kann. Für gasförmige Flüssigkeiten fallen die Verluste wegen der geringeren Massendichtigkeit beträchtlich geringer aus, verdienen aber immerhin Beachtung. Wegen anderweitiger Leitungswiderstände, so auch derjenigen, welche das Wasser in Kanälen und Flüssen erfährt, muss auf die Lehrbücher der Hydromechanik verwiesen werden.

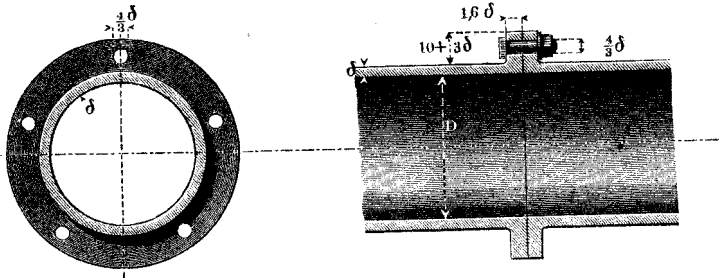
§. 341.

Verbindungen für gusseiserne Röhren.

Eine sehr viel gebrauchte Verbindung gusseiserner Röhren ist die Flanschenverbindung Fig. 1056 (a. f. S.). Die anzuwendenden Verhältnisse sind in der Figur angegeben. Früher liess man zwischen den Schraubenlöchern und dem inneren Rande gewöhnlich eine Arbeitsleiste stehen; jetzt wird dieselbe meistens weg-

gelassen, da das Geradestecken der ganzen Flantsche die Verbindung schöner und genauer macht, ohne wesentlich mehr zu

Fig. 1056.



kosten. Viele wenden als Dichtungsmittel neuerdings wieder einen Ring aus Kupferdraht an, welcher in eine eingedrehte Kerbe eingepresst wird und jeden Kitt überflüssig macht. Die Firma Felten und Guillaume liefert zubereitete geflochtene Drahringe, welche sich sehr gut zu Flantschendichtungen eignen. Bei gewöhnlichen Röhren von nicht zu hoher Spannung kann man die Anzahl \mathfrak{N} der Flantschenschrauben nehmen:

$$\mathfrak{N} = 2 + \frac{D}{50} \quad \dots \dots \dots (337)$$

Hiernach erhält ein Rohr von 100 mm Weite vier Schrauben, eines von 200 mm Weite deren sechs. Ein Luftpumpencylinder von 1500 mm Weite erhält nach (337) $2 + 1500 : 50 = 32$ Schrauben.

Bei einigermaßen starkem innerem Druck, der gegen Boden oder Deckel gerichtet ist, ist es aber besser, \mathfrak{N} nach folgender Formel zu nehmen:

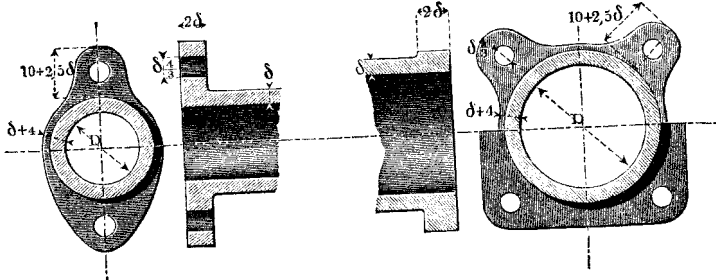
$$\mathfrak{N} = \frac{a}{160} \left(\frac{D}{d} \right)^2 \quad \dots \dots \dots (338)$$

wobei d die Schraubendicke, D die Rohrweite, a die Anzahl der Atmosphären der im Rohr herrschenden Spannung bezeichnet. Hierbei ist die Dicke d_1 des Schraubenkerns = $0,8 d$ und die im Schraubenkern eintretende Spannung = $2,5$ gesetzt, wie in Formel (72).

Beispiel. Ein Dampfzylinder von 1000 mm Weite und 4 at innerem Ueberdruck erhält nach (320) eine Wanddicke $\delta = 20 + 1000 : 100 = 30$ mm, also nach obiger Figur eine Deckelschraubendicke $d = \frac{4}{3} \cdot 30 = 40$ mm, wobei die Schraubenanzahl nach (338) zu nehmen ist: $\mathfrak{N} = (4 : 160) (1000 : 40)^2 = 625 : 40 = 15,6 \sim 16$ (vergl. Kap. XXVI am Schluss).

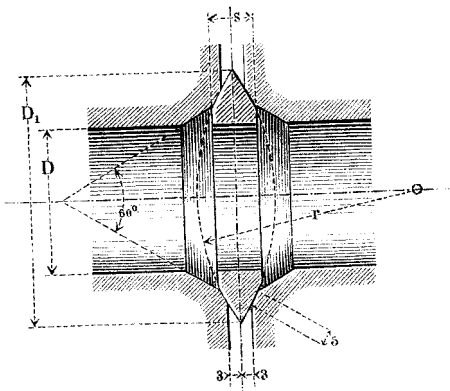
Die Ohrflantsche, Fig. 1057, ist eine oft gebrauchte Abänderung der Kreisflantsche; ihre Dicke wird wegen der geringeren Ansatzfläche = 2 bis 2,5 δ statt 1,6 δ gemacht.

Fig. 1057.



An den Lokomotiven der preussischen Staatsbahnen kommen für Röhren und Deckel Flantschen zur Anwendung, bei welchen ein aus Rothguss hergestellter Verdichtungsring in Form eines Linsenausschnittes als Zwischenmittel angewandt ist, Fig. 1058.

Fig. 1058.

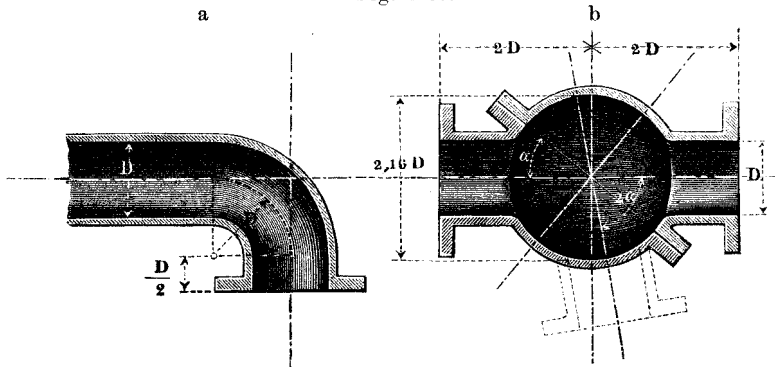


Diese, von Wöhler angegebenen Dichtungsringe führen den Namen Dichtungslinsen. Sie werden in ihre Sitze dicht eingeschlif- fen und haben sich sehr gut bewährt. Die fol- gende kleine Tabelle gibt die „Normalien für die Betriebsmittel der preussischen Staatsbahnen“ festgestellten Ab- messungen der in 30 Grössen angewandten Dichtungslinsen an.

$D =$	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
$D_1 =$	40	45	55	60	60	70	75	80	90	90	95	105	105	110	
$r =$	30	30	45	45	45	60	60	60	60	75	75	75	90	90	90
$s =$	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
$D =$	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
$D_1 =$	115	120	130	135	140	140	145	150	165	170	170	175	180	185	190
$r =$	90	90	110	110	110	110	110	110	130	130	130	130	130	130	130
$s =$	13	13	16	16	16	16	16	16	20	20	20	20	20	20	20

Ein mit der Flanschenverbindung versehenes Rohrknie oder einen Krümmer zeigt Fig. 1059 a. Die Krümmung darf nicht zu scharf gemacht werden, damit die Winkelleitung des etwa durch das Rohr zu leitenden Wassers nicht zu viel Stossverlust mit sich bringt (s. §. 340, 6. Beispiel). Für jeden anderen Winkel, den die Rohrachsen einschliessen sollen, muss ein solcher Krümmer besonders modellirt werden. Bequemer ist in dieser Hinsicht das Rohrknie von Brown, Fig. 1059 b. Vor der Aufstellung wird nur

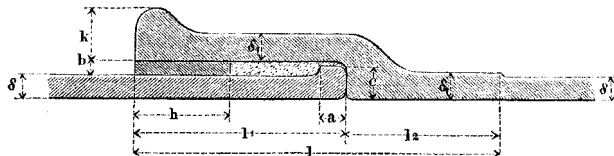
Fig. 1059.



das eine der Kniestücke mit Schraubenlöchern versehen, das andere wird erst bei der Aufstellung selbst nach geschehener Anzeichnung gebohrt. Je nachdem man die Flanschen stellt, kann man den Kniewinkel zwischen dem Werthe 2α und 180° nach Belieben wählen. Hier ist $\alpha = 40^\circ$ genommen, was für die meisten praktischen Fälle passt.

Die Muffenverbindung oder Rohrmuffe wird bei Gas- und Wasserleitungsröhren vorwiegend angewandt. Als Dichtungs-

Fig. 1060.



stoff dient Blei, welches man sehr zweckmässig in der Form von fertigen Halbringen einsetzt und feststemmt, nachdem eine Wergunterlage in die Muffe geschoben worden.

Das erweiterte Ende des Rohrs nennt man das Muffenende, das andere das Mandelende. Die Abmessungen an der Muffe

und der Mandel können nach folgenden sorgfältig gewählten Verhältnisszahlen genommen werden. Die Rohrwanddicke δ wird nach (318) bestimmt, also $\delta = 8 + \frac{1}{80} D$ genommen; sodann nehme man:

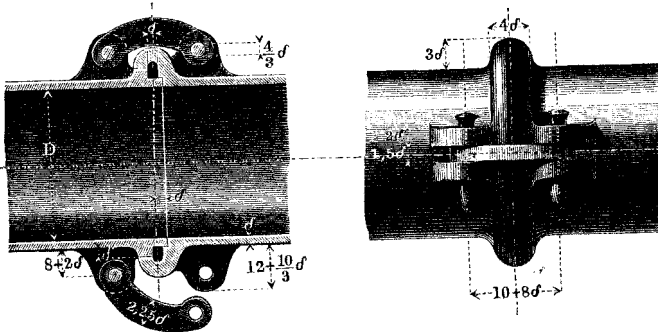
Wandstärke der Muffe	$\delta_1 = 10 + 0,0135 D$
Stärke des Muffenkranses	$k = 18 + 0,0025 D$
Innere Länge der Muffe	$l_1 = 67 + 0,11 D$
Länge des Muffenhalses	$l_2 = 49 + 0,09 D$
Gesamtlänge der Muffe	$l = 116 + 0,20 D$
Lichtweite der Dichtung	$b = 5 + 0,007 D$
Höhe des Bleiringes	$h = 28 + 0,07 D$
Höhe der Mandel	$a = 1,2 \delta$
Wandstärke der Mandel	$c = \delta + b - 2.$

Manche geben dem Muffenkranze eine ringsumlaufende Kerbe im Innern, welche die Bleidichtung festhalten soll; andere erklären diese Kerbe wegen der Weichheit des Dichtungsmetalle für vollständig nutzlos. Häufig findet man auch neuerdings den Wulst am umschlossenen Rohrende ganz weggelassen (was namentlich bei der inzwischen aufgekommene englischen Methode des Röhrengusses bequem ist); die Muffe erhält dafür am inneren Rande einen Vorsprung nach innen.

Nach einer in Belgien verbreiteten Methode wird die Bleiverdichtung durch einen Gummiring von Globoidform (s. Fig. 637 a) ersetzt, welcher beim Ineinanderschieben von Mandel und Muffe gleichsam in die Muffe hineingerollt wird.

Fig. 1061 stellt die Petit'sche Röhrenverbindung dar. Ein in die kurze Muffe gelegter Kautschukring wird, indem man die

Fig. 1061.

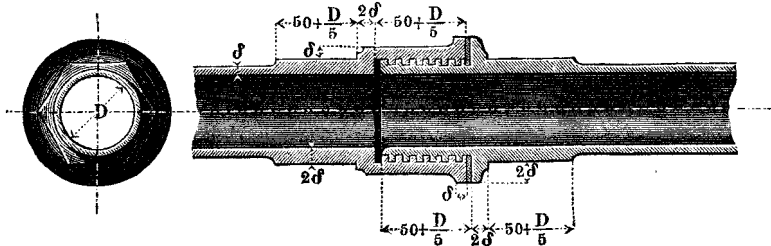


Röhren selbst als Hebel benutzt, stark zusammengepresst, zwei Klauen mit schmiedeisernen Stiften halten das Rohrschloss zusammen. Vorstehende Röhrenverbindung, welche u. a. bei der

grossen Wasserleitung im Lager von Châlons angewandt wurde, stellt sich namentlich bei Wasserröhren erstlich sehr billig, gestattet sodann eine grosse Schnelligkeit im Legen langer Rohrstränge, und bietet endlich eine gewisse Beweglichkeit dar, welche in unregelmässigem Boden von ganz besonderem Werthe ist. Es scheint empfehlenswerth, das Oehr stärker zu machen, als Petit angibt.

Eine Schraubmuffe für gusseiserne Wasserleitungsröhren*) stellt Fig. 1062 dar. Das Schraubengewinde ist gleich angegossen, als Dichtungsstoff Blei in einem über das äussere Gewinde

Fig. 1062.



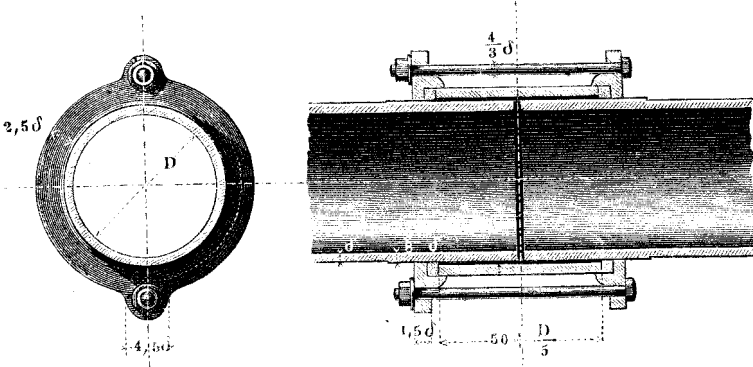
gestreiften Ringe angewandt. Diese Verbindung kann man sich als eine Flantschenverbindung mit einer einzigen Schraube vorstellen, welche letztere mit dem Rohre konaxial gemacht, und soviel erweitert ist (siehe §. 86), dass sie die Rohrhöhlung in sich aufnehmen kann. Da die Schraube mit dem Rohre eintrummig ist, muss beim Anschrauben das zuletzt gelegte Rohr selbst um seine Achse gedreht werden, zu welchem Ende der Röhrenleger zwei grosse, die Muffen fassende Schraubenschlüssel führt.

Fig. 1063. Rohrmuffe von Normandy. Die Dichtung geschieht mit zwei Kautschukringen. Diese höchst einfach gebaute Verbindung ist, haltbaren Dichtungsstoff vorausgesetzt, unter Umständen sehr brauchbar. Sie hat die Beweglichkeit des Petit'schen Rohrschlusses, und ist leicht aufzustellen und auseinanderzunehmen. Eine ähnliche Stossverbindung unter Benutzung der Bleiverdichtung findet man auch bei Wasserleitungsröhren benutzt. Der Ring bildet dann eine doppelte Muffe; die Röhren sind ganz glatt, ohne Verdickung oder Wulst an den Enden hergestellt.

*) Das Hüttenwerk Lauchhammer benutzt und liefert die folgende Verbindung für Röhren bis zu 50 bis 60 mm Lichtweite.

Der Abstand der Mittelebenen der beiden Stossverbindungen eines Rohres heisst dessen Baulänge. Diese kann bei geraden

Fig. 1063



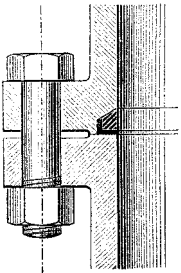
gusseisernen Röhren immer wenigstens zwischen 1 und 2 Meter betragen, und wird bei langen Leitungen soviel als thunlich grösser genommen. Bei Muffenröhren für Gas und Wasser findet man bei $D = 100$ mm die Baulänge 2 bis 3 m

300 mm „ „ 3 „ 4 m
600 mm und darüber 4 m

ausgeführt.

Für Hochdruckwasserleitungen empfiehlt Riedler*) als vorzüglich bewährt die in Fig. 1064 dargestellte Stulpdichtung. Die

Fig. 1064.



auf der Drehbank glatt abgestochenen Flantschen werden ohne Zwischenmittel fest aufeinander geschraubt; in eine eingedrehte Kerbe ist vorher ein Lederstulp eingelegt, der durch einen zweitheiligen Springring festgehalten wird; unter Umständen kann wohl der Haltering auch eintrümig hergestellt werden.

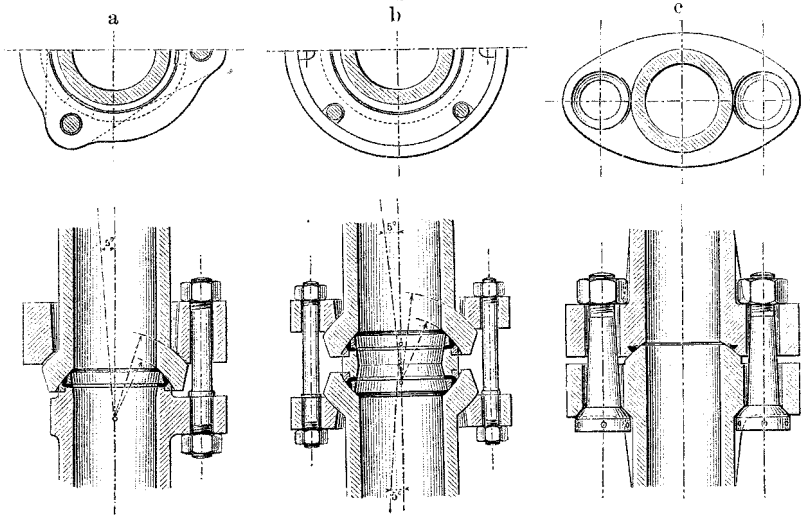
Hoppe wendet für Hochdruckröhren aus Gusseisen, wenn sie in nachgiebigem Erdreich ruhen sollen, eine, ebenfalls mit Stulpdichtung ausgerüstete Kugelflantsche an**). Drei Bauarten derselben sind in Fig. 1065 (a. f. S.) dargestellt. a Einfache Kugelflantsche; der Dichtungsstulp wird durch einen quer zur Achse getheilten

*) Siehe Riedler, Unterirdische Wasserhaltungsmaschinen mit gesteuerten Ventilen, Z. D. Ingenieure 1880 (Band XXXII) S. 481 ff.

***) D. R.-P. 42126 nebst Zusatzpatent.

Haltering aus Bronze in richtiger Lage gehalten; Ablenkungsweite 5°. b Doppelte Kugelflantsche, von 10° Ablenkungsweite,

Fig. 1065.



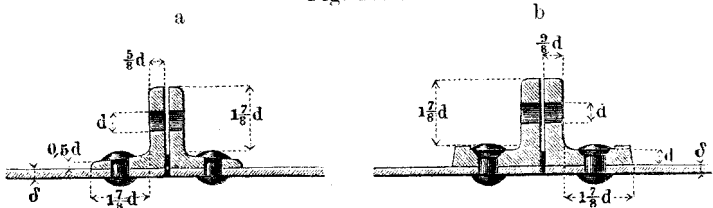
im übrigen wie a gebaut. Die dritte Form, c, welche die neueste ist, bedarf keines besonderen Halteringes für den Stulp; auch ist ihre Beweglichkeit anders erzielt als bei a und b, indem nämlich den beiden Verbindungsschrauben am Kopf ein Kugelenk gegeben ist.

§. 342.

Verbindungen für schmiedeiserne und stählerne Röhren.

Genietetete Leitungsröhren werden manchmal mit schmiedeisenen oder gusseisernen Flantschen, Fig. 1066 a und b, verbunden.

Fig. 1066.



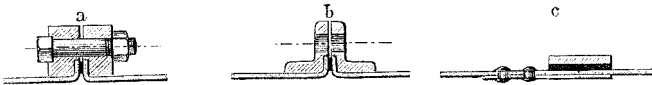
Wenn nicht andere Rechnungsunterlagen vorhanden sind, kann

man die Schraubendicke und -Anzahl so bestimmen, als ob das Rohr aus Gusseisen bestände, und dann die in der Figur angegebenen Verhältnisse benutzen. Die Rohrwanddicke δ kann dann nach irgend welchen Rücksichten bestimmt sein.

1. *Beispiel.* Es seien die schmiedeisernen Flantschen eines 1000 mm weiten Aufschlagrohres für eine Turbine zu bestimmen. Als Gusseisenrohr erhalte es nach (318) die Wanddicke $\delta = 8 + 1000:80 = 20,5$, woraus die Schraubendicke d gemäss Fig. 1056 $= 4/3 \cdot 20,5 = 27,33 \sim 26$ (vergl. Tab. §. 81) folgt. Die Schraubenanzahl n kommt nach (337) $2 + 1000:50 = 22$. Hat das Rohr 2 at inneren Druck, so erhält man, wenn $\Sigma = 3$ gewählt wird, nach (324) $\delta = 1000 \cdot 0,02 : 2 \cdot 3 = 3,33 \sim 3,5$ mm.

Für dünnwandige gezogene Röhren ist die Verbindung Fig. 1067 a sehr praktisch. Die Rohrenden werden umbörtelt

Fig. 1067.



und mit der Umbörtelung in ausgedrehte Versenkungen der gusseisernen Flantschenringe eingesenkt; für die Köpfe der Schrauben empfiehlt sich der hier angegebene ringsumlaufende Falz als Kopfhalter (vergl. Fig. 427). b ähnliche Verbindung mit schmiedeisernen Winkelringen als Flantschen*). Die in §. 337 besprochenen dünnwandigen schmiedeisernen Röhren erhalten, wenn sie unter besonders hohem innerem Drucke stehen, eine Stutzenverbindung, wie sie in Fig. c dargestellt ist. In das eine der zu verbindenden Rohrenden wird ein gut passender schmiedeiserner Stutzen eingeschoben und darin festgenietet, darauf das andere Rohrende über das vorstehende Stück des Stutzens gesteckt und nun ein lose passender schmiedeiserner Ring über die Fuge geschoben. Dieser bildet eine äussere Muffe, in deren Hohlraum Blei eingegossen und sorgfältig verstemmt wird. Verbindungen dieser Art wirken auch als Dehnungskupplungen (vergl. §. 338).

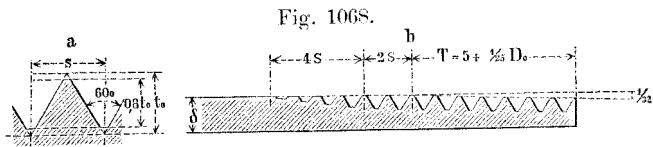
Sehr wichtige Bautheile sind die Verbindungen für gezogene schmiedeiserner, stählerne etc. Röhren. Die Verbindung geschieht am zweckmässigsten mittelst Verschraubung und zwar bedient man sich dabei besonderer Hilfsstücke, die man Versetzstücke

*) Eine Flantschenverbindung für schmiedeiserner Dampfrohren mit aufgeschweissten konischen Ringen, von De Naeyer, s. Z. D. Ingenieure 1886 (Bd. XXX) S. 106.

oder kürzer Setzstücke nennen kann. Für den glatten Rohrstrang dienen Doppelmuffen aus dem Baustoff der zu verbindenden Röhren, für Winkel und Verzweigungen Winkelmuffen und sog. T-Stücke. Sehr empfehlenswerth ist die amerikanische Methode, die Gewinde konisch herzustellen, so dass unter Anwendung von ganz wenig Kitt die Verbindung durch blosses Ineinanderschrauben der Voll- und Hohlgewinde dicht gemacht werden kann.

Die amerikanischen Maschineningenieure haben mit grosser Sorgfalt Normalien oder Standmaasse für ihre Rohrmuffengewinde festgestellt und seit 1887 allgemein angenommen, wobei wesentlich die Vorschläge des (verstorbenen) Ingenieurs Briggs Annahme gefunden haben*).

Amerikanische Standmaasse für Schraubmuffen. Das Gewinde ist ein sog. dreieckiges und hat, wie das Sellers'sche (vergl. §. 76) einen Kantenwinkel $2\beta = 60^\circ$. Dabei sind die Gänge an Scheitel und Wurzel um $\frac{1}{10}$ der theoretischen Gangtiefe t_0 geradlinig abgestumpft, so dass die bleibende wirkliche Gangtiefe $t = 0,8t_0$ und $= 0,69$ der Steigung s wird, s. Fig. 1068 a. Sodann ist der Gewindeanschnitt auf dem Rohr am freien Ende zugespitzt, s. Fig. 1068 b, und zwar mit $\frac{1}{32}$ Anzug an



jeder Seite. Die Länge dieses konischen Theiles ist festgesetzt zu $T = (4,8 + 0,8 D) s$; sie ist zugleich die Länge des mit Gewinde versehenen Theiles der Muffe. Auf den konischen Theil folgt ein Stück von der Länge $T_1 = 2s$, in welchem die Gänge an der Wurzel noch abgeschnitten, am Scheitel aber nach dem Cylinder D_0 abgestumpft sind. Daran schliesst sich ein Stück von der Länge $T_2 = 4s$ an, in welchem die Gänge an Wurzel und Scheitel abgestumpft sind und zwar so, dass das Gewinde so zu sagen verschwindend in den Cylinder D_0 ausläuft. Die Wanddicke δ des Rohres ist so vorausgesetzt, dass am äusseren Ende von T die Stoffdicke innerhalb der Gewindewurzel $= 0,025 + 0,0175 D_0$ bleibt. Die Gewindesteigung s ist begreiflicherweise weit feiner gewählt, als bei Befestigungsschrauben von gleicher Dicke (es ist „erweitertes Gewinde“, vergl. §. 86) und zwar sind nur fünf Werthe der Steigung s , entsprechend

*) Vergl. Transactions of the Am. Soc. of Mech. Engineers Vol. VII (1885—86) S. 311, Bond, Standard pipe and pipe threads, sowie ebenda S. 20 und 414; sodann Vol. VIII (1886—87) S. 29, Report of the Committee on standard pipe and pipe threads, und S. 347, Final report of the Committee etc.

den in den Ver. Staaten üblich gewordenen Abmessungen, angenommen worden, diejenigen nämlich von:

$$s = \frac{1}{27}, \frac{1}{18}, \frac{1}{14}, \frac{1}{11,5} \text{ und } \frac{1}{8} \text{ Zoll.}$$

Folgende Tafel gibt eine Zusammenstellung der vereinbarten Grössen.

Vereinbarte amerikanische Gewinde für Rohrmuffen.

Angebliche Lichtweite in Zoll	Wirkliche Lichtweite D Zoll	Wirklicher äuss. Dchm. D_0 Zoll	Wanddicke δ in Zoll	Gewinde- Gänge auf $1'' = \frac{1}{s}$	Länge T in Zoll
$\frac{1}{8}$	0,270	0,405	0,068	27	0,19
$\frac{1}{4}$	0,364	0,540	0,088	18	0,29
$\frac{3}{8}$	0,494	0,675	0,091	18	0,30
$\frac{1}{2}$	0,623	0,840	0,109	14	0,39
$\frac{3}{4}$	0,824	1,050	0,113	14	0,40
1	1,048	1,315	0,134	$11\frac{1}{2}$	0,51
$1\frac{1}{4}$	1,380	1,660	0,140	$11\frac{1}{2}$	0,54
$1\frac{1}{2}$	1,610	1,900	0,145	$11\frac{1}{2}$	0,55
2	2,076	2,375	0,154	$11\frac{1}{2}$	0,58
$2\frac{1}{2}$	2,468	2,875	0,204	8	0,89
3	3,067	3,500	0,217	8	0,95
$3\frac{1}{2}$	3,548	4,000	0,226	8	1,00
4	4,026	4,500	0,237	8	1,05
4	4,508	5,000	0,246	8	1,10
5	5,045	5,563	0,259	8	1,16
6	6,065	6,625	0,280	8	1,26
7	7,023	7,625	0,301	8	1,36
8	8,082	8,625	0,322	8	1,46
9	9,000	9,688	0,344	8	1,57
10	10,019	10,750	0,366	8	1,68

Anzug des konischen Schraubenendes = $\frac{1}{32}$ auf jeder Seite.

Es sei bemerkt, dass sich die Wanddicke δ der Tafel recht gut durch die Formel $\delta = 0,111 \sqrt{D_0}$ ausdrücken lässt. Dieselbe liefert für $D_0 = 0,405, 1,050, 4,000$ und $10,750$ die Werthe $0,071, 0,114, 0,222, 0,364$, welche wohl unbeanstandet für die vereinbarten hätten gebraucht werden können.

Für das Muttergewinde in der Muffe gilt dasselbe Profil, wie es Fig. 1069 b angibt, doch führen die Fabrikanten das Hohlgewinde so aus, dass es an der konischen Stelle einen etwas stärkeren Anzug als $\frac{1}{32}$ hat, so dass die auf Sprengung der Muffe wirkende Kraft an deren stärkstem Punkte angreift.

Was die Abmessungen von D_0 über 10,75 Zoll hinaus angeht, haben wir wohl anzunehmen, da sich der beauftragte Ausschuss darüber nicht ausspricht, dass die Steigung von $\frac{1}{8}$ " auch für dickere Röhren, soweit solche noch Schraubmuffen erhalten, beizubehalten sein werde.

Angesichts der raschen Zunahme im Verbrauch gezogener Röhren in Deutschland empfiehlt es sich, auch für uns Standmaasse zu vereinbaren, nach welchen die Gewinde der Rohrmuffen anzufertigen sein würden*). Es wird nicht angehen, die amerikanischen Vereinbarungen unmittelbar herüberzunehmen, da wir uns an das metrische Maasssystem zu halten haben. Letzterem sind vor allem anderen die Durchmesser-Abstufungen anzupassen. Bezüglich der von den in Amerika so genau untersuchten anderen Verhältnisse wird man sich, unter Berücksichtigung unseres Maasssystems, den dortigen Vereinbarungen recht genau anschliessen dürfen. Die folgenden Vorschläge suchen diese Bedingungen zu erfüllen.

Vorschläge zu metrischen Standmaassen für Schraubmuffen. Das Gewinde werde, wie bei den amerikanischen Vereinbarungen, so profiliert, dass der Kantenwinkel 2β auf 60° festgesetzt wird. Die Abstumpfung an Scheitel und Wurzel der Gänge werde sodann, ebenso wie dort, $= \frac{1}{10}$ der theoretischen Gangtiefe t_0 gemacht, so dass die wirkliche Gangtiefe $t = 0,8 t_0$, oder (da $t_0 = \cos 30 \cdot s = 0,866 s$ ist) $= 0,8 \cdot 0,866 s \approx 0,69 s$ ausfällt. Ohne weiteres beibehalten werde ebenfalls die erprobte Zuspitzung von $\frac{1}{32}$ Anzug. Die Länge T des konischen Theiles des Gewindeanschnittes, dessen Gänge voll ausgeschnitten sind, werde gemacht: $T = (5 + \frac{1}{25} D_0) s$, was nahe mit den obigen Abmessungen übereinstimmt; dann aber werde das Mass T , der einfacheren Messungen wegen, abgerundet. Die Längen $T_1 = 2 s$ und $T_2 = 4 s$ werden beibehalten. Die Wanddicke δ wählen wir, unter blosser Umrechnung unserer obigen, die amerikanische ersetzenden Formel, zu $\delta = 0,555 \sqrt{D_0}$, runden das damit erhaltene Mass aber schliesslich ab. Endlich nehmen wir für die Steigungen der Gewinde die folgenden Grössen an:

$$s = \quad 1, \quad 1,4, \quad 1,8, \quad 2,2 \quad \text{und} \quad 3,2 \text{ mm} \\ \quad [0,94] \quad [1,41] \quad [1,81] \quad [2,21] \quad \text{„} \quad [3,17] \text{ Zoll,}$$

welche sehr nahe mit den in Klammern hier beigegeführten Werthen der amerikanischen Stufenfolge zusammentreffen, so nahe, dass mit Ausnahme

*) Dem Verlande der Gas- und Wasserfachmänner möchte wohl die Aufgabe zufallen, bezügliche Schritte zu thun.

des ersten Werthes die Gewinde mit einander vertauschbar genannt werden können. In der nachfolgenden Tafel sind die Verhältnisse für $D_0 = 10$ bei 325 mm zusammengestellt.

Vorgeschlagene metrische Gewinde für Rohrmuffen*).

Aeuß. Dehm. D_0	Wanddicke δ	Licht- weite D	Steigung s	Gewinde- länge T	Länge T_1 $= 2s$	Länge T_2 $= 4s$
10	1,75 ~ 1,75	6,5	1,0	5,4 s ~ 5,5	2,0	4
15	2,15 " 2,00	11,0	1,4	5,6 s " 7,5	2,8	5,6
20	2,48 " 2,50	15,0	1,4	5,8 s " 8	2,8	5,6
25	2,78 " 2,75	19,5	1,8	6,0 s " 11	3,6	7,2
30	3,04 " 3,00	24,0	1,8	6,2 s " 12	3,6	7,2
35	3,29 " 3,25	28,5	2,2	6,4 s " 14	4,4	8,8
40	3,51 " 3,50	33,0	2,2	6,6 s " 15	4,4	8,8
50	3,92 " 4,00	42,0	2,2	7,0 s " 15	4,4	8,8
60	4,30 " 4,25	51,5	2,2	7,4 s " 16	4,4	8,8
70	4,65 " 4,75	60,5	3,2	7,8 s " 25	6,4	12,8
80	4,85 " 5,00	70,0	3,2	8,2 s " 26	6,4	12,8
90	5,27 " 5,25	79,5	3,2	8,6 s " 28	6,4	12,8
100	5,55 " 5,50	89,0	3,2	9 s " 29	6,4	12,8
110	5,82 " 5,75	98,5	3,2	9,4 s " 30	6,4	12,8
120	6,08 " 6,00	108,0	3,2	9,8 s " 31	6,4	12,8
130	6,33 " 6,25	117,5	3,2	10,2 s " 33	6,4	12,8
140	6,57 " 6,50	127,0	3,2	10,6 s " 34	6,4	12,8
150	6,80 " 6,75	136,5	3,2	11 s " 36	6,4	12,8
175	7,34 " 7,25	160,5	3,2	12 s " 38	6,4	12,8
200	7,85 " 7,75	184,5	3,2	13 s " 42	6,4	12,8
225	8,33 " 8,25	208,5	3,2	14 s " 45	6,4	12,8
250	8,77 " 8,75	232,5	3,2	15 s " 48	6,4	12,8
275	9,20 " 9,25	256,5	3,2	16 s " 51	6,4	12,8
300	9,51 " 9,50	281,0	3,2	17 s " 54	6,4	12,8
325	10,01 " 10,00	305,0	3,2	18 s " 58	6,4	12,8

Anzug des konischen Schraubeneendes = $\frac{1}{32}$ auf jeder Seite.

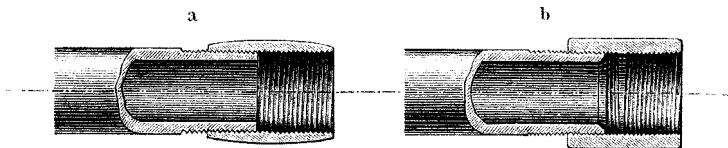
*) Die hier gemachten Vorschläge sind von mir den Mannesmann'schen Röhrenwerken in Remscheid, Saarbrücken und Komotau vorgelegt worden und haben daselbst Annahme gefunden.

Ausgegangen ist hier von dem äusseren Durchmesser D_0 des Rohres; es könnte in Frage kommen, ob es nicht besser sei, wie üblich, von der Lichtweite D auszugehen. Allein ersteres empfiehlt sich unzweifelhaft mehr wegen der Setzstücke, welche man jetzt auf Standmaasse zu bringen eifrig bestrebt ist; man sieht auch schon an der amerikanischen Tabelle, S. 1013, wie weit oft die angebliche oder Benennungsrohrweite von der wirklichen abweicht, so dass man wie in stiller Uebereinkunft nur der Rohrsorte einen Namen damit gibt. Bei Annahme fester Stufen für D_0 bleibt dem Entwerfer oder Fabrikanten überlassen, die Wanddicke δ vielleicht kleiner zu wählen, als die Tabelle angibt, unter Umständen auch grösser. Wenn mit D_0 über 325 mm hinausgegangen werden soll, könnte man für die gewöhnlichen Fälle $\delta = 10$ mm wohl beibehalten, wenn nicht sogar, auch schon für kleinere D_0 , eine kleinere Wanddicke als ausreichend erachtet wird.

Die Herstellung der Gewinde, für Rohre wie für Muffen, erfordert eine ausserordentliche Genauigkeit und Sorgfalt, wenn die Setzstücke austauschbar sein sollen, wohin man jedenfalls wird trachten müssen. Starke und sehr genau gearbeitete Maschinen zum Gewindeschneiden, und zu diesen wieder Hilfsmaschinen zum Herstellen der Gewindestähle, sowie äusserst genaue Messwerkzeuge sind unerlässlich für das Gelingen. In Amerika ist man damit auf hoher Stufe der Vollendung angelangt.

Setzstücke mit Schraubmuffen für gezogene Röhren. Die einfache gerade Schraubmuffe zur Verbindung aufeinanderfolgender Röhren von gleicher Dicke D_0 wird mit Vorzug aus Schmiedeisen oder Stahl hergestellt. Es ist von ihr nur zu sagen, dass sie zwei Muttergewinde von der Länge T (s. Tab. auf S. 1015) zu bekommen hat, vergl. Fig. 1069 a, welche um einen kleinen

Fig. 1069.

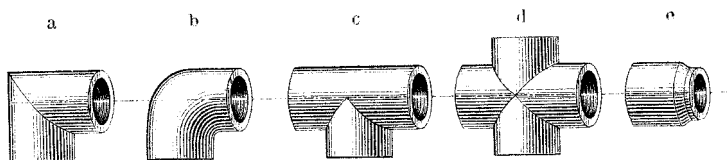


Spielraum für etwaiges Vortreten der Stossenden der Röhren auseinanderstehen. In manchen Fällen muss man die Verbindung als Zwischenschraube (Rechts- und Linksschraube) behandeln, siehe

Fig. b, um zwei Rohrstücke, die man nicht um ihre geometrischen Achsen drehen darf, verbinden zu können. Für anderartige Verbindungen sind schmiedeiserne oder stählerne Setzstücke in mehreren Formen im Gebrauch, wovon Beispiele in Fig. 1070.

a rechtwinkliges Kniestück, b Krümmer, c sogen. T-Stück, gleichsam aus zwei Kniestücken zusammengesetzt, d Kreuzstück, ebenfalls wie aus zwei Kniestücken gebildet, e Absatzmuffe. Alle

Fig. 1070.

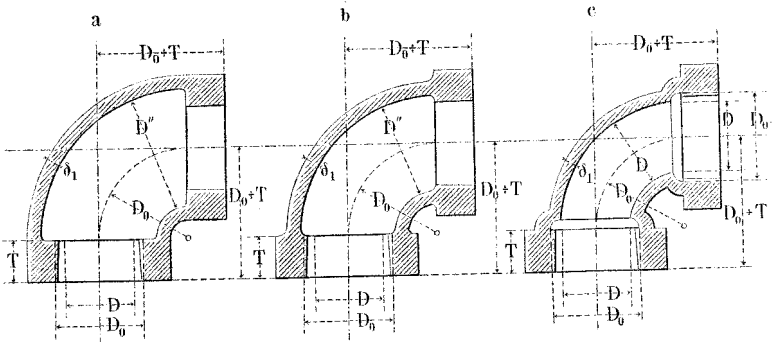


diese Verbindungskörper gehen für die Leitung gasförmiger Druckorgane ganz gut an; für tropfbar flüssige, wie Wasser, Soole, Oel, sind sie, mit Ausnahme des Krümmers b, nur dann empfehlenswerth, wenn die Flüssigkeitssehnelle klein ist, oder man sich die Druckhöhenverluste, welche die plötzlichen Uebergänge mit sich bringen, gefallen lassen will. Für wichtige und viel Kraft beanspruchende Leitungen kommt man aber mehr und mehr dazu, durch gut geformte Setzstücke die Druckverluste herabzuziehen. Die Herstellung der Setzstücke aus Gusseisen lässt eine angemessene Formung derselben leicht zu, weshalb solche Setzstücke in England und Amerika, wo die Verwendung gezogener Röhren ausserordentlich gross ist, in starkem Gebrauch sind, man auch bereits bestrebt ist, Standmaasse für dieselben festzusetzen.

Das wichtigste Setzstück ist der Krümmer, indem von dem scharfen Knie wegen seines grossen Druckverlustes (S. 1002) für wichtige Leitungen abgesehen werden muss. Fig. 1071 (a. f. S.) stellt den gusseisernen Krümmer in drei zur Wahl stehenden Formen dar, gezeichnet unter der Voraussetzung, dass das oben (S. 1012) besprochene konische Gewinde zur Anwendung zu bringen sei. Form b ist die beliebteste, Form a wird von Manchen ihrer Schlichtheit wegen vorgezogen. Form c wird hier in Vorschlag gebracht. Je nachdem man sich für die eine oder andere Form entscheidet, nimmt man mehr oder weniger Druckhöhenverluste in den Kauf. Diese Verluste verdienen berechnet zu werden. Es sind ihrer zwei, einer für die Krümmung — es ist hier der

Krümmungshalbmesser $r = D_0$ genommen — und einer für die Erweiterung und darauf folgende Verengung.

Fig. 1071.



2. Beispiel. Die Figur stellt in halber Grösse die Krümmer für $D_0 = 25$ mm dar; angenommen werde $c = 2$ m. Dann hat man nach (335) für die Krümmung: $h_2 = \zeta(\beta : 90)(4 : 2 \cdot 0,981) = \zeta_2 0,102$, und für ζ_2

im Falle	a	b	c
wegen $0,5 d : r =$	0,66	0,54	0,39
$\zeta_2 =$	0,573	0,352	0,201
woraus $h_2 =$	0,058	0,036	0,021.

Ferner ist nach (336) für die Erweiterung und Verengung

$$h_3 = 2[\zeta_3(4 : 2 \cdot 0,981)] = 0,408 \zeta_3.$$

Dies gibt für die Verlusthöhen

im Falle	a	b	c
wo $\frac{F}{F_1} =$	$\left(\frac{33}{19,5}\right)^2$	$\left(\frac{27}{19,5}\right)^2$	1,0
$\zeta_3 =$	3,444	0,904	0*)
woraus $h_3 =$	1,404	0,369	0

$$\text{und } h_2 + h_3 = 1,462 \text{ m} \quad 0,405 \text{ m} \quad 0,021 \text{ m}.$$

Man erkennt hieraus, dass die Form a in der That nicht empfohlen werden kann, selbst für Dampfleitungen nicht, wem schon die Verlustziffer daselbst weit kleiner ausfällt als für Wasser, und dass die Form b, so beliebt sie ist, doch noch merkbare Verluste birgt, jedenfalls in dieser Beziehung der Form c nachsteht. Diese Form hat auch noch das für sich, dass sie das leichteste Gussstück liefert, indem sich die krummen Theile der drei Formen im Gewicht nahezu verhalten wie 36 : 30 : 25.

Von anderen Abmessungen des Krümmers ist nur noch die Schenkellänge mit der Grösse $D_0 + T$ besonders angeführt, wo-

*) Mit Recht kann wohl die in den Spielräumen hinter den Muffen befindliche Flüssigkeit als stillstehend angesehen werden.

bei D_0 und T aus der Tabelle S. 1015 zu entnehmen wären, wenn man Standmaasse schaffen will. Die Wanddicke δ_1 (welche hier $= \delta + 1$ gemacht ist) wird der Entwerfer je nach der Beschaffenheit des zur Verfügung stehenden Eisens oder auch nach der Flüssigkeitsspannung richten; ähnlich wird er mit der Dicke der Muffenwand (welche hier $= 2\delta_1$ gewählt ist) verfahren.

Bezüglich der erstrebten Einführung von Standmaassen ergehen die bekannt gewordenen Erörterungen, dass es unerlässlich sein werde, die Schenkellängen gleichförmig durchzuführen, und zwar für Krümmer und T -Stücke wie Kreuzstücke, damit es möglich werde, an die Stelle eines Krümmers jederzeit ein T -Stück, oder statt eines solchen ein Kreuzstück einzusetzen und man dabei sicher sein könne, dass die vorhandenen Röhren ihren Längen nach passend bleiben. Dieser Grundsatz soll *) auch noch festgehalten werden, wenn die im Winkel, T oder Kreuz aufeinanderfolgenden Röhren verschiedene Durchmesser haben. Der grösste der in Frage kommenden Durchmesser soll dann maassgebend sein und dem Setzstück den Namen geben, oder, wenn wir dies in andere Worte fassen, die grösste der an einem Setzstück vorkommenden Muffenweiten D_0 , soll sowohl die Schenkellänge $D_0 + T$ vorschreiben, als zur Benennung des Setzstückes dienen; wir wollen diese Weite deshalb als die Nennweite **) des Setzstückes bezeichnen. Ein T -Stück, welches einen Schenkel von 100 und zwei von 80 mm Weite besässe, gehörte also zu den Setzstücken von 100 mm. Diese beiden, als erwünscht anerkannten Bestimmungen sind bei den unseitig dargestellten Setzstücken befolgt; hinzugezogen sind ausserdem Rücksichten auf möglichst stossfreies Durchfliessen des Setzstückes.

3. *Beispiel.* Fig. 1072 a (a. f. S.) zeigt ein T -Stück, welches bestimmt ist, die eine Hälfte des zugeleiteten Wassers rechtwinklig ab-, die andere geradezu weiter zu leiten. Zu Grunde gelegt ist die Krümmerform b aus voriger Figur, auch der Gewohnheit gefolgt, das Rohr für die gerade Weiterleitung ebenso weit zu machen, wie das Zuleitungsrohr. D' ist ungefähr $0,7 D$, sein Querschnitt also halb so gross als der von D genommen, womit die Strömungsschnelle im Nebenast so gross wie die im Zutrittsrohr gemacht ist; im geraden Fortsatz wird die Schnelle nur halb so gross. Die Ueberleitung nach rechts geschieht durch einen Krümmer, der von dem geradeaus gehenden Fortsatz durch eine zugeschärfte Zwischenwand abge-

*) Siehe Transactions of the Am. Soc. of Mechanical Engineers, IV, (1882/83), p. 274.

**) „Prime denomination“ gegenüber „secondary denominations“ für die weniger weiten Muffen.

trennt ist. Diese Trennungsweise empfiehlt sich nach Rouc*) ganz besonders; er nennt die den Strom theilende Wandbildung den Trennungskiel.

Fig. 1072.

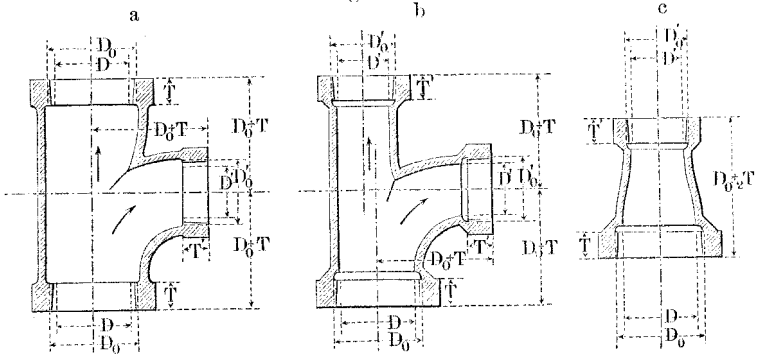
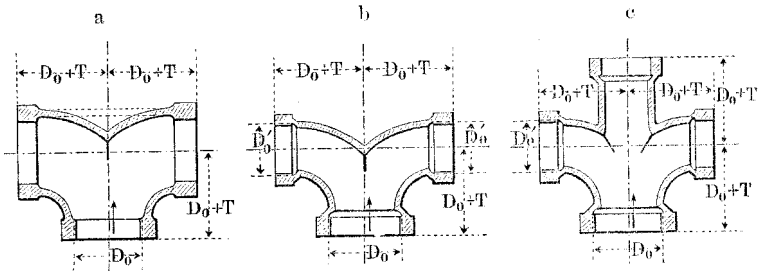


Fig. b zeigt eine nach Krümmer c gestaltete andere Bauart des fraglichen T-Stücks. Hier sind in den beiden abgehenden Ästen die Schnellen gleich gemacht; sanfte Uebergänge sind überall angewandt. c Absatzmuffe für einen Fall, wo das zugeleitete Wasser mit verdoppelter Schnelle geradeaus weitergeleitet werden soll; sanfte Ueberführung aus der kleinen in die grössere Schnelle soll Druckhöhenverluste vermeiden.

4. Beispiel. Fig. 1073 a T-Stück mit zwei gleichen Querverleitungen, geformt nach Krümmer b, Fig. 1071, wie häufig vorkommt. Es ist ein Fig. 1073.



Trennungskiel vorgesehen, was weit besser ist, als wenn die punktiert angegebene, gerade Querverbindung stattfindet. Dennoch fallen die Stossverluste nicht unbedeutend aus, da die Schnelle der Strömung plötzlich auf die Hälfte herabgesetzt wird. Dies ist vermieden in der Bauart b, geformt nach Krümmer c; hier bleibt die Strömungsschnelle ziemlich ungeändert, so dass der Stossverlust sehr klein ausfällt. Fig. c Kreuzstück mit drei gleichen Ausströmungen, gebaut ebenfalls nach Krümmer c.

In den vorstehenden Beispielen ist angenommen, dass die zu leitende Flüssigkeit von einem Theilungspunkte aus in die Rohr-

*) S. Anm. S. 997.

verzweigungen, seien es deren zwei, drei oder auch noch mehr, stetig einflüsse, also in den Röhren sich gleichförmig weiter be-
wege. Dies ist nun in grossen Leitungsnetzen, sei es in Häusern,
sei es in grossen öffentlichen Gebäuden, oder in Fabriken, keines-
wegs immer der Fall. Sehr häufig ist der eine oder andere
Rohrzwig am Auslauf zugesperrt oder hat nur ganz geringen
Abfluss, während in benachbarten Zweigen rasche Bewegung statt-
findet und stattfinden soll. Daher kann es dann oft ganz richtig
sein, in T- und Kreuzstücken die abzweigenden Muffen sämt-
lich gleich weit zu nehmen. Stossverluste sind aber unter solchen
Umständen unvermeidlich. Nichtsdestoweniger wird man auch
dann dahin streben müssen, durch weiche Uebergangsformen die
Verluste zu beschränken.

Will man Standmaasse für die dargestellten Setzstücke, in
welchen hier die Wahl zwischen den Krümmerbauarten b und c
offen gelassen ist, einrichten und danach arbeiten, so wird man
ganz besondere Herstellungsvorrichtungen verwenden müssen, um
die Austauschbarkeit der Setzstücke, überhaupt die gute Ver-
wendbarkeit derselben, zu sichern. Damit die Achsen der Ge-
winde genau stimmen, sowohl die gerade fortlaufenden, als die
rechtwinklig abzweigenden, wird man besondere Spannkasten
vorzurichten haben, welche aussen gleichsam würfelförmig be-
arbeitet sind, damit man das darin eingespannte Stück ohne
Mühe nach drei Achsen rechtwinklig umstellen kann. Vorrich-
tungen zum genauen Abstechen der Schenkellängen und streng
richtiges Einschneiden der Gewinde sind dann leicht anzubringen
und anzuwenden. Nach den vorhandenen Erfahrungen empfiehlt
es sich, die Muffen vor dem Einschneiden des Gewindes auszu-
drehen, mit welcher Bearbeitung das Abstechen auf Schenkel-
länge verbunden werden kann. Die Muffenweiten werden durch
äusserlich aufgegossene Zahlen kenntlich zu machen sein.

§. 343.

Bleiröhren-Verbindungen. Gemischte Ver- bindungen.

Bleiröhren werden häufig mittelst aufgestreifter loser Flant-
schen aus Schmiedeisen verbunden, welche die umgebörtelten
Ränder der Röhren gegen einander pressen. Eine recht gute Ohr-

flantschenverbindung für Bleiröhren zeigt Fig. 1074 (D. R. P. 11 535); die Röhren sind konisch aufgebörtelt und auf einen messingenen Statzen geschoben. Fig. 1075 Bleiröhrenverbindung mit Schraubmuffe von Louch; die drei äusseren Stücke Gusseisen.

Fig. 1074.

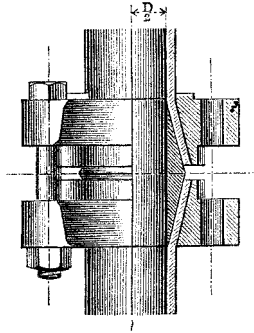


Fig. 1075.

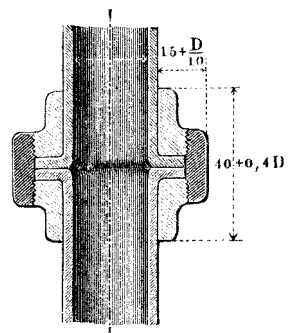
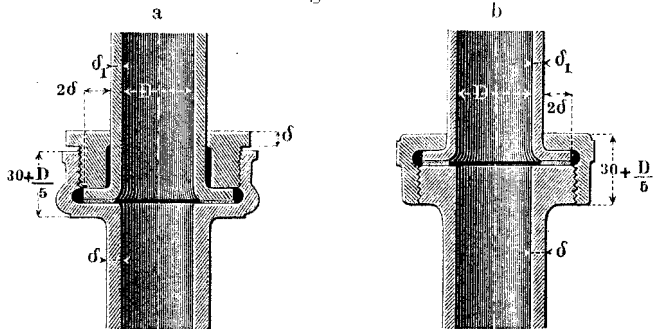


Fig. 1076 a Bleirohr mit Schmiedeeisenrohr; b Bleirohr mit Gusseisenrohr verbunden (nach Louch). Die vorragenden Enden

Fig. 1076.



der Muffen sind sechs- oder achtkantig gestaltet um das Anziehen mittelst Schraubenschlüssels zu gestatten.

§. 344.

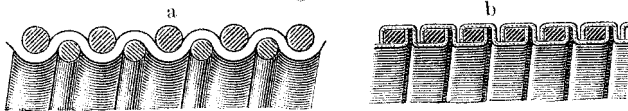
Biegsame Rohre.

Für manche Zwecke ist es erwünscht, eine Röhrenfahrt nachgiebig, gelenkig herzustellen, damit die Leitung z. B. Bodensenkungen folgen oder auch bei etwaigem Nachgeben der Unterlage sich entsprechend biegen könne. Man gestaltet in solchen Fällen die Flantschenverbindung wohl gelenkig; eine Verbindung

mit Kugelgelenk haben wir schon oben, Fig. 1065, besprochen. Röhrenfahrten, die unter Wasser zu liegen haben, rüstet man vorzugsweise mit derartigen Flantschen aus. Ein Beispiel gibt die von G. Schmidt in Carouge erbaute Leitung zur Wasserentnahme aus dem Genfer See für die Stadt Genf. Die Leitung hat 1,2 m Weite und besteht aus 9 m langen genieteten Röhren von 5 mm Wandstärke und angenieteten gusseisernen Flantschen, welche kugelig ineinander greifen.

Statt das Rohr steif und die Flantsche biegsam zu machen, kann man auch umgekehrt die Flantsche steif und das Rohr biegsam herstellen. Biegsame Rohre sind die Schläuche aus Leder, Hanf, Kautschuk u. dergl. Für die Feuerspritzen sind ihre Verbindungen, die Schlauchschlösser, besonders ausgebildet. Soll ein Schlauch hohen Pressungen ausgesetzt werden, sei es von innen, sei es von aussen, so sucht man ihn meistens noch besonders zu verstärken. Dies geschieht z. B. mit Drahtspiralen am besten durch deren zwei, die eine für Stützung der Schlauchwand von innen, eine zweite für Stützung derselben von aussen, s. Fig. 1077 a. Die Spiralen geben dann dem Gebilde die Festig-

Fig. 1077.



keit, der Schlauch wesentlich nur die Dichtigkeit. Dies kann darauf hinführen, auch den für den dichten Verschluss bestimmten Theil des Rohres spiralg zu gestalten. Solches ist geschehen in dem von L'evasseur in Paris erfundenen biegsamen Metallrohr, von welchem Fig. b einen Längendurchschnitt zeigt*). Der widerstandsfähige Theil der Wand wird durch eine aus Kupfer oder einem anderen bildsamen Metallblech hergestellte Spirale gebildet, deren Querschnitt durch die Gestalt der Ziffer 5 annähernd wiedergegeben wird. Bei der Fabrikation dieser Spirale auf der bezüglichen Wickelmaschine wird zwischen die Schraubengänge derselben eine Kautschukschnur mit einlaufen gelassen, welche die Dichtung zu bewirken hat. Solches gelingt sehr gut. Das L'evasseur'sche Rohr ist sowohl für Gas, als für Wasser, Dampf, Luft u. s. w. zu brauchen, und zwar gleichgut für

*) Gefertigt von der Metallic Tubing Company, Ltd. Post Pool Lane, Grays Inn Road, London N. C. unter der Leitung von Th. J. Cammel C. E.

hohen inneren Druck (Probepressung bis 12 at) als auch für hohen äusseren Druck. Flanschen und andere Setzstücke werden auf den Gewindegang aufgeschraubt und dann sorgfältig verlöthet. Das Rohr scheint u. a. für die Luftbremsen der Eisenbahnzüge, Hoch- wie Tiefdruck, sehr brauchbar werden zu sollen.

§. 345.

Scheibenkolben.

Nächst den Röhren sind, wie in §. 310 gezeigt wurde, die wesentlichsten Mittel zur Leitung der Druckorgane die Kolben und unter diesen wieder die meistgebrauchten diejenigen, welche durch besondere Dichtungsmittel schliessend gemacht werden. Die äusserlich schliessend gemachten Kolben sind die Scheibenkolben, die innerlich, d. h. an der Innenseite ihrer Kapseln dicht gemachten sind die Tauchkolben. Auf diese beiden Kolbenarten sei hier etwas näher eingegangen.

Unter den Scheibenkolben sind am wichtigsten diejenigen der Dampfmaschinen. Sie werden nur bei niederem Dampfdruck noch mit Hanfliderung versehen; bei höheren Spannungen wendet man aber durchgehends Metallliderung, bei welcher Metallringe durch Federn gegen die Cylinderwand angelegt und darauf durch den Dampf fest angepresst werden, an; in manchen Fällen zeigt sich übrigens die gemischte Liderung sehr zweckmässig, eine Liderung, bei welcher die Metallringe durch eine hintergelegte Hanfpackung statt durch Federn angepresst werden.

Als Bezugseinheit für die nachstehend angegebenen Kolbenabmessungen benutzen wir die Formel

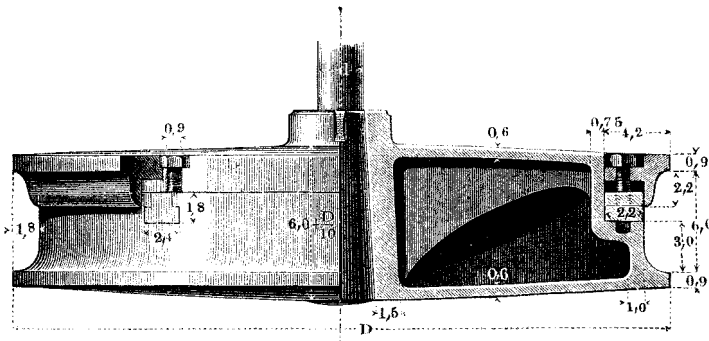
$$s = 4 \sqrt[3]{D + 1} - 3 \dots \dots \dots (339)$$

wobei D der Kolbendurchmesser; sie liefert folgende Werthe:

D	s	D	s	D	s	D	s
5	3	81	9	410	15	1296	21
9	4	112	10	509	16	1526	22
16	5	150	11	625	17	1785	23
26	6	198	12	760	18	2076	24
39	7	256	13	915	19	2401	25
57	8	326	14	1093	20	3164	26

Fig. 1078. Hanfkolben, nach der Penn'schen Bauart als hohle Dose gegossen; durch einen Ringdeckel wird die Hanf-

Fig. 1078.

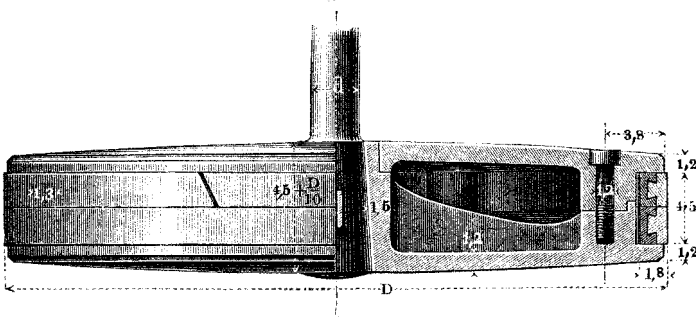


packung nachgepresst; die Schrauben, welche hierzu dienen haben eingelassene bronzene Mutttern. Bei den grösseren Durchmessern erhält der Kolbenkörper eine Wölbung in der Mitte; man gebe, um diese in angemessener Weise zu erhalten, dem Kolben in der Mitte die Höhe $6s + \frac{1}{10}D$, behalte dagegen die Randhöhe $7,8s$ bei, wenn letztere grösser ausfällt als erstere.

Beispiel. Es sei für einen zu bauenden Hanfkolben $D = 600$ mm, so ist $s = 17$. Danach wird die Dicke der Packung $1,8 \cdot 17 = 31$ mm, die Höhe derselben $6 \cdot 17 = 102$ mm, die Höhe des Kolbenrandes $7,8 \cdot 17 = 133$ mm, die Höhe des Kolbens an der Nabe $6 \cdot 17 + (600 : 10) = 162$ mm, was bedeutend mehr ist, als die Randhöhe.

Einen sehr guten Metallkolben (Krauss) zeigt Fig. 1079. Zwei schräg aufgeschnittene Ringe aus Stahl, mit Weissmetall

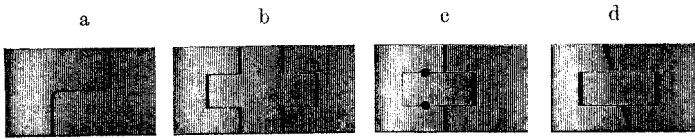
Fig. 1079.



umgossen, bilden die Liderung. Will man jeden einzelnen Kolbenring an der Schnittfluge dicht machen, so kann man einen

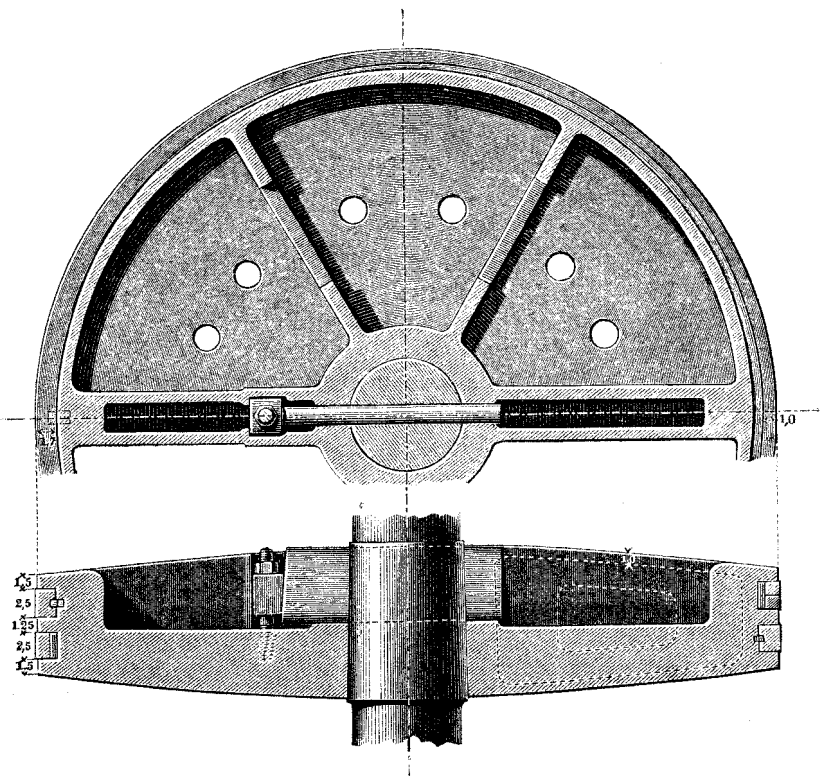
der in folgender Figur angedeuteten Ringschlüsse anwenden. Die eingesetzten Stücke sind dicht einzuschleifen; dasselbe gilt

Fig. 1080.



von der Ueberblattung bei der ersten Abschlussart. Es zeigt sich höchst zweckmässig, die reibenden Flächen der Schlussringe aus einem weicheren Metall als die Cylinderwand herzustellen, damit die Abnutzung vorzugsweise die leichter zu ersetzenden

Fig. 1081.



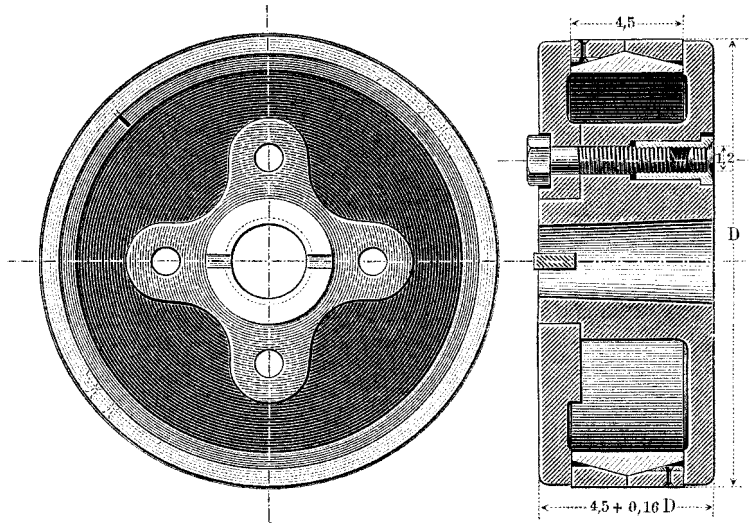
Ringe angreift. Deshalb sind auch ganz bronzene Kolbenringe sehr brauchbar eiserne und gar stählerne aber nicht zu empfeh-

len, mit der Ausnahme für Gusseisen, dass dasselbe von besonderer Weichheit, die Cylinderwand aber recht hart sei.

Einen sog. schwedischen Kolben für Landdampfmaschinen, einer grossen Gebläsemaschine von vortrefflicher Bauart (Egestorff) entnommen, zeigt Fig. 1081. Der Kolbenkörper ist dosenförmig hergestellt, wie der in Fig. 1078; der Grundriss zeigt die runden Löcher, welche zum Herausarbeiten des Kerns nach dem Gusse dienen. Die Dichtungsringe bestehen aus Gusseisen und sind nach Fig. 1080 a gefügt. Kleine Stifte sichern ihre Lage in der Ründung. Beachtenswerth ist die Befestigung der Kolbennabe; der Querkeil ist durch einen zweiten Keil, und dieser durch eine Verschraubung gesichert, Befestigung dritter Ordnung.

Fig. 1082 stellt einen Metallkolben*) dar, bei welchem die Dichtungsringe durch einen gemeinsamen stählernen Federring

Fig. 1082.



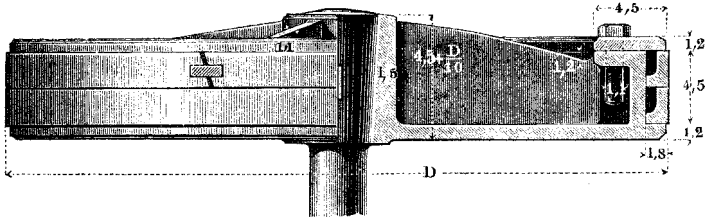
nach aussen gepresst werden. Die doppelkonische Aussenform dieses Federrings gestattet, die Dichtungsringe durch Anziehen der Deckelschrauben gut anliegend zu machen, wenn man den Kolben zum erstenmal einsetzt. Den Deckelschrauben sind, wie beim Penn'schen Kolben, bronzene Muttern gegeben, welche hier,

*) Von E. Webers & Cie., Maschinenfabrikanten in Rheine, Westfalen, welche als Besonderheit Dampfkolben ausführen und deren Bau sehr sorgfältig ausgebildet haben.

der guten Herstellung des Gewindes wegen, ganz durchbohrt und dafür mit bronzener Stöpselschraube wieder geschlossen sind.

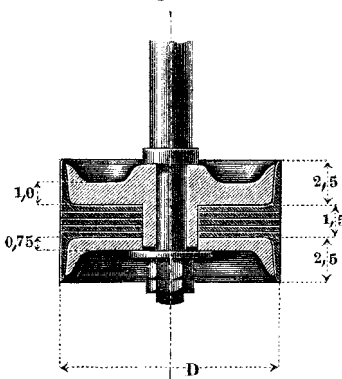
Einen Kolben mit gemischter Liderung, hier für eine einfach wirkende Maschine bestimmt gedacht, zeigt Fig. 1083. Die hinter die Metallringe getriebene Hanfpackung bringt einen guten Schluss hervor, wobei sie bei genügender Elasticität doch

Fig. 1083.



eine grosse Festigkeit hat. Daher ist diese bei Grubenmaschinen vortrefflich bewährte Kolbenliderung auch bei Schiffsmaschinen mit bestem Erfolg statt der reinen Metallliderung angewandt worden, indem letztere durch das Hin- und Herschleudern des Kolbens bei heftigen Schwankungen der Schiffe leicht beschädigt wird.

Fig. 1084.



Scheibenkolben für Pumpen werden, so lange die zu pumpende Flüssigkeit nicht über 30° Temperatur hat, mit Lederdichtung ausgerüstet, z. B. in der Weise, wie Fig. 1084 zeigt. Die Dichtung findet so statt, wie im

folgenden Paragraphen gezeigt wird. Einheit für die Abmessungen ist wieder der obige Werth für s.

§. 346.

Tauchkolben und Stopfbüchsen.

Die Dichtungen der Tauchkolben sind, wie oben hervorgehoben, innere Dichtungen; sie werden, zusammen mit ihren Nachstellvorrichtungen, Stopfbüchsen genannt.

Zwei Stopfbüchsen mit Lederstulp für Pumpen, insbesondere hydraulische Pressen, sind in Fig. 1085 und 1086 dargestellt, erstere für kleinere, letztere für grössere Tauchkolben bestimmt. Der Doppelstulp in Fig. 1086 wird durch einen

Fig. 1085.

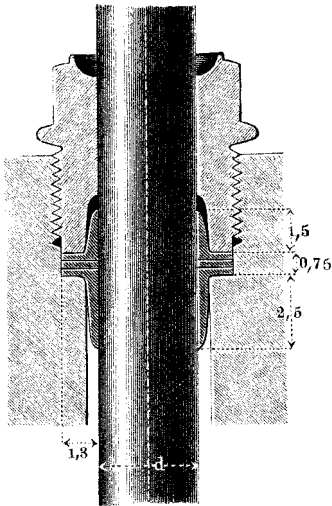
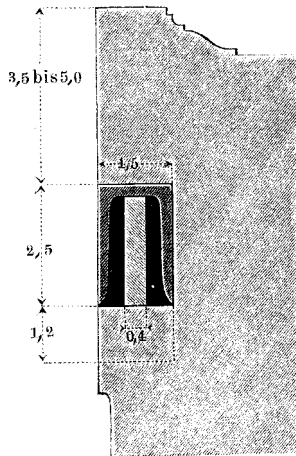


Fig. 1086.



eisernen aufgeschnittenen Ring (Springring) gestützt, damit er sich richtig anlegt, ehe die Wasserpressung zu wirken begonnen hat. Ist eine Stopfbüchse nach Fig. 1086 in liegender Stellung angeordnet, so wird unter den Stulp ein mehrtheiliger Bronzering (in unserer Figur punktirt) geschoben, welcher genau die Kolbendicke zur Weite hat, und dazu dient, den Kolben zu tragen und am Gleiten auf der gusseisernen Stiefelwand zu verhindern; man lässt ihn ein wenig über den inneren Rand der Einbettung des Stulptringes vorspringen, damit der Kolben nicht die Gusseisenwand streift. Die in der Figur angegebenen Verhältnisszahlen beziehen sich wieder auf die in Formel (339) gegebene Einheit *s*.

Die Reibung, welche ein Tauchkolben oder eine Kolbenstange in einer gewöhnlichen, durch Schrauben angepressten Packung erfährt, ist nicht voraus berechenbar, da sie von dem Drucke auf die Packung abhängt. Bei den selbstthätigen Stulpdichtungen dagegen, wo die abgesperrte Flüssigkeit selbst den Dichtungsdruck bewirkt, kann man die Reibung berechnen. Nach

sehr lehrreichen Versuchen von Hick*) ist bei einer gut geölten Lederstulpdichtung die Reibung (wie man nicht erwarten durfte) unabhängig von der Stulpbreite und steht in einfachem Verhältniss zu Wasserspannung und Kolbendurchmesser. Man hat nämlich bei der Belastung P des (Press-) Kolbens vom Durchmesser D die Reibung F :

$$\frac{F}{P} = \frac{1}{D} \quad \dots \dots \dots (340)$$

Bei neuem Leder ist die Reibung rund $1\frac{1}{2}$ mal so gross. Ist statt P die Flüssigkeitsspannung p auf den qmm gegeben, so hat man

$$\frac{F}{p} = \frac{\pi}{4} D \quad \dots \dots \dots (341)$$

Beispiel. Für einen Presskolben von 10 mm Dicke ergibt sich aus (340) ein Reibungsverlust = $\frac{1}{10}$ oder 10 Proz., bei 600 mm Kolbendurchmesser hingegen nur zu 0,00167 oder $\frac{1}{60}$ Proz. Ist zugleich beispielsweise die Wasserspannung 300 at, oder 3 kg auf den qmm, so ist der Reibungswiderstand F selbst nach (341) = $\frac{\pi}{4} 600 \cdot 3 = 1414$ kg; der Kolbendruck P beträgt dabei: $3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 600^2 = 3 \cdot 282743 = 848229$ kg.

Die Kolbenstange des Dampfkolbens ist, wie in §. 310 gezeigt, für sich ein Tauchkolben; ihre Stopfbüchse muss der Hitze des Dampfes widerstehen können. Noch viel gebräuchlich ist hier, im Gegensatz zu der Kolbendichtung, die Hanfliederung. Die folgenden Figuren zeigen zwei vollständige cylindrische Stopfbüchsen für Hanfliederung bestimmt. Fig 1087 stehende Stopfbüchse, Fig. 1088 hängende Stopfbüchse.

Die Einlagen in Brille und Topf werden aus Bronze gefertigt, damit sie die umfasste Kolbenstange nicht abnützend angreifen. Die ringkeilförmige Profilierung derselben hat Farcot eingeführt; sie bewährt sich besser, als die früher gebräuchliche einseitige Zuschärfung der Einlagen, welche sehr leicht aussen um die Packung herum die abzudichtende Flüssigkeit durchlässt. Später ist man übrigens auf den Mittelweg gekommen, die Druckflächen entweder ganz eben, wie in Fig. 1090, oder doch nur leicht gewölbt, wie in Fig. 1089 herzustellen. Eine recht zweckmässige hängende Stopfbüchse zeigt Fig. 1089. Ihre Entstehung aus der stehenden Stopfbüchse ist sofort verständlich. Im Cylinderboden ist um die Stopfbüchsöffnung herum ein Rändchen angebracht. Dieses verhindert das niedergeschlagene Wasser, in die Büchse zu fliessen.

*) Siehe Verhandl. des Vereins f. Gewerbfleiss 1866, S. 159.

Damit die Stopfbüchsenbrille die Kolbenstange nicht klemmt, muss man sorgfältig beide Muttern gleichviel anziehen; um dies

Fig. 1087.

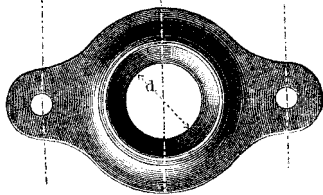
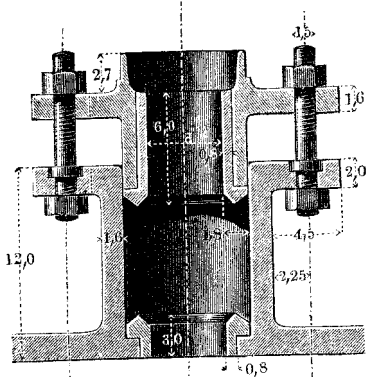
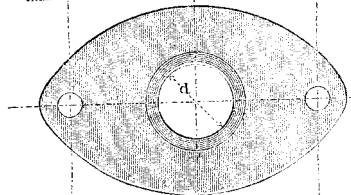
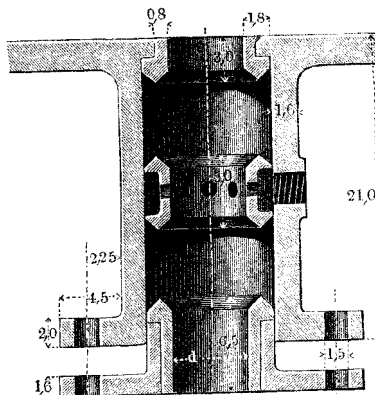


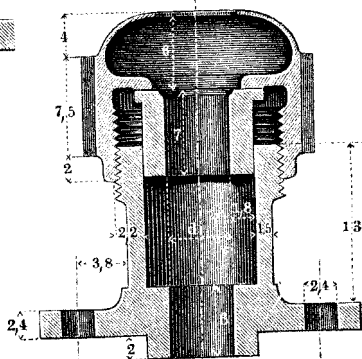
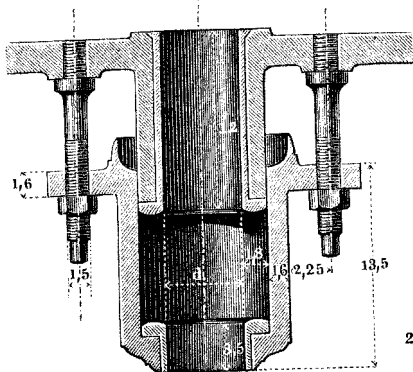
Fig. 1088.



leicht ausführen zu können, versieht man an grossen Dampfmaschinen, z. B. denen der Marine, die Muttern mit Zahn-

Fig. 1089.

Fig. 1090.



rädchen, in welche zwei auf gemeinschaftlicher Achse sitzende Schrauben ohne Ende eingreifen. Bei kleinen Stopfbüchsen lässt sich der Zweck einfach dadurch erreichen, dass man nur eine und zwar mit der Stange konaxiale Schraube anwendet, siehe Fig. 1090. Die ganze in dieser Figur dargestellte Stopfbüchse, welche für Schieberstangen gut passt, ist aus Bronze hergestellt zu denken. Die Mutter hat sechs oder acht prismatische Einschnitte für einen Zahnschlüssel.

Als Bezugeinheit für die den Figuren eingeschriebenen Verhältnisszahlen gilt wieder die obige empirische Formel für s .

Beispiel. Eine Stopfbüchse von 80 m Lichtweite ist nach (339) mit einer Bezugeinheit $s = 9$ m zu bauen. Die Packungsdicke wird: $1,8 \cdot s = 1,8 \cdot 9 = 16$ mm, die Topfhöhe bei der stehenden Stopfbüchse: $12 \cdot s = 12 \cdot 9 = 108$ mm, bei der ersten hängenden: $12 s = 21 \cdot 9 = 189$ mm u. s. w.

Wenn eine Hanfstopfbüchse liegend anzubringen ist, so thut man gut, die Bodeneinlage 8 bis 12 s lang zu machen, damit sie nicht zu stark abgenutzt wird. In den Wanddicken der Büchse muss hie und da von den obigen Verhältnissen abgewichen werden, wenn nämlich nebenliegende Wände von grösserer Dicke wegen des Gelingens des Gusses berücksichtigt werden müssen.

An Stopfbüchsen für Schieberstangen der Dampfmaschinen findet man manchmal den Topf zweitheilig, und zwar durch eine axiale Ebene gehälfet, ausgeführt. Die Flantschenebene des Schieberkastens geht dann ebenfalls durch die Achse der Schieberstange. Diese Bauart gewährt den Vortheil, den Schieber gut einstellbar und seine Stange bequem einlegbar zu machen.

Die grösseren Tauchkolben für Schachtpumpen werden mit Hanf gelidert, wobei der Stopfbüchsenbrille eine grössere Anzahl, 4 bis 8, Schrauben gegeben werden.

In zunehmendem Maasse verwendet man jetzt für die Kolben- und Schieberstangen der Dampfmaschinen Stopfbüchsen mit Metalldichtung. Eine vorzüglich bewährte Bauart derselben ist die der Gebrüder Howaldt in Kiel*), welche Fig. 1091 zur Anschauung bringt. Die aus Weissmetall hergestellten Dichtungsringe berühren einander paarweise in Kegelflächen, so dass, wenn solch ein Ringpaar in der Richtung der Achse gepresst wird, der eine Ring sich an die Kolbenstange, der andere an die

*) D. R. P. 15 418. Jetzt 1888 sind schon über 9000 solcher Stopfbüchsen von den Patentträgern geliefert worden; einzelne davon dienen, ohne geöffnet worden zu sein, schon acht Jahre.

Büchsenwand anlegt und daselbst Verschluss bewirkt. Der oberste Ring ist mit einer etwas elastischen Liderschnur belegt, welche den Druck der Stopfbüchsenbrille auf die Ringschicht überträgt. Fig. 1092 stellt die unter die Normalien für die preussischen Staatsbahnen aufgenommene Metallstopfbüchse nach einer neueren

Fig. 1091.

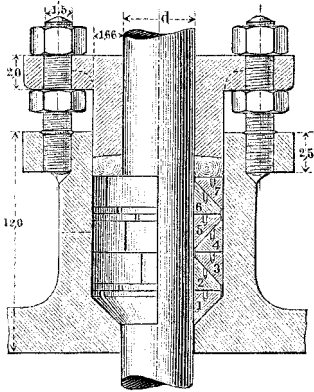
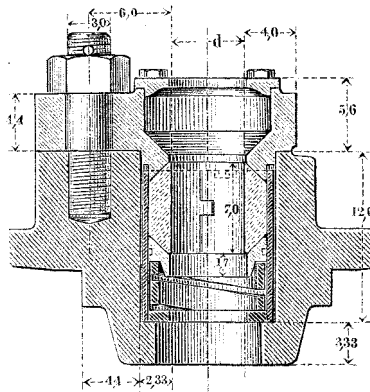


Fig. 1092.



Durcharbeitung des Baumeisters Neumann dar. Hier ist ein einziger, zweitheiliger Dichtungsring aus Weissmetall benutzt. Seine Anpressung erfolgt durch eine stählerne Schraubenfeder, die im Grund der Büchse ihren Platz hat und unter Vermittlung eines bronzenen Druckringes wirkt. Dichtungsring, Druckring und Feder sind in eine stählerne Büchse geschlossen, welche nebst Inhalt herausgezogen werden kann, wenn in den an ihrem oberen Rande erkennbaren *T*-förmigen Einschnitt ein Haken eingesetzt wird. Die dargestellte Büchse ist für Schieberstangen bestimmt, diejenigen für Kolbenstangen sind ähnlich gebaut.

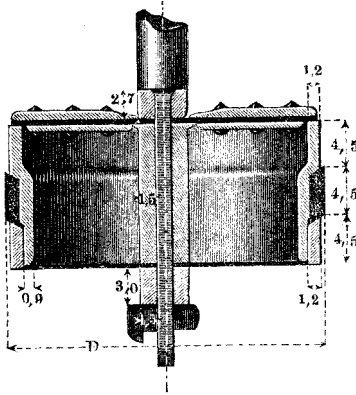
§. 347.

Ventilkolben.

Die Ventilkolben kommen bei Saug- und Hebepumpen, auch manchen Luftpumpen für Dampfmaschinen, zur Verwendung. Ein Ventilkolben mit Lederdichtung für Schachtpumpen ist in Fig. 1093 (a. f. S.) dargestellt. Die Packung besteht aus konischen Leder- und Leinwandringen, von denen je drei aufeinander-

genäht sind. Bei beiden Kolben erfolgt die Anpressung der Packung durch den Wasserdruck. Saure Grubenwasser greifen

Fig. 1093.



oft die Lederpackung der Schachtpumpenkolben an; man wendet in solchen Fällen häufig vollständige Metallpackungen (mit Ringen aus weichem Gusseisen) an; in Falun in Schweden hat man in demselben Falle nach vielfachen Versuchen Birkenrinde als das passendste Liderungsmaterial erkannt und eingeführt. Bezugsinheit für die Verhältnisszahlen ist die Einheit s aus Formel (339).

Einen Ventilkolben für die Luftpumpe einer Schiffsdampfmaschine zeigt Fig. 984, S. 905.

§. 348.

Berechnung der Kolbenstange.

Die Kolbenstange wird beim Dampfkolben in der Regel aus Schmiedeisen oder aus Gussstahl gefertigt; neuerdings beginnt die Herstellung aus Verbundstahl (weiches Schmiedeisen in harter Stahlhülle) sich zu verbreiten. Die Stange ist entweder bloss oder ganz vorwiegend auf Zug beansprucht und dann auf Zugfestigkeit zu berechnen, oder sie wird auch zusammengepresst, und muss dann auf Strebfestigkeit berechnet werden, wenn ihre Länge einigermaassen bedeutend ist. Bei geringer Länge tritt die Berechnung auf Druckfestigkeit ein, welche dieselben Abmessungen erfordert wie die Zugfestigkeit. Einer auf Strebfestigkeit zu berechnenden Stange darf also keine kleinere Dicke gegeben werden, als die Beanspruchung auf Zugfestigkeit erfordert.

a. Berechnung der Stange auf Zugfestigkeit.

Bezeichnet D den Kolbendurchmesser,

a den in Atmosphären angegebenen Ueberdruck auf den Kolben,

so ist der Dampfdruck P auf die Kolben $= (a:100)(\pi:4)D^2$. Soll nun an der dünnsten ungeschwächten Stelle die Spannung im Querschnitt 6 kg nicht übersteigen, so nehme man dort für die Dicke d der Stange, wenn dieselbe aus Schmiedeisen hergestellt und nur auf Zug beansprucht wird:

$$\frac{\partial}{D} = 0,0408 \sqrt{a} \dots \dots \dots (342)$$

oder mit genügender Annäherung:

$$\frac{\partial}{D} = \frac{57 + 7a}{1000} \dots \dots \dots (343)$$

1. *Beispiel.* Ist $a = 4$, so erhält man aus (342): $\partial:D = 0,0816$, also bei einem Kolbendurchmesser von 500 mm, $\partial = 500 \cdot 0,0816 = 40,8 \sim 41$ mm. Die Annäherungsformel (343) liefert: $\partial:D = (57 + 28):1000 = 0,085$, oder bei $D = 500$ mm, $\partial = 42,5 \sim 43$ mm.

Die gussstählerne, bloss auf Zug gebrauchte Kolbenstange darf 0,8 mal so dick genommen werden, als die schmiedeiserne.

Ist die Kolbenstange durch einen Querkeil oder durch Gewinde u. s. w. geschwächt, so muss der Ausfall an Querschnitt durch Vergrösserung der Dicke ausgeglichen werden. Dies hat unter Umständen dazu geführt, der Kolbenstange am Querhauptende eine Verdickung zu geben; u. a. ist dies bei Lokomotiven in Anwendung (vergl. Fig. 539, S. 485). Man ist dann gezwungen, die Stopfbüchsenbrillezweitheilig zu machen.

b. Berechnung der Stange auf Strebfestigkeit.

Unter Beibehaltung der obigen Bezeichnungen, wenn noch L die Schublänge bedeutet, nehme man:

$$\frac{\partial}{D} = 0,0573 \sqrt{\frac{L}{D}} \sqrt{a} \dots \dots \dots (344)$$

nach welcher Formel folgende kleine Tabelle berechnet ist:

$\frac{L}{D}$	$a=1$	$a=2$	$a=3$	$a=4$	$a=5$	$a=6$	$a=7$	$a=8$
1,5	0,070	0,083	0,093	0,099	0,150	0,110	0,114	0,118
2,0	0,081	0,096	0,107	0,115	0,121	0,127	0,132	0,136
2,5	0,091	0,108	0,120	0,128	0,136	0,142	0,148	0,153

Diese Werthe gelten für die schmiedeiserne sowohl als für die gussstählerne Stange (vergl. die Berechnung des Pleuel-

1036 Vergleichung der Leistungen der Drucktriebwerke.

stangenschaftes, §. 182, und das Verhältniss der Elastizitätsmodel beider Materialien, Tabelle §. 2).

Beispiel. Ein Dampfeylinder von 400 mm Weite und 1000 mm Schublänge habe 4 at nützlichen Druck auf den Kolben; dann ist nach Spalte 5, Zeile 3 (wegen $L:D = 1000:400 = 2,5$) zu nehmen: $\delta:D = 0,128$, oder $\delta = 0,128 \cdot 400 = 51$ mm, was für Schmiedeisen und Gussstahl gilt.

Die Abmessungen des immer aus Stahl zu fertigenden Kolbenkeiles findet man so gewählt, dass die Beanspruchung auf Abscheeren 4 bis 6 kg Spannung im Keil hervorruft; dabei wähle man die Keilbreite nicht zu gering, damit der Flächendruck auf die schmale Seite des Keiles nicht zu gross ausfalle. Flächenpressungen von 5 bis 6 kg bei Landdampfmaschinen und 8 bis 10 kg bei Lokomotiven finden sich an bewährten Ausführungen vor.

§. 349.

Spezifische Leistung der Drucktriebwerke.

Nachdem im Vorstehenden die Leitungen der Druckorgane behandelt worden sind, müssen wir auf die mittelst Druckorgan einrichtbaren Kraftmaschinen oder Triebe noch einmal zurückkommen, obwohl dieselben schon oben, Kap. XXIII, verschiedentlich berührt und besprochen worden sind. Es handelt sich nämlich noch darum, ihre Anwendung für Kraftleitung in die Ferne, als Ferntriebe, zu erörtern, ähnlich wie dies mit den Zugtriebwerken, namentlich dem Seiltrieb (Kap. XXI), geschehen ist. Den wesentlichsten Dienst that uns dabei der neueingeführte Begriff der spezifischen Leistung. Denn derselbe eignet sich wegen seiner Einfachheit ganz besonders dazu, Vergleichen zwischen anscheinend weit verschiedenen Kraftübertragern anzustellen.

Man kann diesen Begriff ohne Schwierigkeiten auf die Wasser-, Luft- und Dampfmaschinen u. s. w. ausdehnen, indem man allgemeine Ausdrücke für den Werth $N_0 = N:qv$ ermittelt (vergl. §. 280). Wir bezeichnen hierfür den Querschnitt der Leitung in qcm mit q , die mittlere Schnelle des die Leitung durchströmenden Druckorgans wie bisher mit v , mit N die Arbeitsstärke der Maschine in PS. Ist dann z. B. bei einer Wasserkraftmaschine h das verfügbare Gefälle, Q die sekundliche Wassermenge, und verlässt das Wasser die Maschine mit einer unausgenutzten

Wasserspannung, welcher die Druckhöhe h' zukommt, so hat man für die eingeleitete Arbeitsstärke: $N = 1000 Q (h - h') : 75$. Nun ist aber $Q = (q : 10\,000) v$ und die Spannung p auf den qmm, mit welcher das Wasser in der Maschine wirkt, $= h : 1000$, woraus $h = 1000 p$. Diese Werthe einsetzend, erhält man:

$$N = \frac{1000 q v \cdot 1000 (p - p')}{10\,000 \cdot 75} = \frac{4}{3} q v (p - p')$$

und hieraus die spezifische Leistung, welche das Rohr zuführt:

$$N_0 = \frac{N}{q v} = \frac{4}{3} (p - p') \dots \dots \dots (345)$$

ein Werth, welcher mit den früher ermittelten in der Form übereinstimmt.

1. Beispiel. Entspreche $p - p'$ einem Drucke von 22,5 at, d. h. wäre $p - p' = 0,225$, so wäre die spezifische Leistung, welche auf die mit der Wassersäule betriebene Maschine (Turbine, Wassersäulenmaschine etc.) verwandt wird, $N_0 = 0,30$. Hat das Zuleitungsrohr 12 cm Durchmesser und das Wasser darin 1,2 m Schnelle, so wird die Maschine betrieben mit $N = 12^2 \pi/4 \cdot 0,30 \cdot 1,2 = 113,097 \cdot 0,36 = 40,7$ PS. Dies ist die Rohleistung, die Frage nach der Reineistung wird später berührt werden.

Man kann die Formel (345) sofort auch für Druckluft, Hoch- wie Tiefdruck, Dampf, selbst Gas verwenden, wenn man die Pressung des zur Wirkung gelangenden Druckorgans durch Wassersäulenhöhen ausgedrückt und entsprechend umgewandelt annimmt. Für Dampf und Luft gelangt man dabei zu einem Ausdruck, der sich wie folgt gestalten lässt:

$$N_0 = \frac{4}{3} (p - p') \mu \dots \dots \dots (346)$$

Der Koeffizient μ ist sehr reichhaltig; er steigt mit p und dem Expansionsgrad ϵ , indem er die Expansionswirkung, welche erst aus verwickelten Rechnungen und Beobachtungen recht eigentlich bestimmt werden kann, zum Ausdruck bringen soll. Er beträgt bei $\epsilon = 2$ zwischen $1\frac{1}{2}$ und $1\frac{2}{3}$ und steigt auf 3 bis 4 bei $\epsilon = 20$ bis 30, entsprechend hohe Spannung vorausgesetzt, was bei den Verbund-Dampfmaschinen zu dem schon früher erwähnten günstigen Ergebniss geführt hat. Hier kann die nicht einfache Beziehung nur angedeutet, und will den beiden Formeln auch nur der Werth beigemessen werden, dass sie eine Uebersicht geben. Weiter unten (S. 1042) werden wir auf die Verbundmaschine nochmals zurückkommen.

Für einen anderen wichtigen Zweck lässt sich indessen die Gleichung nach einiger Umgestaltung gut verwerthen, nämlich

zur Beantwortung der Frage, was der Materialaufwand des Rohres leistet.

Bei der Weite D des Leitungsrohres ist die Anzahl N der übertragenen $PS: N = \pi/4 D^2 p v : 75$. Für die Rohrwand hat man aber nach (321), wenn die Materialspannung darin \mathfrak{S} ist, $2\delta + D = D\sqrt{(\mathfrak{S} + p) : (\mathfrak{S} - p)}$, und hieraus, da $2\delta + D =$ dem äusseren Durchmesser D_0 ist, für den Querschnitt q_1 der Rohrwand in qcm:

$$q_1 = \frac{1}{100} \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D^2) = \frac{1}{100} \frac{\pi}{4} D^2 \left(\frac{\mathfrak{S} + p}{\mathfrak{S} - p} - 1 \right)$$

oder $q_1 = \frac{1}{100} \frac{\pi}{4} D^2 \frac{2p}{\mathfrak{S} - p}$.

Den hieraus hervorgehenden Werth von $\pi/4 D^2$ oben einsetzend, erhalten wir:

$$N = \frac{100}{75} q_1 \frac{\mathfrak{S} - p}{2p} p v = \frac{2}{3} (\mathfrak{S} - p) q_1 v$$

und daraus wiederum, ganz ähnlich wie früher*):

$$N_0 = \frac{N}{q_1 v} = \frac{2}{3} (\mathfrak{S} - p) \dots \dots \dots (347)$$

Dieser Ausdruck ist sehr lehrreich. Zunächst gilt er für alle Leitrohrtriebe zugleich. Sodann zeigt er, wie nützlich es ist, \mathfrak{S} hoch zu wählen. Geschieht dies, so ist der Einfluss von p so viel wie verschwindend, d. h. die spezifische Leistung des Rohres im Leitrohrtrieb ist als unabhängig von der Flüssigkeitsspannung anzusehen. Mit anderen Worten: ob man hohe, ob niedrige Spannung für die treibende Flüssigkeit, tropfbare oder gasförmige, benutzt, es wird auf die Flächeneinheit des Rohrwandquerschnittes dieselbe Leistung in PS übertragen, wenn man bei Feststellung der Rohrwanddicken dieselbe Materialspannung zu Grunde gelegt hat.

Es empfiehlt sich hiernach, die Flüssigkeit mit recht hoher Spannung arbeiten zu lassen, um mit engen Rohrleitungen auszureichen. Dies kann auch mit Rücksicht auf die Reibung im Rohr geschehen, da diese, bei Vermeidung von scharfen Krümmungen und von Verengungswirbeln, wie in §. 340 gezeigt, un-

*) In Glaser's Annalen Bd. XVII (1885, Dezember), wo ich vorstehende Theorie zuerst veröffentlichte, habe ich, vermöge einer nur annähernden Berechnung von q_1 , für $(\mathfrak{S} - p)$ den Werth \mathfrak{S} angegeben. Es zeigt sich hier, dass die Annäherung statthaft war.

abhängig von der Flüssigkeitsspannung ist, oder doch gemäss den bisherigen Versuchen zu sein scheint.

Die Materialspannung \mathcal{S} in der Rohrwand darf bei Guss-eisen nicht hoch gewählt werden*), $\mathcal{S} = 5$ möchte eine obere Grenze sein, $\mathcal{S} = 4,5$ schon hoch erscheinen. Schmiedeeisen und namentlich Stahl, wenn nach dem Mannesmann'schen Verfahren zum Rohr verwendet (S. 987), lassen hohe Spannungen zu; für Schmiedeeisen kann man gut bis 12, für Gussstahl bis 24 und 30 kg gehen, wenn nöthig, unter Voraussetzung besonderer Auswahl, noch höher. Hiernach berechnet sich bei Vernachlässigung von p in (347), wenn man nimmt für:

Gusseisen . . .	$\mathcal{S} = 4,5,$	$N_0 = \frac{2}{3} 4,5 = 3$
Schmiedeeisen . . .	$\mathcal{S} = 12,$	$N_0 = \frac{2}{3} \cdot 12 = 8$
Gussstahl . . .	$\mathcal{S} = 24,$	$N_0 = \frac{2}{3} \cdot 24 = 16$

Hiermit erweist sich der Leitrohrtrieb als höchst werthvoll und fordert zu Vergleichen mit anderen Triebarten auf.

§. 350.

Kreistrieb und Linientrieb aus Leitungsröhren.

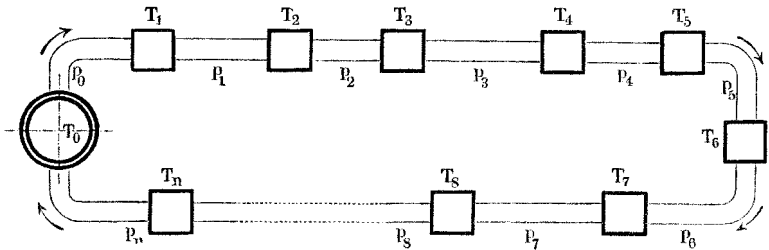
Ehe wir zu den eben erwähnten Vergleichen übergehen können, ist noch näher auszuführen, was in §. 312, S. 879 schon angedeutet wurde, dass der Leitrohrtrieb auch geeignet ist, wie der Drahtseiltrieb als Kreistrieb benutzt zu werden. Betrachten wir darauf hin zuerst den Wassertrieb, vor allem den mit Hochdruckwasser, so finden wir, dass er auf zwei Arten mit Kreistrieb benutzt werden kann.

1. Beispiel. Die erste ist, dass man den an der Kraftstätte T_0 , Fig. 1094 (a. f. S.), mit der Spannung p_0 beladenen Wasserstrom an der Betriebsstätte T_1 durch eine Wassersäulenmaschine gehen und aus derselben mit einer verminderten Spannung p_1 heraustreten lässt. Er hat dann bei T_1 mit dem Druck $p_0 - p_1$ gearbeitet. Mit der Spannung p_1 geht er darauf zur zweiten, von dieser zur dritten, vierten und zuletzt nten Betriebsstätte T_n , jedesmal an Spannung verlierend, bis er zuletzt, auf einer niedrigen Spannung p_n angekommen, wieder in die Kraftstätte T_0 eintritt, um daselbst sofort wieder auf die hohe Spannung p_0 gebracht zu werden. Das Verfahren entspricht genau dem auf S. 834 beim Seiltrieb besprochenen. Es setzt voraus, dass die Wassersäulenmaschinen (Hemmwerke) bei $T_1, T_2,$

*) Abgesehen von Ausnahmefällen, vergl. S. 979 Anmerkung.

$T_3 \dots T_n$ alle gleich gross gebaut werden, um den vollen Strom ohne erhebliche schädliche Widerstände durchzulassen. Gangregelung wie bei

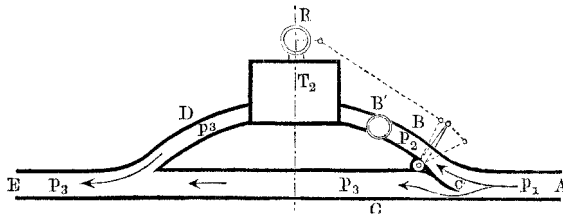
Fig. 1094.



der Helfenberger'schen Maschine (S. 954) wäre empfehlenswerth. Versucht ist das Verfahren wohl noch nicht*).

2. Beispiel. Das zweite Verfahren ist in Fig. 1095 schematisch erläutert. Es besteht darin, dass die Leitung an jeder Betriebsstätte ein

Fig. 1095.



Zweigrohr entsendet, welches durch die Kraftmaschine (Hemmwerk) T_2 hindurchgeht und darauf in den Hauptstrang wieder eintritt. Das Zuleitungsrohr A gabelt sich bei der Theilstation in die Aeste B und C, von denen ersterer irgend einen Bruchtheil der dem Wasserröhre beiwohnenden Arbeitsstärke, $\frac{1}{10}$, $\frac{1}{9}$, $\frac{1}{8}$ oder was immer, demselben zu entziehen bestimmt ist. An dem Gabelungspunkte ist eine Scheideklappe C' eingeschaltet, welche durch einen tachometrischen Regulator R, den die Kraftmaschine treibt, gestellt wird. Dem Regulator ist eine entsprechend energische Wirkung zu verleihen (vergl. z. B. S. 960). Das Ablaufrohr D des Hemmwerkes tritt jenseits des letzteren wieder mit dem Zweige C des Hauptrohrs zusammen zu dem Weiterleitungsrohr E. In dem Zuleitungsrohr A herrsche nun die Wasserspannung p_1 im laufenden Wasserstrom; die Maschine T_2 sei nicht im Gange, indem das von Hand stellbare Sperrventil B' geschlossen angenommen werde. Die Scheideklappe C', welche vor dem Stillstellen von T_2 selbstthätig vom Regulator abgelöst worden, verschliesse den Zweig B ganz. Dann geht der Wasserstrom mit der Spannung p_1 durch C nach E hin. — Nunmehr soll die Kraftmaschine T_2 in Betrieb gesetzt werden. Zu dem

*) Die London Hydraulic power Company hat einzelne Kreistriebe mit je einer Betriebsstätte eingerichtet.

Ende öffnet man das Sperrventil B' und die Scheideklappe C' nach B hin. Die Kraftmaschine fängt alsbald an zu gehen; nun wird der Regulator R mit der Scheideklappe in Verbindung gesetzt und regelt darauf sofort deren Stellung so, wie es der normalen Schnelle der Maschine entspricht. Wird viel Kraft verbraucht, so stellt er die Klappe so, dass die Spannung p_2 in B ein grosser Bruchtheil, wenn wenig, ein kleiner Bruchtheil von p_1 ist; p_3 ist dann die Restspannung, welche auf der Rückseite der Maschine dieser auch entgegenwirkt, so dass dieselbe mit dem Nutzdrucke $p_2 - p_3$ arbeitet. Neben der Scheideklappe C' geht Wasser aus A mit der Spannung p_3 vorüber in das Rohr C . Das mit der Spannung p_3 in E weiter fließende Wasser kann weiterhin in ähnlicher Weise benutzt werden, und so fort bis zur Kraftstätte, wo es, falls es durchschnittlich auf die tiefste Spannung abgespannt sein sollte, in ein Becken fließen kann, aus dem es die Kraftpumpe wieder aufnimmt. Liegt der durchschnittliche Fall anders, so kann man auch das letzte Ablaufrohr unmittelbar wieder in das Saugrohr der Kraftpumpe einmünden lassen, welche letztere dann den Wasserstrom wieder mit hoher Spannung beladet und aufs neue in den Kreis sendet. Auch dieser zweite Wassertrieb*) ist meines Wissens zur Zeit noch nicht ausgeführt.

Der Kreiswassertrieb wird sich empfehlen, wenn die Betriebsstätten oder Theilstationen auf einer grösseren Fläche verbreitet liegen und durch einen einfachen Röhrenzug am Ort bis zu Ende gut verbindbar sind. Zur Winterszeit lässt sich der Rohrkreis mit einigen Gasflammen genügend warm erhalten, wie die Erfahrung an den Armstrong'schen Wasserkränen bekanntlich nachgewiesen hat.

Dem Kreiswassertrieb steht derjenige Trieb gegenüber, bei welchem der Wasserstrom nach Durchfliessung der Kraftmaschine mit tief herabgesetzter Spannung abfließt. Eine entsprechende Unterscheidung ist auch bei anderen Triebarten zu machen. Ich nenne den nicht in sich selbst zurückkehrenden Trieb hier den Linientrieb. Der ältere Seiltrieb (§. 297) ist hier nach Linientrieb gegenüber dem in §. 301 behandelten Kreistrieb, und unser Wassertrieb mit Ablauf hinter der Kraftmaschine Linien-Wassertrieb.

Es ist aber noch eine Zwischenform möglich. Diejenige nämlich, bei welcher wohl die Aufeinanderfolge der Theilstationen oder einzelnen Kraftmaschinen gerade so wie im Kreistrieb stattfindet, das Wasser aber hinter der letzten Kraftmaschine T_n zum Abfluss gelangt. Aehnliches gilt von Anlagen mit anderen Treibmitteln. Offenbar fehlt hier nur zur Vervollständigung des

*) Von mir mitgetheilt in Glaser's Annalen Bd. XVII (1885), Heft 12 nach meinem Vortrag im Verein für Eisenbahnkunde vom 10. Nov. 1885.

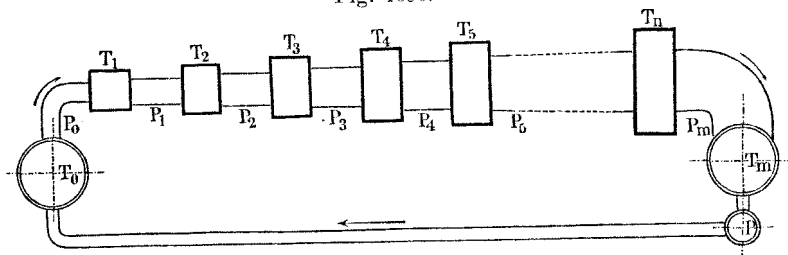
Kreistriebs, dass das Treibmittel wieder zur Kraftstätte geführt würde. Man kann deshalb diese Einrichtung einen ungeschlossenen oder offenen Kreistrieb nennen gegenüber dem geschlossenen, von welchem Fig. 917 das Schema darstellte.

3. *Beispiel.* Der Hochdruckwassertrieb eignet sich sehr gut für grosse Bahnhofsanlagen, wo mittelst seiner sowohl die erforderlichen zahlreichen Hebewerke (vergl. §. 322) als die Windwerke für den Verschubdienst, dann auch die Lichtmaschinen und der grösste Theil der Werkstattmaschinen getrieben werden können. Für solche Anlagen scheint ein aus Kreistrieb und Linientrieb passend gemischtes System das am meisten empfehlenswerthe zu sein. Namentlich bestimmen hierzu die hydraulischen Hebewerke, welche sich weit leichter mit Linientrieb als mit Kreistrieb einrichten lassen. Ein scheinbares Hinderniss gegen die Abzweigung eines Linientriebs von einem Kreistrieb mit hoher Wasserspannung bietet diese letztere, indem bei sehr hohem Wasserdruck die Tauchkolben der Hebezeuge leicht so dünn ausfallen könnten, dass ihre rückwirkende Festigkeit nicht ausreichen würde, den Plattformdruck zu tragen. Dem ist aber leicht abzuhelfen durch Einschaltung eines Wasserhebels nach Fig. 956 a, S. 877. Der Bau eines solchen macht keinerlei Schwierigkeiten; auf Einzelheiten braucht deshalb hier nicht eingegangen zu werden.

4. *Beispiel.* Für Hochdruck- wie Tiefdruckluft hat man bisher nur Linientrieb benutzt (vergl. S. 878 und 879). Die Gaskraftmaschinen lässt man ebenfalls nur im Linientrieb arbeiten, wozu man gezwungen ist, weil das Gas in der Kraftmaschine verbrannt wird. Die Gasmotoren, wie die genannten Luftmotoren sind nebeneinander an das Leitungsrohr geordnet.

5. *Beispiel.* Für Dampf ist dagegen der Kreistrieb einestheils für Ferntriebanlagen (Neuyork), anderntheils, und wesentlich noch, für Kurztrieb in Anwendung und zwar in sehr vollkommener Form, nämlich bei den Verbund-Dampfmaschinen, welche bekanntlich jetzt für die Seeschiffahrt das herrschende System bilden. Hochgespannter Dampf (15 bis 18 at) wird dabei in Kreistrieb nach Art des in nachstehend gegebenen Schemas so benutzt,

Fig. 1096.



dass er in jeder folgenden der dicht beieinander liegenden Betriebsstätten weiter expandirt wird, worauf ihm zwischen Station T_n und T_0 , dem Dampf-

kessel, im Oberflächenkondensator T_m , einer Tiefdruckhaltung, die erreichbar niedrigste Spannung erteilt und er in Wasserform wieder in die Kraftstätte eingeführt wird; daselbst erfährt das Wasser zunächst wieder Ueberführung in Dampfform und wird dann, mit hoher Spannung beladen, aufs neue in den Kreis entsandt. Um die Strömungsschnelle des Dampfes unverändert zu erhalten, muss die Leitung für den, in jeder neuen Betriebsstelle an Ausdehnung gewinnenden Dampf nach jeder derselben an Querschnitt zunehmen, wie Fig. 1096 schematisch darstellt. Geschieht die Kondensation in einer Verbundmaschine mittelst Einspritzung, so liegt zwar auch Kreistrieb, aber ungeschlossener, vor. Mittelst der Verbundmaschine hat man es erreicht, den Kohlenverbrauch für Kraftdampf bis auf die Hälfte der für andere Maschinen erforderlichen Höhe herabzuziehen. Auch in diesem, dem ökonomischen Punkte, besteht hier die Entsprechung zwischen dem Kreistrieb für Dampf und demjenigen für Drahtseil.

6. Beispiel. Bei der Lehmann'schen Heissluftmaschine, welche man mit Recht eine geschlossene Luftmaschine nennt, findet Kreistrieb mit einer einzigen Betriebsstätte Anwendung.

Linientrieb ist auch derjenige unserer gewöhnlichen elektromagnetischen Telegraphen, obwohl derselbe wie Kreistrieb aussieht; die chemisch elektrische Batterie entnimmt der Erde Elektrizität und entsendet sie mit Spannung zur Abgabestation, woselbst sie wieder auf das tiefere Spannungsniveau des Erdbodens herabsinkt. Kreistriebe sind indessen auf dem elektro-mechanischen Gebiete sehr wohl möglich.

§. 351.

Spezifische Leistung der Triebwellen.

Für die Triebwellen wurde oben, Kap. IX, der Begriff der spezifischen Leistung noch nicht angewandt, weshalb die bezügliche Untersuchung hier nachgeholt werden soll. Beim verdrehenden Momente PR und der Wellendicke d hat man, wenn \mathfrak{S} die Schubspannung am Wellenumfang bezeichnet, $PR = \mathfrak{S}\pi_{16}d^3$ (vergl. S. 362). Setzt man hierin den Hebelarm $R = \frac{1}{2}d$, so wird P die am Wellenumfang angreifende Kraft und man hat zunächst $P = \mathfrak{S}\pi_8d^2$; damit erhält man, wenn noch v die Umfangsschnelle der Welle ist, die Anzahl N der PS , welche in die Welle eingeleitet werden: $N = Pv : 75 = \frac{1}{2}\mathfrak{S}\pi_4d^2v : 75$. Nun ist aber $\pi_4d^2 = 100q$, wenn q der Wellenquerschnitt in qem. Somit kommt denn:

$$N = \frac{2}{3}\mathfrak{S}qv (348)$$

und daraus die spezifische Leistung der Welle:

$$N_0 = \frac{N}{qv} = \frac{2}{3} \mathfrak{S} \dots \dots \dots (349)$$

Dieser Ausdruck, welcher dieselbe Form hat, wie mehrere frühere, ist numerisch nicht gross, weil \mathfrak{S} nicht hoch gewählt werden darf, damit die Verwindung der Welle nicht zu gross ausfalle. Soll dieselbe, wie schon Kap. IX ausgeführt, $\frac{1}{4}^\circ$ auf den laufenden m nicht überschreiten, so muss $\mathfrak{S} \leq \frac{\pi}{180} d$ bleiben. Dies gibt für die mittleren Fälle der Triebwellen, diejenigen von 60 bis 170 mm Dicke, \mathfrak{S} etwa 1 bis nahe 3, also für die spezifische Leistung:

$$N_0 = \frac{2}{3} \text{ bis höchstens } 2 \dots \dots \dots (350)$$

In Worten, diese Wellen übertragen auf den qcm ihres Querschnittes und auf den Meter Umfangsgeschwindigkeit $\frac{2}{3}$ bis höchstens 2 PS.

Bei Anwendung auf Ferntrieb kommt die Reibung der Welle in den Halslagern sehr in Betracht. Ihr Einfluss lässt sich allgemein, ähnlich wie die des Wassers im Leitungsrohr (§. 340), ermitteln. Nach Formel (100) haben wir für die Umfangskraft F , welche die Zapfenreibung überwindet: $F = \frac{4}{\pi} f$ mal dem Gewicht der Welle, d. i. $\frac{4}{\pi} f (\frac{\pi}{4} d^2 : 10000) 10 L \cdot 7,78$, wobei L die Länge der Welle in m und 7,78 das spezifische Gewicht. Es folgt für die Anzahl N_1 der PS, welche die Reibung beansprucht: $N_1 = Fv : 75 = \frac{4}{\pi} f (q : 100) 10 L \cdot 7,78 v : 75$, und wenn man noch f mit 0,08 einführt, $N_1 = 4 \cdot 7,78 \cdot 0,08 \cdot Lqv : \pi \cdot 10 \cdot 75 = Lqv : 946,4$, was wir abrunden auf:

$$N_1 = \frac{L}{950} qv \dots \dots \dots (351)$$

und woraus man auch den spezifischen Effektverlust ableiten kann mit

$$(N_1)_0 = \frac{N_1}{qv} = \frac{L}{950} \dots \dots \dots (352)$$

Dieser Verlust ist nicht unbedeutend. Wir können ihn im Prozentsatz ausdrücken durch:

$$p_r = \frac{N_1}{N} = \frac{L}{950} \frac{qv}{N}, \text{ d. i. } = \frac{L}{950} \frac{1}{N_0} \dots \dots (353)$$

Der Werth p_r ist, wie man sieht, verkehrt proportional der spezifischen Leistung. Führen wir diese aus (350) ein, so haben wir

$$\left. \begin{array}{l} \text{für die 60er Welle } p_r = \frac{L}{\frac{2}{3} \cdot 950} \sim \frac{L}{640} \\ \text{und für die 170er Welle } p_r = \frac{L}{2 \cdot 950} = \frac{L}{1900} \end{array} \right\} \quad (354)$$

640 m und 1900 m Länge der Welle würden also die unüberschreitbaren Grenzen für den Ferntrieb in den beiden Fällen sein.

Ungleich günstiger als die besprochenen Wellen stellen sich die, neuerdings durch die Mannesmann'schen Röhrenwerke eingeführten hohlen Wellen oder Rohrwellen aus Stahl. Dieselben werden als nathfreie, sehr genau cylindrische Röhren ausgeführt, welche mit vollen gussstählernen oder verbundstählernen Zapfen*) in den Lagern laufen. Für gewöhnlich werden die Wellen mit dem Höhlungsverhältniss $\psi = d_1 : d_0 = 0,9$ (vergl. S. 240) ausgeführt und den Zapfen dabei die Dicke $d' = 0,4 d_0$ gegeben. Damit erhält man für N_0 :

$$N_0 = \frac{N}{qv} = \frac{2}{3} \mathfrak{S} (1 + \psi^2) \quad \dots \quad (355)$$

was bei $\psi = 0,9$ gibt:

$$N_0 = \frac{2}{3} \cdot 1,81 \mathfrak{S} \sim 1,2 \mathfrak{S} \quad \dots \quad (356)$$

also bedeutend mehr, als bei der vollen Welle (der Werth $\mathfrak{S} \leq \pi/180 d_0$ muss beibehalten bleiben wegen der Verwindung). Für die auf den Umfang der Rohrwelle zurückgeführte Reibung hat man: $F = 4/\pi f [\pi/4 d_0^2 (1 - \psi^2) : 10000 \cdot 10 L \cdot 7,78 (d' : d_0)]$ und daraus bei $d' = 0,4 d_0$:

$$N_1 = \frac{0,4L}{950} qv = \frac{L}{2375} qv,$$

oder wenn man wieder durch N dividirt:

$$p_r = \frac{N_1}{N} = \frac{L}{2375} \frac{1}{N_0} \quad \dots \quad (357)$$

Der Werth N_0 beträgt aber, um bei den obigen Beispielen zu bleiben,

bei der 60er Welle $N_0 = 1,2 PS$

„ „ 170 „ „ $N_0 = 3,6$ „

Dies in (357) einführend, erhalten wir den Effektverlust

$$\left. \begin{array}{l} \text{bei der 60er Welle zu } p_r = \frac{L}{1,2 \cdot 2375} = \frac{L}{2850} \\ \text{bei der 170er „ „ } p_r = \frac{L}{3,6 \cdot 2375} = \frac{L}{8550} \end{array} \right\} \quad (358)$$

*) Mannesmann'scher Kern- oder Verbundstahl, inwendig weiches Schmiedeeisen, auswendig gehärteter Gussstahl.

d. h. in beiden Fällen weniger als den vierten Theil der in (354) für die vollen Wellen ermittelten Werthe. Die Rohrwellen*) zeigen sich also wegen der Effektverluste den vollen Wellen im Ferntrieb weit überlegen; noch mehr sind sie dies wegen des Materialaufwandes, wie sich sogleich zeigen wird.

Beispiel: Für $N = 60$ und $n = 120$ erhält man aus (359) $d_0 = 157 \sqrt[4]{0,5} = 0,841 \cdot 157 = 132 \text{ mm}$, statt $120 \sqrt[4]{0,5} = 101 \text{ mm}$, wie bei der vollen schmiedeisernen Welle. Die Rohrwellen wiegt aber nur $(157 : 120)^2 (1 - 0,81)$ oder $1,31^2 \cdot 0,19$, d. i. 0,336mal so viel, als die volle. Sie hat eine Umfangsschnelle $v = 120 \cdot 132 : 19101 \approx 0,83 \text{ m}$. Wählte man diese von vornherein grösser, z. B. = 1,5, was bei der Kleinheit der Zapfendurchmesser d' völlig statthaft sein würde, so käme nach (360) $d_0 = 31,7 \sqrt[3]{60 : 1,5} = 31,7 \cdot 3,42 = 108,4 \approx 108 \text{ mm}$, damit $d' = 0,4 \cdot d_0 = 43 \text{ mm}$, Um-

*) Da diese in Kap. IX, weil erst ganz neuerdings eingeführt, nicht behandelt sind, seien hier in Kürze die wichtigsten Berechnungsausdrücke gegeben.

Äußere Dicke d_0 , innerer Durchmesser d_1 , Hölungsverhältniss $d_1 : d_0 = \psi$. Wird dieses = 0,9 gemacht, was in der Regel geschieht, so hat man, immer Stahl als Material vorausgesetzt, für Wellen, die auf Verdrehung zu berechnen sind, vergl. Formel (133):

$$d_0 = 5,40 \sqrt[4]{PR} = 157 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (359)$$

Hierbei ist vorausgesetzt, dass die Umlaufzahl n vorher festgestellt oder angenommen sei. Ist aber vorher statt n die Umfangsschnelle v gewählt, so folgt für dieselben Wellen:

$$d_0 = 31,7 \sqrt[3]{\frac{N}{v}} \dots \dots \dots (360)$$

worauf sich, nach ermitteltem d_0 , die Umlaufzahl ergibt zu

$$n = \frac{19\ 101}{d_0} v \dots \dots \dots (361)$$

Bei derselben Berücksichtigung der Festigkeit, vergl. Formel (131), erhält man:

$$d_0 = 2,46 \sqrt[3]{\frac{PR}{\sigma}} = 220 \sqrt[3]{\frac{N}{n\sigma}} \dots \dots \dots (362)$$

Ist ψ nicht von vornherein wie vorhin angenommen, sondern noch zur Wahl gelassen, so hat man:

$$d_0 = \frac{1,72}{\sqrt[3]{1-\psi^4}} \sqrt[3]{\frac{PR}{\sigma}} = \frac{153,9}{\sqrt[3]{1-\psi^4}} \sqrt[3]{\frac{N}{n\sigma}} \dots \dots \dots (363)$$

und hierfür, wenn

$$d_1 : d_0 = \psi = 0,4 \quad 0,5 \quad 0,6 \quad 0,7 \quad 0,75 \quad 0,80 \quad 0,85 \quad 0,90$$

$$1 : \sqrt[3]{1-\psi^4} = 1,01 \quad 1,02 \quad 1,05 \quad 1,10 \quad 1,14 \quad 1,19 \quad 1,242 \quad 1,427$$

Die Gewichte der hohlen und vollen Wellen verhalten sich wie $(d_0^2 : d^2) (1 - \psi^2)$.

laufzahl $n = 19101 \cdot 1,5 : 108 \sim 265$. Gewicht der Welle $(108 : 101)^2 0,19$ oder $0,22$ desjenigen der vollen Welle von 120 Umläufen. Reibungsverlust $0,26$ desjenigen der vollen Welle.

§. 352.

Spezifischer Ferntriebwerth.

Nachdem in den vorstehenden beiden §§. sich durch Vergleichung verschiedener Betriebsmittel manche Verhältnisse haben darstellen lassen, ist doch der vollständige Vergleich der verschiedenen Ferntriebarten, soweit von den Baueinzelheiten abgesehen werden darf, noch nicht möglich geworden. Dazu fehlt noch eines: die Ermittlung der Materialmenge des die Kraft in grössere Ferne leitenden Körpers. Eine darauf hinielende Untersuchung lässt sich immerhin anstellen und kann gewisse allgemeine Anhaltspunkte gewähren, wenn auch der besondere Fall, oder, um es ganz praktisch auszudrücken, der vereinzelnde Kostenanschlag erst die entscheidende Beurtheilung gewährt.

Die Baustoffmenge, welche ein Ferntrieb für den hauptsächlichsten Kraftträger erfordert, lässt sich vergleichsweise durch die Zahl der *PS* ausdrücken, welche 1 kg des Baustoffes bei einem gegebenen Abstand zwischen dem Krafteinleitungs- und dem Betriebspunkte leistet.

Es ist wohl angemessen, diesen Werth den „spezifischen Ferntriebwerth“ eines Triebwerks zu nennen. Denn ist derselbe hoch, so ist die Triebmethode günstig, wenn niedrig, weniger günstig für Betriebe, bei denen die Ferne eine Rolle spielt.

Der Kraftträger stellt sich in allen den betrachteten Fällen mehr oder weniger als eine Art Stab von konstantem Querschnitt q dar, welcher die Strecke entlang geht und dessen Länge durch den Abstand A zwischen dem Krafteinleitungs- und dem Betriebspunkte gemessen wird. Als einheitliches Maass der Länge gelte eine Länge A_0 . Dann ist das Gewicht G des auf diese Länge erforderlichen Stückes des Kraftträgers:

$$G = 10 A_0 \frac{q}{100} \sigma (364)$$

wobei σ das spezifische Gewicht des Kraftträgers bedeutet und die Rauminhalte auf kg dm^3 gebracht sind. Die Strecke A_0 entlang wird aber eine in *PS* gemessene Arbeitsstärke

$$N = N_0 q v$$

übertragen oder getragen. Theilen wir diesen Werth durch den vorigen, so erhalten wir die gewünschte Angabe. Nur ist für A_0 noch ein fester, durchaus der Uebereinkunft anheimstehender Werth zu wählen. Wir setzen $A_0 = 10$ Meter, und wollen den Quotienten $N:G$ mit N_x bezeichnen*). Dann haben wir für den spezifischen Ferntriebwerth die Gleichung:

$$N_x = N_0 \frac{v}{\sigma} \text{ oder auch } = C \frac{2}{3} \frac{\sigma v}{\sigma} \dots (365)$$

Dieser Werth gilt rund für alle von uns betrachteten Fälle mit einem gewissen Vorbehalt, und zwar einen solchen für den Linienbetrieb mit Riemen und Seil, indem bei diesem sowohl vorwärts als zurück das Zugorgan anzubringen ist, für das „führende“ wie das „geführte“ Trum, weshalb für diese Fälle

$$N_x = \frac{N_0}{2} \frac{v}{\sigma} \dots (366)$$

ist. Beim Kreisseiltrieb gilt dagegen die vorige Formel, da bei demselben bloss ein einziges Seil die Strecken entlang läuft und A also auch bis zur letzten Betriebsstätte zählt, die im allgemeinen dicht bei der Kraftstätte liegend anzunehmen ist. Die aus den Formeln für N_x hervorgehenden Werthe sind sehr merkwürdig, weil sie starke, unerwartete Verschiedenheiten zwischen den Ferntriebarten ersichtlich machen. Wo hohe Geschwindigkeit oder Schnelle des Kraftträgers sich mit hoher Spannung in demselben paart, gibt es sehr hohen spezifischen Ferntriebwerth; wo beide Grössen klein bleiben müssen, geht, da sie stets miteinander multipliziert auftreten, der Ferntriebwerth auch bedeutend herab. Folgende Tafel stellt die für eine kleine Reihe von Trieben sich ergebenden Verhältnisse den Grössen der N_x nach geordnet dar.

Bemerkungen zu der Tabelle. Die Spannungen im Kraftträger sind mit den früher vorgeführten Maximalwerthen, welche statthaft scheinen, bezw. erprobt sind, eingeführt, ohne die oberste zulässige Grenze damit angeben zu wollen. Wegen σ für die Drahtseile vergl. S. 797. Auffallend erscheint das Uebergewicht des Stahlseiles. Sein spezifischer Ferntriebwerth erklärt die Häufigkeit seiner Anwendungen. Es ist obendrein hier nicht einmal der beste Fuss für das Drahtseil vorgesetzt, indem durch Einschlebung einer Gegenrolle an der Kraftstätte sich N_0 nach Formel (310) noch auf das $1\frac{1}{2}$ fache steigern liesse.

Ebenso stark wie das Uebergewicht des Drahtseils tritt die Kleinheit von N_x für die Triebwelle, insbesondere die volle, in die Erscheinung. Sie

*) Der Zeiger x erinnert an die Entfernung 10 (Meter). Zu anderen Maasssystemen wird man andere Grundabstände einführen können.

Spezifische Ferntriebwerthe.

Kraftträger	v	\ominus	σ	N_0	N_x	Verhältnisse
Stahlseil, Kreistrieb	30	15	9,0	10	$33\frac{1}{3}$	100
Stahlseil, Linientrieb	30	15	9,0	10	$16\frac{2}{3}$	50
Eisenseil, Kreistrieb	30	6	9,0	4	$13\frac{1}{3}$	40
Stählernes Leitungsrohr	4	24	7,78	16	8,26	24,8
Eisenseil, Linientrieb	30	6	9,0	4	$6\frac{2}{3}$	20
Lederriemen, Linientrieb	30	0,38	1,0	$\frac{1}{5}$	6,0	18
Schmiedeisernes Leitungsrohr	4	12	7,78	8	4,13	12,4
Hanfseil, Linientrieb	30	0,17	1,0	$\frac{1}{12}$	2,5	7,5
Gusseisernes Leitungsrohr	4	4,5	7,78	3	1,55	4,6
Stählerne Rohrvelle	2	3	7,78	3,6	0,92	2,8
Eiserne oder stählerne volle Welle	1	3	7,78	2	0,26	0,8

steht auf der untersten Stufe. Die als etwas Neues in Betracht kommende Rohrwelle hat, obwohl sie weit besser zum Ferntrieb passen würde, als die volle Welle, immerhin nur einen kleinen Ferntriebwerth.

Die nathfreien eisernen und namentlich die stählernen Röhren erringen dem Leitungsrohrbetrieb eine recht hohe Ziffer. Zu bemerken ist zu den Angaben, um Missverständnissen vorzubeugen, dass v hier die Schnelle der Flüssigkeit im Rohr bezeichnet. Dampf- und Lufttrieb sind nicht vom Wassertrieb getrennt, da es sich hier nur um die Rohrgewichte handelt. Einer Erwähnung verdient noch der Umstand, dass die Reziproken der N_x dem Gewicht des Kraftträgers, wenn von dessen Zuthaten, Flantschen, Kupplungen u. s. w. abgesehen wird, proportional sind, indem $G_x = N : N_x$ ist. Hiernach erhält z. B. für einen 200 pferdigen Ferntrieb mittelst Druckwassers, gleichviel wie hoch die Wasserspannung gewählt wird, bei $A = 300 = 30 \cdot 10$ m das nackte Stahlrohr ein Gewicht von $30 \cdot 200 : 8,26 = 726$ kg, vorausgesetzt, dass man die Rohrwand so berechnet, dass sie 24 kg Materialspannung erfährt, und die Rohrweite so angenommen ist, dass das Wasser sich mit 4 m Schnelle im Rohr bewegt. Für allgemeine Ueberschläge kann diese Berechnungsweise immerhin einen Nutzen gewähren. Vergessen darf der Entwerfer einer Ferntriebsanlage nicht, dass das Herabgehen mit Spannungen und Geschwindigkeiten den Ferntriebwerth in sehr merkbarem Verhältniss herabzieht.

Die besprochenen Werthe von N_x sind die Brutto- oder Rohwerthe; sie entsprechen der in den Ferntrieb eingeleiteten Arbeitsstärke. Es drängt sich die Frage auf, wie es sich mit den Netto- oder Reinwerthen $(N_2)_x$ verhalten wird, d. h. dem Quotienten $N_2 : G$ aus der an der Betriebsstätte aus dem Ferntrieb hervorgehenden Arbeitsstärke N_2 und dem für den Kraftträger aufgewandten Gewicht. Diese Frage lässt sich nicht so einfach beantworten wie die frühere. Denn die Effektverluste im Ferntrieb, welche durch Reibungen, Steifigkeit, Widerstand im Mittel, Wirbelbewegungen, Stösse, Wärmeverluste u. s. w. herbeigeführt werden, hängen zu sehr von den Einzelkeiten jedes Baues ab, als dass man sie in übersichtliche Ausdrücke fassen könnte; erst aus einem ziemlich vollständigen Entwurf lassen sie sich ermitteln. Ein beschränkter Ueberblick lässt sich indessen auch hier gewinnen, der einen gewissen Anhalt, wenn auch einen nicht ganz bestimmten, gibt. Es ist folgender.

Je mehr PS ein Kilogramm des beweglichen Kraftträgers auf denselben Abstand zu leiten vermag, desto geringer ist die durch Lagerung und dergl. aufzunehmende Last des Kraftträgers bei einem gegebenen Werth der Arbeitsstärke, desto geringer also sind, wegen der kleineren in Betracht kommenden Massen, die Reibungen und anderen schädlichen Widerstände. Mit anderen Worten: je grösser der spezifische Ferntriebwerth,

desto kleiner ist im allgemeinen der Antheil der schädlichen Widerstände.

Die oben zusammengestellten rohen Ferntriebwerthe geben deshalb ein gewisses Bild von den Verhältnissen der Effektverluste. Unsere Werthe von N_x stehen, wenn auch keineswegs genau im umgekehrten, so doch im entgegengesetzten Verhältniss der Verluste für schädliche Widerstände, so dass sich die Reinwerthe $(N_2)_x$ noch günstiger stellen, als die oben berechneten Rohwerthe (N_x) derselben, günstiger in dem Sinne, dass die hohen Werthe der N_x im Verhältniss weniger verlieren, als die niedrigen, sobald die Effektverluste in Abzug gebracht werden.

Am schärfsten tritt dies zu Tage, wenn man den Drahtseiltrieb mit dem Vollwellentrieb vergleicht. Solche Vergleiche sind möglich, weil sich nach Früherem die Effektverluste des Wellentriebs leicht allgemein berechnen lassen und weil Kraftmessungen an ausgeführten Drahtseiltrieben vorliegen.

Der in §. 300 behandelte Eisendrahtseiltrieb von Oberursel, ein Linientrieb, verliert in seiner jetzigen Ausführung rund 14 Proz. auf die eingeleiteten 104 *PS* bei 966 m Abstand zwischen Kraft- und Betriebsstätte. Für Betrieb mit (vollen) Wellen berechnet sich nach (353) der Reibungsverlust p_r zu $966 : 950 N_2$. Setzen wir $N_0 = 2$, was hoch gegriffen ist, so erhalten wir $p_r = 483 : 950 = 0,502 \sim 0,50$. Der reine Ferntriebwerth $(N_2)_x$ beträgt hier nach:

$$\text{beim Seiltrieb} \quad . \quad . \quad (1 - 0,14) \frac{6^2}{3} = 5,73$$

$$\text{beim Wellentrieb} \quad . \quad (1 - 0,50) 0,26 = 0,13.$$

Während sich also die rohen Ferntriebwerthe verhielten wie 20:0,80, verhalten sich die reinen wie 5,73:0,13, d. i. wie 20:0,46. Verloren gehen würden rund 52 *PS* für die Reibung der Welle; somit würde bei Niederwasser, wo die Turbine nur 40,3 *PS* ausgibt, dieselbe gar nicht im Stande sein, die lange Triebwelle in ihren Lagern zu drehen. Wie sich der als Beispiel angezogene Seiltrieb noch günstiger, noch verlustfreier würde bauen lassen, ist in dem Beispiel S. 832 gezeigt worden.

Dass man zu solchen oder ähnlichen Ergebnissen gelangen muss, begreift sich, wenn man bedenkt, dass das Drahtseil sehr schnell läuft und mit hoher Spannung arbeitet, dazu von Rollenzapfen getragen wird, die mit ganz kleiner Umfangsschnelle gehen (etwa $\frac{1}{50} v$), während auf der anderen Seite die Welle nur schwach gespannt sein darf, nur eine geringe Umfangs-

schnelle hat und mit dieser selben Schnelle auch die Reibung in ihren Lagern überwinden muss. Es wird auch hier besonders deutlich, wie sehr die Veranlassung vorlag, bei Triebwerken zu den Einrichtungen, wie sie der Hanfseiltrieb mit sich gebracht hat, überzugehen.

Fünfundzwanzigstes Kapitel.

BEHÄLTER AN HALTUNGEN
FÜR DRUCKORGANE.

§. 353.

Verschiedene Arten von Behältern.

Die wichtigsten Theile der Haltungen für Druckorgane sind Gefässe, Behälter, Becken, Kammern, in welchen Druckorgane in mehr oder weniger bedeutender Menge Aufnahme finden, um entweder durch Ueberdruck oder durch Unterdruck zu gegebenen Zeiten zur Wirkung gebracht zu werden; im ersteren Falle ist die Haltung eine Ueberdruck- oder Hochdruckhaltung, im zweiten eine Unter- oder Tiefdruckhaltung. Die beiden Haltungen eines Schiffahrtskanales, welche an eine und dieselbe Schleusenkammer anstossen, vergl. Fig. 993, vertreten die beiden Gattungen. Die in der Technik zur Verwendung kommenden Haltungen sind sehr zahlreich, wie bereits in §. 312 gezeigt wurde. Wenn wir hier auf ihre Behälter etwas näher einzugehen haben, müssen wir uns, der Natur unserer Aufgabe gemäss, auf diejenigen beschränken, welche der Maschinenbauer herzustellen hat, das sind die Behälter von Gusseisen, Schmiedeisen, Kupfer und Stahl. Anwendung finden dieselben für tropfbare wie für gasförmige Flüssigkeiten und sind grösstentheils Gegenstände besonderer Fabrikation.

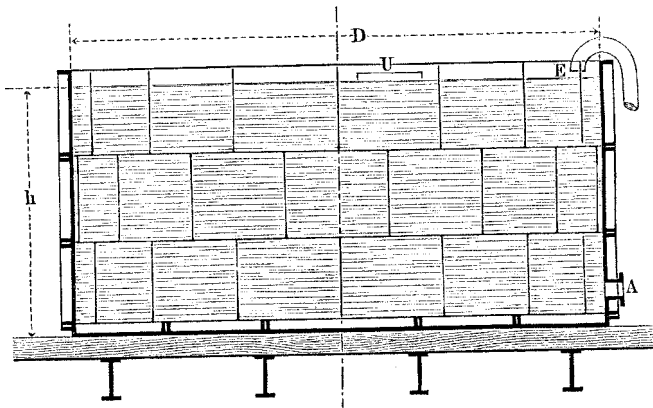
Der Behälter bildet, wenn er zusammengefasst wird mit den erforderlichen Vorrichtungen für Füllung und Entleerung, sowie für Herbeiführung und Erhaltung des inneren Druckzustandes, sei es Ueber-, sei es Unterdruck, die Haltung, welche an sich, wie wir in Kap. XVIII fanden, als aus den Gesperrwerken entwickelt anzusehen ist. Hier müssen wir uns darauf beschränken, die genannten Vorrichtungen in den einzelnen Fällen nur nebenbei, oder höchstens ganz kurz zu erwähnen, indem das eigentliche, hier zu behandelnde bauliche Maschinenelement der Behälter ist.

§. 354.

Gusseiserne Behälter.

Flachwandige gusseiserne Behälter passen nur für kleine Flüssigkeitsmengen und können hier übergangen werden; für grössere Räumten ist die cylindrische Form des Gefässes der Festigkeit wegen angemessen. Gusseiserne runde Behälter können mit Räumten bis zu 30 kbm und mehr für Wasser ganz gut hergestellt werden. Schon in Kap. IV wurde auf eine gute Bauart derselben, die vom Lauchhammer'schen Eisenwerk Gröditz ausgeht und zahlreiche Anwendungen gefunden hat, hingewiesen. Fig. 1097 stellt einen Behälter dieser Gattung dar; *E* Einlauf,

Fig. 1097.



A Ablauf, *U* Ueberlauf. Die Wanddicke δ wird = 5 bis 6 mm gemacht; den flachen Boden legt man auf eine gut geebnete,

starke Holzunterlage, welche von Querträgern unterstützt ist. Die Flantschenverbindung und die Wandbildung überhaupt wurde oben, S. 239, schon näher dargestellt. Ist h die grösste Wasserhöhe, so herrscht unter ihr am Boden auf den qmm der Druck $p = h/1000$ und man hat für die Wanddicke δ nach (324) mit ausreichender Genauigkeit, wenn D der lichte Durchmesser:

$$\frac{\delta}{D} = \frac{1}{2} \frac{p}{\mathfrak{E}} = \frac{h}{2000 \mathfrak{E}} \quad \dots \quad (367)$$

wobei h wie früher, Kap. XXIV, in m ausgedrückt ist.

Beispiel. Bei $\delta = 6$, $D = 3000$, $h = 3^*)$ folgt hieraus $\mathfrak{E} = h \cdot D : 2000 \cdot \delta = 3 \cdot 3000 : 2000 \cdot 6 = 0,75 \text{ kg}$, ein so kleiner Werth, dass er den Behälter als überaus sicher bezüglich der Festigkeit erkennen lässt. Werden in den senkrechten Flantschen Schrauben von 10 mm Dicke verwandt, so haben wir nahe beim Boden auf 100 mm Höhe, wenn darauf n Schrauben kommen: $100 D \cdot h : 1000 = 2 \cdot n \cdot 125$, da nach Tabelle §. 81 die 10er Schraube mit voller Sicherheit 125 kg trägt. Wir erhalten daher für die erforderliche Schraubenzahl: $n = 100 \cdot 3000 \cdot 3 : 1000 \cdot 250 = 3,6$, was für den Schraubemittelabstand $100 : 3,6 = 27,8 \sim 28 \text{ mm}$ ergibt. Auf halber Höhe brauchen die Schrauben höchstens nur halb so dicht zu stehen, so dass man von dort ab z. B. den Abstand 50 mm bis oben hin beibehalten kann. Ganzer Inhalt des Gefässes ist $3 \cdot 7,07 \sim 21 \text{ kbm}$.

In Behältern vorliegender Bauart können nur solche Flüssigkeiten aufbewahrt werden, welche den zur Dichtung dienenden Kautschuk nicht angreifen.

§. 355.

Genietete Behälter.

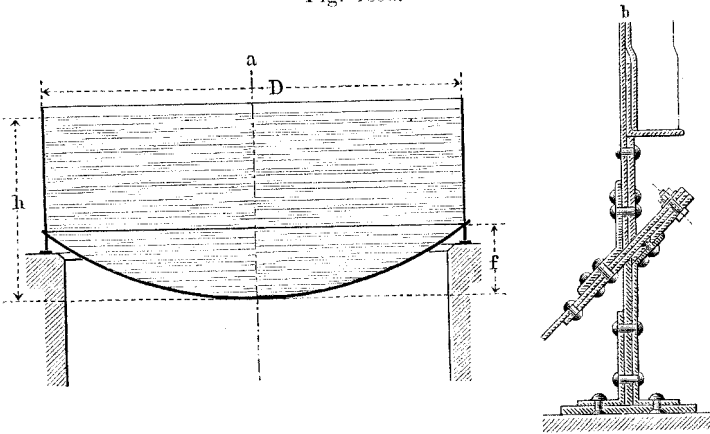
Wo grosse Flüssigkeitsmengen in Behältern geborgen werden sollen, stellt man letztere aus Schmiedeisen oder Stahl her und muss dabei zur Nietung greifen. Für Behälter von sehr grosser Räumte macht der flache Boden Schwierigkeiten. Allerdings hat man in den Ver. Staaten gewaltige schmiedeiserne Erdölbehälter mit flachem Boden, der auf ein Zementbett gelegt wurde, vielfach ausgeführt (vergl. S. 874), auch bei uns grössere Wasserbehälter unter entsprechender Unterstützung des Bodens hergestellt. Es zeigt sich aber, dass ausgebauchte Böden, welche den

*) Die kleinste Oberfläche wird erhalten, wenn man wählt $h = \frac{1}{2} D$; indem nämlich die Oberfläche $F = h \pi D + \pi/4 D^2$ für das Minimum von F liefert: $-4 Q : D^2 + \pi/2 D = 0$ u. s. w.

Vorzug haben, stets besichtigbar zu sein, den ganzen Bau mit geringerem Materialaufwand herstellbar machen.

Sehr brauchbar und viel angewandt ist die Gestaltung nach einem hängenden Kugelabschnitt, s. Fig. 1098 a, wobei der Behälter mit seinem Rand auf einen angevieteten Ring gesetzt und

Fig. 1098.



dieser von Mauerwerk getragen wird. Fig. 1098 b zeigt eine von Prof. Intze angegebene Bauart dieses Ringes. Der Zug in der schrägen Richtung des Bodenansatzes wird durch die untere Hälfte des Tragringes aufgenommen, während die obere Ringhälfte den Behälter in senkrechter Richtung unterstützt. Ein ringsumlaufendes Winkeleisen verstärkt überdies die Behälterwand in waagerechter Richtung noch ganz bedeutend.

Für die Berechnung des kugeligen Bodens gilt Folgendes. Beim Halbmesser R der Kugelschale hat man nach S. 62, Fall II: $\delta_1 : R = p : 2 \mathfrak{S}_1$, wenn δ_1 und \mathfrak{S}_1 die Wanddicke und die durch p darin erzeugte Spannung bezeichnen. Nun ist aber der unterste Punkt der Schale am stärksten gepresst, nämlich mit der Flüssigkeitssäule h , sodass dort, wenn die Flüssigkeit das spezifische Gewicht σ hat, $p = h \sigma : 1000$. Somit hat man denn:

$$\frac{\delta_1}{R} = \frac{h \sigma}{2000 \mathfrak{S}_1}, \text{ für Wasser} = \frac{h}{2000 \mathfrak{S}_1} \dots (368)$$

An jedem höheren Punkt der Schale die Drucksäule kleiner, so am Gefäßrande um die Pfeilhöhe f . Man macht aber der Einfachheit wegen δ_1 überall so stark, wie am tiefsten Punkte erforderlich ist. Für den cylindrischen Gefäßmantel ist am

Bodenrand der Flächendruck $p = (h - f) \sigma : 1000$, daher nach (367) wie früher:

$$\frac{\delta}{D} = \frac{(h-f)\sigma}{2000 \text{ } \mathfrak{S}}, \text{ für Wasser} = \frac{h-f}{2000 \text{ } \mathfrak{S}} \dots (369)$$

Um zu guten Abmessungen zu gelangen, hat man zu beachten, dass mit abnehmendem h das Verhältniss von $\delta : D$ kleiner wird, während D zunimmt, zugleich auch die Grösse und Dicke des Bodens. Bei näherer Berechnung ergibt sich, dass der Gesamtbedarf an Baustoff ungefähr ein Kleinstes wird, wenn man nimmt

$$D = 1,366 \sqrt[3]{Q} \dots (370)$$

wenn Q das Volumen oder die Räumte der aufzunehmenden Flüssigkeit bedeutet. Für die Höhe H des benetzten Theiles des Mantels sollte dann gelten:

$$H + \frac{f}{2} = h - \frac{f}{2} = \frac{D}{2} \dots (371)$$

wozu man gelangt, wenn man, wie völlig statthaft, die Kugelschale als Paraboloidabschnitt ansieht. Die günstigsten Verhältnisse für den Materialbedarf der Wand treffen hiernach zusammen mit denjenigen für die Oberfläche (vergl. Anm. §. 353).

1. Beispiel. Bei $Q = 1200$ wäre nach (370) empfehlenswerth, zu nehmen: $D = 1,366 \sqrt[3]{1200} = 1,366 \cdot 10,6 = 14,48 \text{ m}$; man hat genommen (an einem sorgfältig berechneten Behälter in Halle) $D = 16 \text{ m}$. — Für $Q = 2000$ käme $D = 1,366 \sqrt[3]{2000} = 17,21 \text{ m}$; es ist gewählt worden (für einen Behälter in Essen) $D = 18 \text{ m}$. — Der Wasserturm in Neustassfurt hat $Q = 600$ und $D = 12 \text{ m}$; wir erhielten $D = 1,366 \sqrt[3]{1200} = 11,52 \text{ m}$. In allen drei Fällen befriedigende Uebereinstimmung.

Für die Pfeilhöhe f des Bodens hat man bei gegebenem R die Beziehung $2Rf - f^2 = \frac{1}{4} D^2$. Hieraus ermittelt sich:

$$\frac{f}{D} = \frac{R}{D} - \sqrt{\left(\frac{R}{D}\right)^2 - \frac{1}{4}} \dots (372)$$

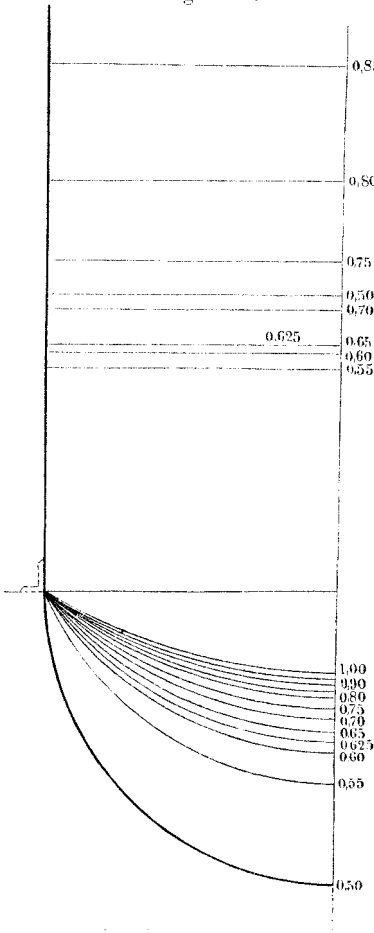
Es erscheint zweckmässig, obwohl nicht gerade nöthig, R so zu wählen, dass $\delta_1 = \delta$ bei $\mathfrak{S} = \mathfrak{S}_1$ ausfällt. Dann müsste aber die Bedingung erfüllt werden, welche die Verbindung der beiden Gleichungen für δ_1 und δ liefert. Sie lautet:

$$\frac{R}{D} = \frac{h-f}{h}, \text{ woraus folgt: } \frac{h}{D} = \frac{\frac{f}{D}}{1 - \frac{R}{D}} \dots (373)$$

Folgende Zahlenreihen geben die gemäss diesem Ausdruck zusammengehörigen Verhältnisse:

$\frac{R}{D}$	= 0,5	0,55	0,60	0,625	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,0
$\frac{f}{D}$	= 0,5	0,32	0,27	0,25	0,23	0,21	0,19	0,18	0,16	0,15	0,14	0,134
$\frac{h}{D}$	= 1,0	0,71	0,68	0,67	0,66	0,70	0,76	0,88	1,07	1,52	2,84	∞
$\frac{h - 0,5f}{D}$	= 0,75	0,55	0,54	0,54	0,56	0,59	0,67	0,79	0,99	1,45	2,77	∞
$\frac{2}{3} \left(\frac{f}{D}\right)^2$	= 0,17	0,07	0,05	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01*)

Fig. 1099.



Nebenstehende Fig. 1099 stellt die Verhältnisse auch zeichnerisch dar. Dieselben sind interessant. Man sieht, dass man, um $\delta_1 = \delta$ bei $\mathfrak{S}_1 = \mathfrak{S}$ zu erhalten, immer $R < D$ wählen muss. Sodann zeigt sich auch, dass bei den Werthen von $R:D$ um 0,60 herum das günstigste Verhältniss von Höhe und Durchmesser nahe eintritt, indem daselbst $h = \frac{1}{2}f$ sich dem Werthe $0,5D$ sehr annähert. Aber auch nur annähert. Deshalb können die beiden Forderungen vom kleinsten Materialaufwand und von $\delta_1 = \delta$ nicht zugleich ganz erfüllt werden. Zu brauchbaren Verhältnissen gelangt man, wenn man das Ergebniss für D aus (370) nach unten abrundet.

Der Werth $R = 0,5 D$, welcher den halbkugeligen Boden liefert, wäre in sofern ganz brauchbar, als bei ihm, wenn man den Tragring an der Uebergangsstelle anbringt, kein Seitenzug entsteht, welcher den Ring zusammenpresst, wie in allen

*) Wegen der letzten Zahlenreihe die Bemerkung vor (374) a. S. 1060.

übrigen Fällen geschieht. Die Ausführung der Halbkugel ist indessen technisch zu schwierig, als dass man besonders gern zu ihr Schritte.

2. Beispiel. Gegeben $Q = 1500$ kbm. Zuerst wollen wir so verfahren, dass die kleinste Oberfläche erhalten wird. Dann haben wir nach (370) zu nehmen: $D = 1,366 \sqrt[3]{1500} = 15,634 \sim 15,64$ m und nach (371) $h - 0,5f = 0,5 D = 7,82$ m, woraus rückwärts Q kommt $= 7,82 \cdot 15,64^2 \pi/4 = 7,82 \cdot 192,0 = 1497,6$ kbm, also genügend genau die verlangte Räume. Wir wählen nun $f = 0,21 D = 0,21 \cdot 15,64 = 3,28$ m; das entspricht nach der Tabelle $R = 0,7 D = 0,7 \cdot 15,66 \sim 10,95$ m. Wir bekommen nun aus (371) $h = 0,5 D + 0,5 f = (0,5 + 0,105) D = 0,605 D = 9,46$ m. Die benetzte Mantelfläche bekommt die Höhe $H = h - f = (0,605 - 0,21) D = 0,395 D = 6,18$ m. Nun folgt bei $\epsilon = 5$ für den untersten Schuss im Mantel:

$$\delta = D \cdot H : 2000 \cdot 5 = 0,395 D^2 : 2000 \cdot 5$$

und für den Boden $\delta_1 = R \cdot h : 2000 \cdot 5 = 0,7 \cdot 0,605 D^2 : 2000 \cdot 5$, woraus sich ergibt $\delta_1 : \delta = 1,07$, d. h. das Bodenblech fällt 7 Prozent dicker aus als das unterste Wandblech. Bauen wir die Wand aus sieben Schüssen, sechs von 1 m, einen von 0,4 m Breite auf, so haben wir für deren untere Ränder die

Druckhöhen:	6,18	5,18	4,18	3,18	2,18	1,18	0,18 m
woraus für δ :	9,67	8,10	6,54	4,97	3,41	1,85	0,28 mm;
wir nehmen:	10,0	8,0	7,0	6,0	6,0	6,0	6,0 mm.

Unter 6 mm dürfen wir wegen des Stemmens nicht gehen. Für den Boden erhalten wir nach dem Vorausgegangenen $\delta_1 = 1,07 \cdot 9,67 = 10,347 \sim 10,5$. Was die Nietungen angeht, so könnten wir gewöhnliche Kesselnietung nehmen und erhielten nach Tabelle §. 59 bei $\delta = 10$ die Nietdicke $d = 19$ und den Kraftmodul φ'' (als den kleineren) $= 0,47$ bei einfacher Nietung; das gäbe eine Spannung von $5 \cdot 10 : 9,67 \cdot 0,47 = 11,11$ kg, was zu hoch scheint. Wir müssen also zu doppelter Nietung wenigstens für die zwei unteren Schüsse greifen und erhalten damit wegen $\varphi_2'' = 0,59$ die Spannung $= 5 \cdot 10 : 9,67 \cdot 0,59 = 8,76$ kg. Der Boden wird ebenfalls zweireihig zu nieten sein.

3. Beispiel. Gegeben wiederum $Q = 1500$ kbm. Wir wollen nun so verfahren, dass $\delta_1 = \delta$ ausfällt und runden den oben erhaltenen Werth von D nun abwärts ab auf 15,20 m. Um δ_1 möglichst $= \delta$ zu erhalten, wählen wir $R : D = 0,625$ und damit $f = 0,25 D = 3,8$ m. Für h erhalten wir nun $h = 0,67 \cdot D = 0,67 \cdot 15,2 = 10,18$ m, für $h - \frac{1}{2}f$ also $(0,67 - 0,125) D = 0,545 D = 8,28$ m. Damit kommt $Q = 8,28 \cdot 15,2^2 \pi/4 = 8,28 \cdot 181,5 = 1502,8$ kbm, also genügend genau der Aufgabe entsprechend. H wird $= h - f = (0,67 - 0,25) D = 0,42 D = 0,42 \cdot 15,2 = 6,38$ m. Wir erhalten nun für den untersten Schuss im Mantel:

$$\delta = 0,42 D^2 : 2000 \cdot 5 \cdot 1000 = 0,42 D^2 : 10000 \cdot 1000$$

u. f. d. Boden: $\delta_1 = 0,625 \cdot 0,67 D^2 : 2000 \cdot 5 \cdot 1000 = 0,42 D^2 : 10000 \cdot 1000$, woraus sich ergibt $\delta_1 = \delta$ wie gefordert. Die wirkliche Blechdicke für den untersten Schuss wird: $\delta = 0,42 \cdot 15,2^2 : 10 = 9,70$, was wir auch

auf 10 erhöhen müssen; kurz, wir erhalten dieselben Blechdicken im Mantel wie oben. Der ganze Behälter wird etwas schwerer, als bei der vorigen Lösung, wie erwartet werden musste: indessen der Unterschied beträgt nur etwas über 1 Prozent.

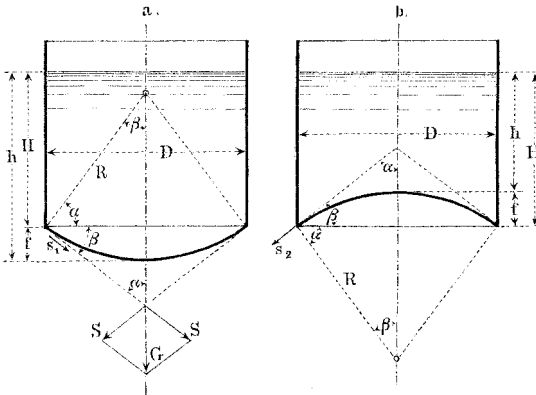
§. 356.

Behälter mit Gegen- oder Stützböden.

Die vorhin erwähnten Seitenkräfte an der Ansatzstelle des Bodens, sowie überhaupt die inneren Kräfte in dem letzteren sind von Prof. Intze zuerst einer eingehenden und sehr ergebnissreichen Untersuchung unterworfen worden, welcher zufolge sich der Bau genieteter Behälter bei uns völlig umgestaltet und hoch entwickelt hat. Im Anschluss an diese werthvollen Untersuchungen *) sei hier in Kürze das Nachfolgende hervorgehoben. Ich gebe dabei die Formeln in einer äusserlich von der Intze'schen abweichenden, etwas übersichtlicheren Form und mit meistens etwas kürzerer Herleitung.

Fig. 1100 stellt den Abschluss mit Kugelschale in zwei Formen dar, *a* mit dem bereits behandelten, nach unten ausgebogenen

Fig. 1100.



oder hängenden Boden, *b* mit dem nach oben eingebogenen Boden. Letzterer wird durch die Wasserlast auf Zusammendrückung bean-

*) Siehe den Vortrag von Dr. Forchheimer: Ueber eiserne Wasser-, Oel- und Gasbehälter-Bassins nach den Berechnungen und Konstruktionen des Professors Intze in Aachen; veröffentlicht in Schilling's Journal f. Gasbeleuchtung 1884, S. 705.

spricht, er stützt dieselbe, weshalb er ein Stützboden, auch ein Gegenboden genannt wird. In beiden Böden entsteht durch die Flüssigkeitsbelastung eine Spannung am Randansatz in der Richtung der Tangente an die Kugelschale oder des Längenkrees derselben, welcher zufolge der Schalenrand mit einer Kraft s auf den laufenden m bei Fall a nach einwärts, bei Fall b nach auswärts in der genannten Richtung beansprucht wird. Man sucht so zu bauen, dass diese Kraft vom Trageringe aufgenommen wird, also nicht auf den Cylindermantel kommt. Jedenfalls aber muss die Blechdicke des Bodens der Kraft s gewachsen sein. Sodann entsteht beidemale eine rechtwinklig zum Längenkrees des Gefässbodens gerichtete Kraft t auf den laufenden m , welche die Schale in der Richtung des Breitenkrees beansprucht. Es ist wichtig, beide Kräfte zu kennen.

Zerlegt man für Fall a das Gewicht G der Flüssigkeitsmasse nach den Richtungen der genannten Tangenten, welche mit der Gefässachse den Winkel α einschliessen, so erhält man zwei Seitenkräfte $S = G : 2 \cos \alpha$, welche sich jede auf eine Hälfte des Umfangs am Rande vertheilen, daselbst also auf den laufenden m die Belastung $s_1 = S : \pi/2 D$ hervorrufen. Für G seinen Werth $\gamma[\pi/4 D^2 (h - f) + \pi/6 f(3/4 D^2 + f^2)]$ einführend, wobei γ das Gewicht des km^3 s der Flüssigkeit, erhält man:

$$s_1 = \gamma \frac{R}{2} \left[h - \frac{f}{2} + \frac{2}{3} f \left(\frac{f}{D} \right)^2 \right].$$

Dieselbe Untersuchung bei Fall b angestellt, wobei h wie vorhin den Abstand des Flüssigkeitsspiegels vom Scheitel der Kugelschale bezeichnet, liefert:

$$s_2 = \gamma \frac{R}{2} \left[h + \frac{f}{2} - \frac{2}{3} f \left(\frac{f}{D} \right)^2 \right].$$

Das letzte Glied in der Klammer fällt beidemale sehr klein aus, wie die Zahlentafel S. 1057 lehrt, wo es aufgenommen ist. Man kann es für gewöhnlich unbedenklich vernachlässigen und hat dann für den Kugelboden, beide Fälle zusammenfassend:

$$s = \gamma \frac{R}{2} \left(h \mp \frac{f}{2} \right) \dots \dots \dots (374)$$

Für die Kräfte t_1 und t_2 erhält man auf einem weitläufigeren, hier nicht zu betretenden Wege, wegen dessen auf die umstehend angeführte Quelle verwiesen werden muss, beide Fälle wieder zusammenfassend:

$$t = \gamma R (h \mp f) - s = \gamma \frac{R}{2} (h \mp \frac{3}{2} f) \dots \dots (375)$$

Ermitteln wir hierzu noch als dritte, in der Kugelschale am Rande auftretende Kraft u diejenige in der Richtung des grössten Kreises, welcher senkrecht zur Zeichnungsebene steht, ebenfalls auf den laufenden m berechnet, so haben wir nach S. 1055:

$$u = \gamma \frac{R}{2} (h \mp f) \dots \dots \dots (376)$$

und endlich noch für den Scheitelpunkt, wo die Kraft im grössten Kreise u_0 heissen möge:

$$u_0 = \gamma \frac{R}{2} h \dots \dots \dots (377)$$

Eine kleine Vereinfachung erhalten wir, wenn wir die Höhe H des benetzten Theiles der Cylinderwand einführen, wobei $h = H \pm f$. Dies liefert:

$$\left. \begin{aligned} s &= \gamma \frac{R}{2} \left(H \pm \frac{f}{2} \right), & t &= \gamma \frac{R}{2} \left(H \mp \frac{f}{2} \right) \\ u &= \gamma \frac{R}{2} H, & u_0 &= \gamma \frac{R}{2} (H \pm f) \end{aligned} \right\} \dots \dots (378)$$

Diese Formelgruppe liefert das Erforderliche zur Berechnung des kugeligen Bodens. Folgendes ist hervorzuheben: 1) beim hängenden Boden hat u_0 den grössten Werth, d. h. die Schale ist, wie im vorigen §. geschehen, nach der Beanspruchung im tiefsten Punkt zu berechnen, wenn δ_1 konstant werden soll; 2) beim stützenden Boden hat t den grössten Werth, ist also bei Berechnung von δ_1 zu Grunde zu legen; 3) s gibt die Beanspruchung des Tragringes ab, wenn dieser die Cylinderwand ganz frei von Beanspruchung durch den Boden halten soll.

Die Berechnung von δ_1 geschieht nun ganz wie oben. Theilt man die Ausdrücke für u_0 und t durch 1000, so erhält man die Beanspruchung auf den laufenden mm, d. i. den Werth $\mathfrak{S}_1 \delta_1$, und, wenn man nun $\gamma = 1000 \sigma$ setzt, und R in mm ausdrückt, für den hängenden Boden:

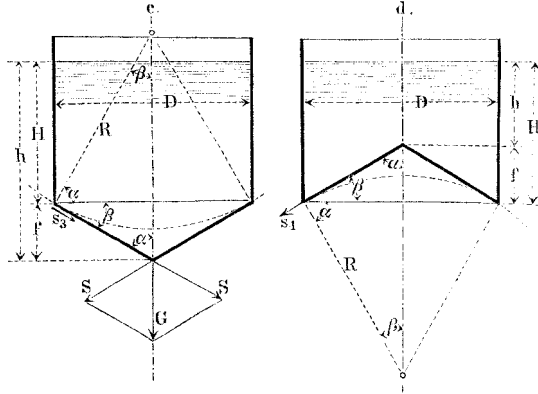
$$\frac{\delta_1}{R} = \frac{k' \sigma}{2000 \mathfrak{S}_1} = \sigma \frac{H + f}{2000 \mathfrak{S}_1} \dots \dots \dots (379)$$

und für den stützenden

$$\frac{\delta_1}{R} = \frac{k' \sigma}{2000 \mathfrak{S}_1} = \sigma \frac{H + 1/2 f}{2000 \mathfrak{S}_1} \dots \dots \dots (380)$$

Gestaltet man den Boden kegelförmig, nach aussen oder nach innen gebogen, Fig. 1101, mit der Kegelhöhe f , so hat man für das Gewicht der Flüssigkeitsmasse: $G = \gamma (\pi/4 DH \pm 1/3 f \pi/4 D^2)$

Fig. 1101.



und daraus, wenn man die oben angegebene Zerlegung von G nach den Richtungen der Kegelkanten ausführt, $S = \pi/2 D s = G : 2 \cos \alpha$, woraus folgt:

$$s = \gamma \frac{\pi}{4} D^2 \frac{2}{\pi D 2 \cos \alpha} \left(H \pm \frac{f}{3} \right) = \gamma \frac{1}{2} \frac{D}{2 \cos \alpha} \left(H \pm \frac{f}{3} \right)$$

Nun ist aber $1/2 D : \cos \alpha =$ dem Halbmesser R der den Kegelmantel an seinem Rande innen berührenden Kugel; somit hat man:

$$s = \gamma \frac{R}{2} \left(H \pm \frac{f}{3} \right) \dots \dots \dots (381)$$

Für die Anspannung t im Parallelkreise ergibt sich derselbe Werth wie für die Anspannung u im grössten Kreise der berührenden Kugel, sodass man hat:

$$t = u = \gamma \frac{R}{2} H \dots \dots \dots (382)$$

Hiernach erreicht bei dem hängenden Kegelboden den grössten Werth unter den drei Kräften die Kraft s , beim stützenden ist $t = u$ am grössten, sodass zu nehmen ist beim hängenden Boden:

$$\frac{\delta_1}{R} = \sigma \frac{H + 1/3 f}{2000 \mathfrak{S}_1} \dots \dots \dots (383)$$

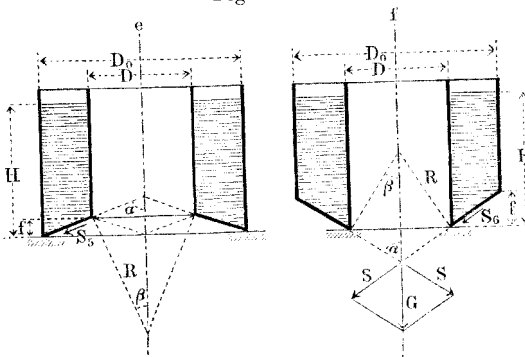
und beim stützenden

$$\frac{\delta_1}{R} = \frac{\sigma H}{2000 \epsilon_1} \dots \dots \dots (384)$$

Der Kegelboden erfordert, wie schon die Vergleichung der Figuren lehrt, mehr Baustoff als der kugelige, etwa 40%; dennoch ist er, wie sich zeigen wird, unter Umständen gut verwerthbar.

Statt des spitzen Kegelbodens kann man nämlich auch den abgestumpften benutzen, z. B. beim Bilden von Behältern aus zwei Cylindermänteln, welche unten durch einen ringförmigen Boden zu verbinden sind, Fig. 1102. Dieser Boden kann auch entweder stützend, oder hängend gebraucht werden. Hier sei er

Fig. 1102.



als stützend vorgeführt. Sucht man die Beanspruchungen wie früher auf, so hat man zunächst bei den Bezeichnungen der Figuren für Fall e: $G = \gamma \pi/4 (D_0^2 - D^2) H - \gamma f \pi/4 (D_0 - D) (D + 1/3 (D_0 - D))$ und für Fall f: $G = \gamma \pi/4 (D_0^2 - D^2) H - \gamma f \pi/4 (D_0 - D) (D + 2/3 (D_0 - D))$ und erhält hieraus für den Fall e:

$$s_5 = \gamma \frac{R}{2} \left\{ \left[\left(\frac{D_0}{D} \right)^2 - 1 \right] H - \frac{f}{3} \left[\left(\frac{D_0}{D} \right)^2 + \frac{D_0}{D} - 2 \right] \right\} \dots (385)$$

und für den Fall f:

$$s_6 = \gamma \frac{D}{D_0} \frac{R}{2} \left\{ \left[\left(\frac{D_0}{D} \right)^2 - 1 \right] H - \frac{f}{3} \left[2 \left(\frac{D_0}{D} \right)^2 - \frac{D_0}{D} - 1 \right] \right\} \dots (386)$$

wobei R den eingetragenen Halbmesser der den Kegelstumpf

berührenden Kugel jeweilig bezeichnet*). Die Kräfte t und u sind aus dem Früheren ermittelbar.

Auf Anwendungen des abgestumpften Kegelbodens werden wir sogleich zurückkommen. Für σ hat man noch für Wasser 1, sodann für

Erdöl (Petroleum)	0,80	Glycerin, bei 0° C.	1,260
Leinöl, bei 12° C.	0,94	Bier, bei 0° C.	1,028
Schwefelkohlenstoff, bei 0° C.	1,27	Alkohol abs., bei 20° C. . .	0,792

Auf die Eigenschaften der zu bergenden Flüssigkeiten ist sehr zu achten. So darf man z. B. bei Spiritus, d. i. wässrigem Alkohol, kein anderes Abdichtungsverfahren, als das mittelst Stemmens der Nietung anwenden; jede der bei dünnen Blechen üblichen Einlagen, wie sie z. B. bei Gasbehältern im Gebrauch sind, wird vom Spiritus aufgelöst.

§. 357.

Zusammengesetzte Behälterformen.

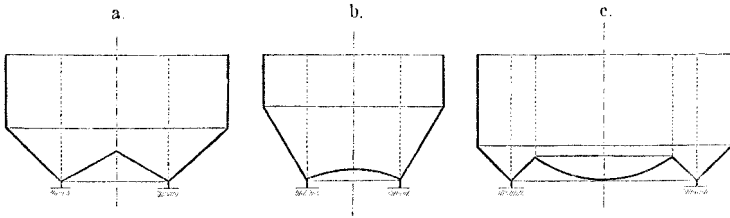
Bei den besprochenen Behältern treibt die zur Gefässachse rechtwinklige Kraft $s \sin \alpha$ den Auflagerring entweder auseinander oder presst ihn zusammen, je nachdem die Fälle a, c, e oder b, d, f vorliegen. Dieser Umstand lässt sich nach Prof. Intze's Vorschlag recht glücklich verwerthen, indem man durch Verbindung von Böden mit entgegengesetzten Querkräften letztere ins Gleichgewicht setzen und dadurch den Auflagerring von radial wirkenden Kräften völlig entlasten kann. Dieses Ergebniss kann auf mancherlei Art erzielt werden, so durch Zusammensetzung des Behälters aus zweien der Arten d und f , s. Fig. 1103 a , oder durch diejenige aus den Arten e und b , wie bei Fig. 1103 b , oder aus drei Gefässformen, wie unter c dargestellt u. s. w., wobei dann die senkrechten Innenwände wegfallen können**). Die

*) Lässt man in den beiden Formeln D_0 in Null übergehen, so gelangt man zu Ausdrücken für die spitzen Kegelböden der Fälle c und d (vergl. die Punktirung bei e). Die Formeln für die Gewichte könnte man auch symmetrisch gestalten; die gewählte Form wurde aber vorgezogen, weil H beidemal die grösseren der beiden Wandhöhen bezeichnet, was für die numerischen Berechnungen angenehm ist.

**) Die zusammengesetzten Gefässformen dieser Art sind Prof. Intze unter D. R.-P. 23187 und 24951 patentirt. Sehr schöne Ausführungen von Intze'schen Wasser-, Oel- und Gasbehältern wie Gasbehälterbecken hat die Fabrik von F. A. Neumann in Aachen geliefert.

skizzirten Bauarten gewähren ausser dem angeführten noch den weit grösseren Vortheil, dass bei ihnen der Auflagering klein von Durchmesser gehalten werden kann, sodass der tragende Mauerkörper eine beschränkte Grösse erhält.

Fig. 1103.



Bei der Zusammensetzung der Böden hat man, um die Befreiung des Auflageringes von Querkräften herbeizuführen, die Bedingung:

$$s' \sin \alpha' - s'' \sin \alpha'' = 0 \dots \dots \dots (387)$$

zu erfüllen. Diese einfache Gleichung ist rechnerisch nicht immer kurz aufzulösen, weshalb ein Beispiel vorgeführt sei.

Beispiel. Gesucht für einen Wasserbehälter von den in Fig. 1104 (a. f. S.) angegebenen Formen und Abmessungen der Halbmesser R'' des kugeligen Stützbodens. Das erste Glied der Gleichung gehöre dem äusseren, das zweite dem inneren Theile des Behälters an. Für das erste Glied gilt dann für s' Formel (385), worin $D_0 = 12$, $D = 4$, $H = 6$, $f = 2,4$, woraus $\text{tg } \alpha' = 4 : 2,4 = 1,667 \sim \text{tg } 59^\circ$. Hierfür ist der Sinus = 0,8572, der Cosinus = 0,5150, und es kommt $R' = 0,5 D : \sin \alpha' = 2 : 0,515 = 3,883$ und nun $s' \sin \alpha' = 0,8572 \gamma \cdot 0,5 D (R' : D_0) \{ [(D_0 : D)^2 - 1] H - \frac{1}{3} f [2 (D_0 : D)^2 - (D_0 : D) - 1] \} = 0,8572 (\gamma \cdot 0,5 D) (3,883 : 12) (8 \cdot 6 - 0,8 \cdot 14) = (\gamma \cdot 0,5 D) 0,8572 \cdot 0,323 (48 - 11,2) = (\gamma \cdot 0,5 D) 0,2769 \cdot 36,8 = 10,19 (\gamma \cdot 0,5 D)$. — Für das zweite Glied erhalten wir gemäss Formel (378) $s'' \sin \alpha'' = \sin \alpha'' \gamma 0,5 R'' (H - 0,5 f'')$, worin ausser R'' auch α'' unbekannt, weshalb wir β'' einführen und haben: $s'' \sin \alpha'' = \gamma \cos \beta'' R'' (3 - 0,25 R'' (1 - \cos \beta''))$. Dies in die Bedingungsgleichung eingesetzt, liefert:

$$10,19 \cdot 0,5 D \gamma - \cos \beta'' R'' (3 - 0,25 R'' (1 - \cos \beta'')) \gamma = 0.$$

Es ist aber $0,5 D : R'' = \sin \beta''$; es folgt daraus:

$$\text{tg } \beta'' - \frac{3 - 0,25 R'' (1 - \cos \beta'')}{10,19} = 0.$$

Einen ersten Näherungswerth für β'' erhalten wir, wenn wir den zweiten Summanden des zweiten Gliedes vorerst vernachlässigen. Es kommt dann: $\text{tg } \beta'' = 3 : 10,19 = 0,2954 = \text{tg } 16^\circ 25'$. Der richtige Werth muss etwas kleiner sein. Wählen wir $\beta'' = 16^\circ 20'$, so ist die Tangente = 0,2930,

der Sinus = 0,2812, der Cosinus = 0,9596. Dies liefert $R'' = 0,5 D : \sin \beta'' = 2 : 0,2812 = 7,11m$, wie in die Figur eingetragen, und damit:
 $10,19 \cdot 0,2930 - (3 - 0,25 \cdot 7,11 \cdot 0,0404) \approx 0$.

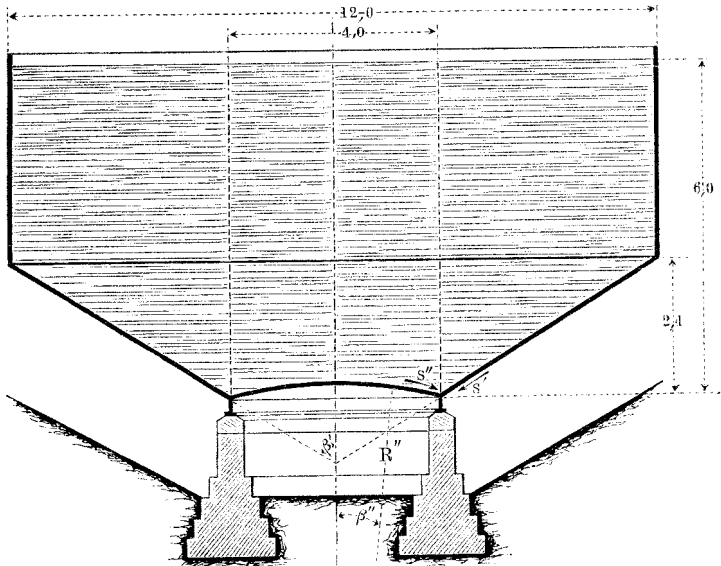
Ausgerechnet ergibt dies:

$$2,986 = 2,928 = 0,058,$$

oder, wegen $\gamma = 1000$ den Werth $1000 \cdot 0,058 = 58 \text{ kg}$ als nach innen gerichteten Restdruck auf den laufenden m des Auflageringes, eine völlig vernachlässigbare Pressung.

Es bleibt die sehr berechtigte Frage übrig, wie der Ringdruck sich stellt, wenn H sich ändert, der Behälter nicht voll ist. Die Antwort lautet,

Fig. 1104.



dass dann nothwendig Veränderungen im Ringdruck entstehen. H sei auf 3 m herabgegangen. Dann erhalten wir für das erste Glied der Gleichung:
 $\gamma \cdot 0,5 D \cdot 0,2769 (24 - 11,2) = \gamma \cdot 2 \cdot 0,2769 \cdot 12,8 = 7,088 \gamma$ und für das zweite Glied:
 $\gamma \cdot 0,9596 \cdot 7,11 (1,5 - 0,25 \cdot 7,11 \cdot 0,0404) = 6,823 \cdot 1,428 \gamma = 9,743 \gamma$. Es ergibt sich daher ein Restdruck von der Grösse:

$$7,088 \gamma - 9,743 \gamma = - 2,655 \gamma'$$

oder 2655 kg auf den laufenden m als nach aussen gerichtete Pressung, was recht bedeutend ist. Es empfiehlt sich hiernach, den betrachteten Behälter so viel als thunlich gefüllt zu erhalten, wenn man den Auflagering vor Seitendruck bewahrt wissen will. Auch kann man die Einrichtung so treffen, dass bei einer mittleren Füllung die Druckfreiheit vorhanden ist, worauf bei einer grösseren Füllung Druck nach innen, bei einer kleineren solcher nach aussen entsteht.

Die zusammengesetzten Behälterformen bewähren sich unter anderem vorzüglich für die Becken der Gasbehälter, bei welchen überdies der Wasserstand nahezu unveränderlich ist, so dass der Auflagering bei ihnen seitendruckfrei gehalten werden kann *).

§. 358.

Hochdruckhalter oder Akkumulatoren.

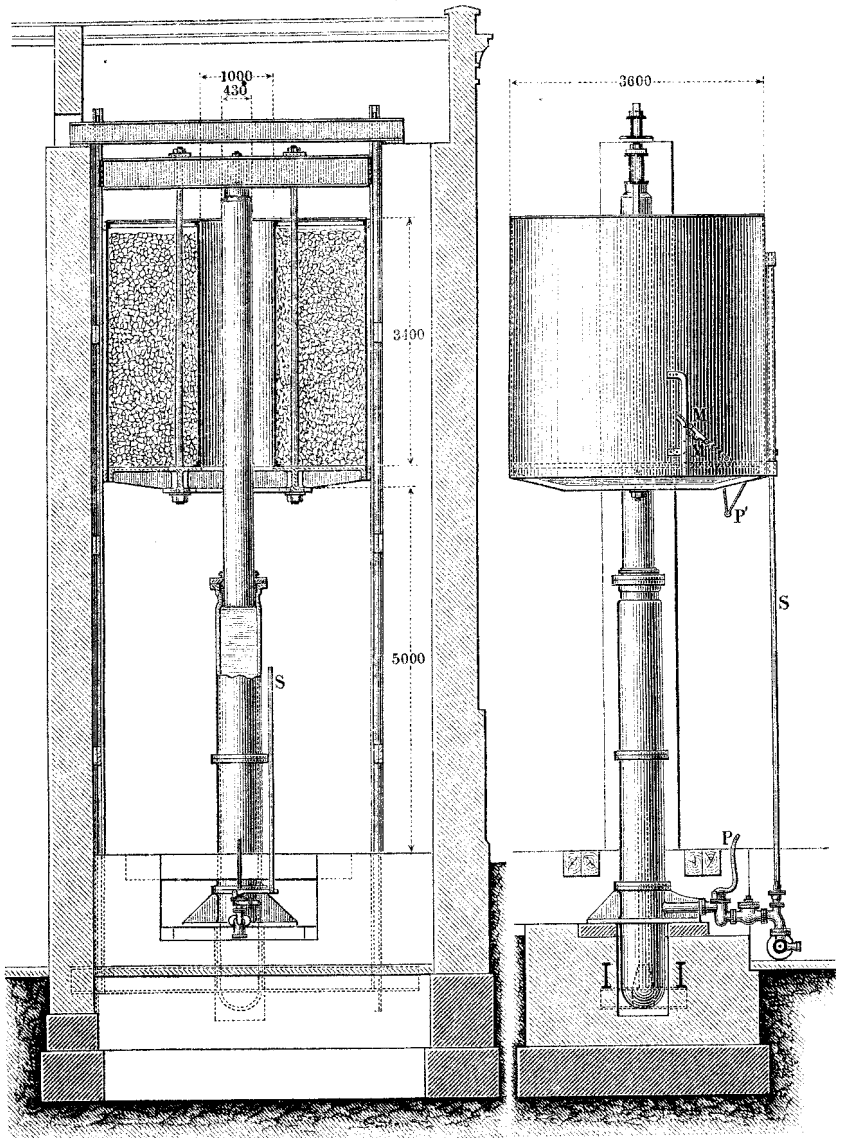
Damit die besprochenen Behälter in Haltungen wirken können, werden sie so hoch aufgestellt, in Häusern, auf Thürmen, auf Höhen, dass die Flüssigkeit in den Leitungen den erforderlichen Druck erfährt. Ein Wasserbehälter bildet dann mit dem zugehörigen Pumpwerk und der Leitung zusammen eine Haltung; ein Ueberlauf dient als Sicherheitsvorrichtung gegen Ueberfüllung des Behälters. In Erdölbezirken gilt Entsprechendes von den schon wiederholt erwähnten Oelbehältern. An den Wasserstationen der Eisenbahnen dienen kleine Haltungen mit schmiedeeisernem Behälter zum Speisen der Lokomotiven. Meistens sind diese Anlagen mit Dampfpumpen ausgerüstet, mitunter werden sie auch mittelst Windrädern betrieben, häufig so in den Ver. Staaten. Bei diesen Stationshaltungen könnte manchmal in Frage kommen, ob man nicht die erforderliche Pressung unter Vermittlung von Luftdruck statt durch Wassersäule ertheilen solle. Man hätte zu diesem Behuf den Behälter, welcher, wie oben gezeigt, ohnedies wegen des Stemmens aus überflüssig starken Blechen herzustellen ist, nur oben dicht zu schliessen und brauchte ihm dann nicht auf einen Thurm oder ähnlichen Unterbau zu stellen.

Ueberhaupt ist es dem Entwerfenden im allgemeinen freigestellt, auf welche Weise er den Druck in die Haltung bringen will. Für Haltungen mit hohem Wasserdruck für Kraftzwecke bedient man sich nach Armstrong's Vorgang schon längere Zeit der Gewichtsbelastung an Stelle der freien Wassersäule. Solche Haltungen werden Akkumulatoren genannt; wir haben sie, entsprechend den gewählten anderweitigen Bezeichnungen, Hochdruckhalter oder auch wohl kurz Druckhalter zu nennen (vergl. S. 876). Bei diesen wird der Behälter in der Regel sehr klein gemacht, aber dem Pumpwerk eine solche Leistungsfähigkeit gegeben, dass es für das grösste vorauszusehende Erforderniss ausreicht. Der

*) Schöne Ausführung mit halbkugeligem Stützboden in Wurzen, eine andere, mit konoidischem Stützboden in Emmerich.

Gewichtsdruck wird durch einen Kolben auf das Wasser übertragen; als Ueberlauf dient ein Sicherheitsventil.

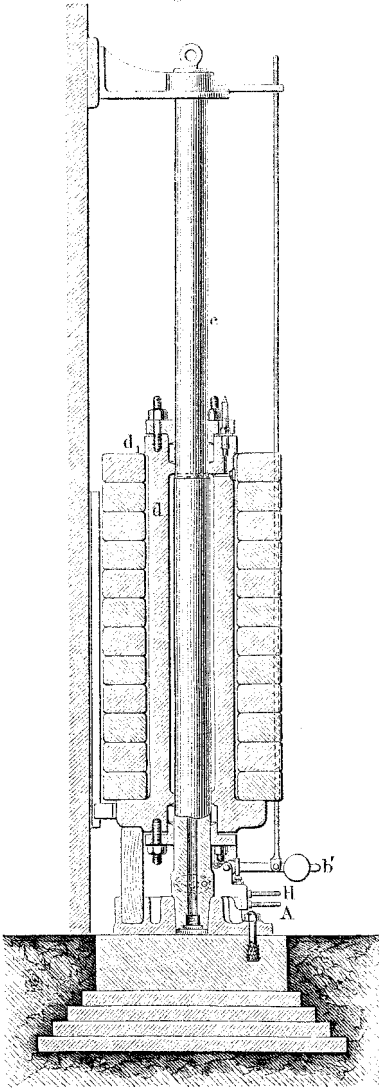
Fig. 1105.



1. Beispiel. Fig. 1105 stellt den von C. Hoppe, Berlin, für den „neuen Packhof“ daselbst erbauten Druckhalter dar. Der Wasserdruck beträgt

20 at, entsprechend 200 m Wassersäule. Als Kolben dient ein Tauchkolben von 450 mm Durchmesser; seine Belastung ist durch Schotter bewirkt, welcher in einem ringförmigen Behälter geborgen ist. Der Kolben ist in seiner obersten Stellung gezeichnet. Er hat, als er diese erreichte, mittelst des Hebels M und des Gestänges MM' den Dampfzulass der, als Zwillingsmaschine zu denkenden Dampfpumpe abgeschlossen, zugleich durch Gestänge S das Sicherheitsventil (den Ueberlauf) gelüftet, um das wegen der Trägheit der bewegten Massen dem Kolbenrohr noch zufließende Wasser abzulassen. Sinkt der Kolben wegen beginnenden Wasserverbrauchs, so lässt er den Hebel nieder- und damit die Maschine wieder angehen. Bei einem allfälligen Rohrbruch in der Ableitung fällt der Kolben rasch herab und wird durch Fangbalken aufgefangen, verengt aber vorher mittelst Vorstosses P' und Streichhebels P den Wasserdurchgang so, dass kein zu heftiger Fallstoss entstehen kann.

Fig. 1106.



2. Beispiel. Einen Druckhalter für sehr hohen Wasserdruck stellt unsere Fig. 1106 dar. Er ist von Tweddell gebaut*) und dient zum Betrieb von Nietpressen, Durchstößen und ähnlichen Maschinen. Der Kolben c steht fest, der Cylinder d ist dafür beweglich und mit eisernen Belastungsringen d_1 beladen; bei seinem tiefsten Stande stützt sich der Cylinder auf stehende eichene Bufferbalken. Hochdruckwassertritt bei H ein, das gebrauchte Wasser nach geschehener Umsteuerung bei A

*) Vergl. Minutes of Proceedings of the Inst. of Civ.-Engineers 1883, (Bd. LXXIII) S. 92.

aus; *b'* ist das Sicherheitsventil. Der Kolben ist von der Gattung, welche man wohl Differentialkolben nennt, vergl. Fig. 977 b, aber auch Fig. 981 b. Er ist ein Tauchkolben mit Kolbenstange, welche besonders dick gewälbt ist, so dass der ringförmige Raum, der die Füllung vorstellt, sehr klein ausfällt. Die Verkleinerung dieses Raumes durch die „Kolbenstange“ ist hier zum Grundsatz erhoben. Solch einen Doppelkolben kann man einen zwiefachen oder, entsprechend der Anmerkung S. 745, einen Zwiselkolben nennen. Er findet bei Druckhaltern von hoher Spannung häufiger Anwendung. Die Spannung, welche in dem vorliegenden Druckhalter eintritt, beträgt bei ruhig stehendem Cylinder 100 at, steigt aber, den stattgehabten Versuchen gemäss, wenn rasches Niedersinken stattfindet, bis 193 at, woraus hervorgeht, dass man bei solchen Druckhaltern etwa das Doppelte der statischen Wasserpressung als zu erwartenden Druck einzuführen hat.

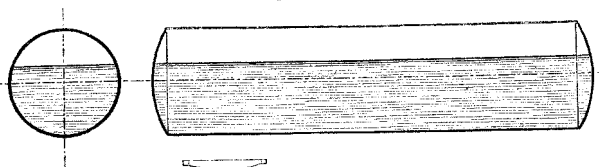
§. 359.

Dampfkessel. Verschiedene Bauarten derselben.

Die Dampfkessel sind Haltungen für Wasserdampf. Sie dienen vorzugsweise Kraftzwecken, ausserdem aber auch Koch- und Heizzwecken. Ihre Druckerhaltung wird durch Wärmezufuhr, ihre Speisung gewöhnlich durch Schaltwerkpumpen (Fig. 975 d) oder durch Strahlpumpen (Fig. 971) bewirkt; als Ueberlauf, d. i. zur Ableitung des Ueberschusses an gespauntem Druckorgan, dient das Sicherheitsventil, zur Beobachtung des Wasserstandes eine Mehrheit von Vorrichtungen.

Die Bauarten der Dampfkessel sind sehr mannigfaltig, indem theils ihre Grösse, theils die Oertlichkeit ihrer Aufstellung, und sehr häufig das Bestreben, sie engräumig herzustellen, vielerlei Abänderungen der zu Anfang ungemein einfachen Form derselben herbeigeführt haben. In den amtlichen Erhebungen Deutschlands werden acht gesonderte Kesselbauarten unterschieden, welche hier angeführt seien.

Fig. 1107.

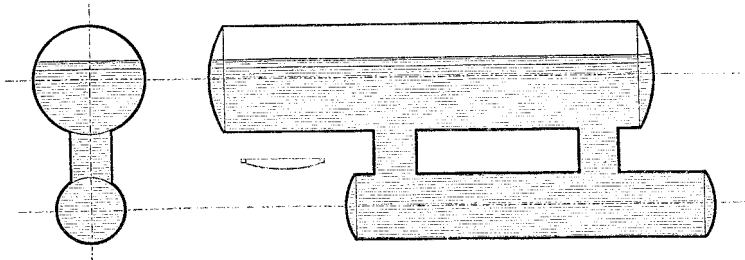


1. Einfache Walzenkessel, Fig. 1107, meistens liegend, hie und da stehend angewandt, letzteres fast allein auf den

Hüttenwerken, wo die Beheizung durch Abhitze von den Ofen geschieht.

2. Walzenkessel mit Siederohren, Fig. 1108. Unter einem Siederohr wird ein mit Wasser ganz gefülltes, von Feuer

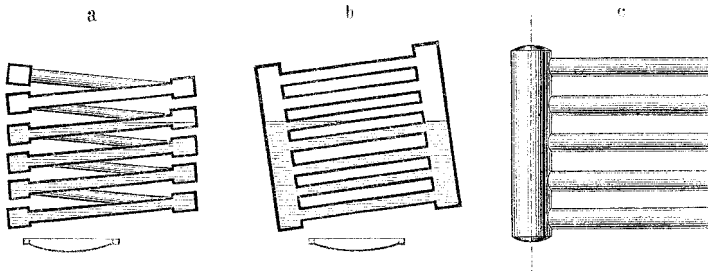
Fig. 1108.



umspültes Rohr, welches einen Theil eines Dampfkessels bildet, verstanden. Man unterscheidet hier noch gewöhnliche Siederkessel, Henschel'sche Kessel (bei welchen die Sieder rechtwinklig zum Oberkessel stehen) und stehende Siederkessel.

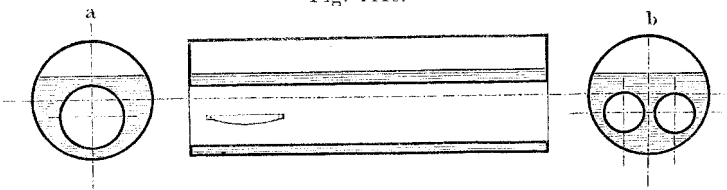
3. Engröhriger Siederohrkessel, Fig. 1109. Hierunter sind Kessel mit Siedern von 15 cm und weniger Weite verstan-

Fig. 1109.



den, welche letzteren man dann Siederöhren nennt. *a* Belleville's, *b* Root's, *c* Howard's Form der Anbringung der Siederöhren.

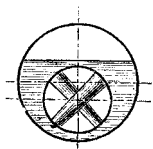
Fig. 1110.



4. Flammrohrkessel, Fig. 1110. Unter einem Flammrohr wird ein weites, aussen von Wasser ganz umgebenes, innen von Feuer

und Feuerluft durchspültes Rohr, welches einen Theil eines Kessels bildet, verstanden. Man versieht einen Kessel sowohl mit einem einzigen Flammrohr (kornischer Kessel) als mit deren zwei (Lancashire-Kessel).

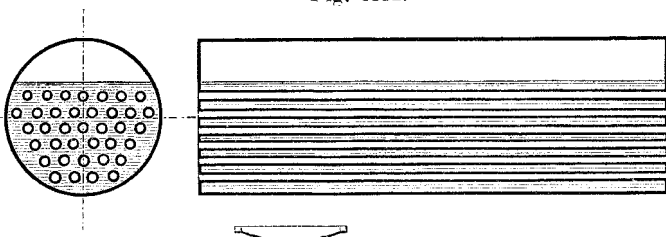
Fig. 1111.



5. Flammrohrkessel mit Quersiedern, Fig. 1111, auch Gallowaykessel genannt. Unter einem Quersieder wird ein Siederohr verstanden, welches quer durch ein Flammrohr oder auch eine Feuerbüchse hindurchgeht.

6. Heizröhrenkessel ohne Feuerbüchse, Fig. 1112. Unter einer Heizröhre wird ein flammrohrartiges Rohr von 15 cm

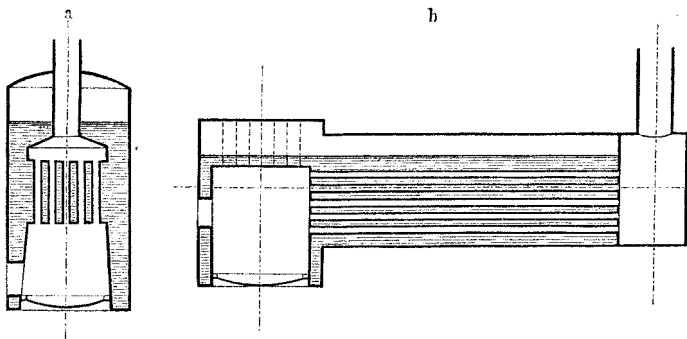
Fig. 1112.



und weniger Weite verstanden. Die Heizröhren werden ausnahmslos nietnathfrei hergestellt; man unterscheidet vorgehende und rückkehrende Heizröhren.

7. Feuerbüchsenkessel mit Heizröhren, Fig. 1113. Unter Feuerbüchse wird ein den Feuerrost umgebender und

Fig. 1113.

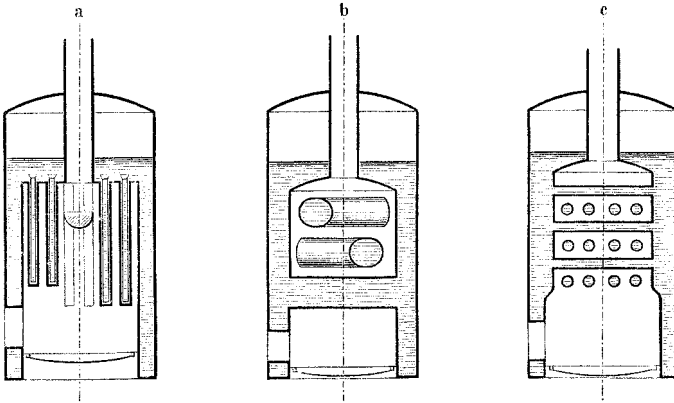


kastenartig überbauender Kesseltheil verstanden, welcher äusserlich ganz von Wasser bespült ist. Man unterscheidet auch hier

vorgehende und rückkehrende Heizröhren. *a* stehender, *b* liegender Feuerbüchsenkessel mit vorgehenden Heizröhren, für Lokomotiven und Lokomobilen im Gebrauch; stehende Feuerbüchsenkessel mit rückkehrenden Heizröhren kommen auch vor.

8. Feuerbüchsenkessel mit Siederöhren, Fig. 1114, *a* Kessel mit Field'schen Röhren. Die Field'sche Siederöhre ist

Fig. 1114.



an einem Ende geschlossen und im Inneren mit einem, an beiden Enden offenen Leitrohr versehen, dessen Anbringung bewirkt, dass in seinem Inneren das (weniger heisse) Wasser nach dem geschlossenen Ende der Siederöhre strömt, während zwischen seinem Mantel und der Siederöhrenwand das (höher erhitze) Wasser dem offenen Ende der Siederöhre zuströmt. *b* Feuerbüchsenkessel mit weiten Quersiedern, *c* desgl. mit engen Quersiedern.

In eine neunte Gruppe werden solche Kessel eingeordnet, welche als aus Elementen der acht Hauptgruppen zusammengesetzt angesehen werden können*).

*) Bei der statistischen Erhebung vom Jahre 1877/78 in Preussen wurden an feststehenden Dampfkesseln ermittelt:

1. Einfache Walzenkessel	}	liegend 3159
		stehend 721
2. Walzenkessel mit Siederöhren	}	liegend 8217
		stehend 62
3. Engröhrige Siederohrkessel	}	liegend 508
		stehend 132

Im englischen Sprachgebiet wird noch eine andere Hauptunterscheidung zwischen zwei Dampfkesselgattungen gemacht. In die eine werden solche Kessel gerechnet, welche aus einem irgendwie gestalteten Gehäuse mit Nebentheilen, welche dem Hauptkörper untergeordnet sind, bestehen; in die andere solche Kessel, welche aus gleichartigen gefässförmigen, kleineren Theilen, Elementen, zusammengesetzt sind, deren Zahl gleichsam die Grösse des Kessels bestimmt. Wir können diese beiden Gattungen als Gehäusekessel und Zellenkessel unterscheiden*). Die unter der obigen Gruppe 3 genannten eng-röhrigen Siederöhrkessel sind meistens Zellenkessel; im Ausland beliebt ist noch der Harrison'sche, aus gusseisernen kugeligen

4. Flammrohrkessel:

a) mit einem Flammrohr	{	liegend	6105
		stehend	44
b) mit zwei Flammrohren	{	liegend	7911
		stehend	5

5. Flammrohrkessel mit Quersiedern . .	{	liegend	185
		stehend	156

6. Heizröhrenkessel ohne Feuerbüchse .	{	liegend	1433
		stehend	45

7. Feuerbüchsenkessel:

a) mit vorgehenden Heizröhren . . .	{	liegend	433
		stehend	854
b) mit rückkehrenden Heizröhren . .	{	liegend	199
		stehend	19

8. Feuerbüchsenkessel mit Siederöhren .	{	liegend	40
		stehend	845

9. Kessel anderer Art			1302
---------------------------------	--	--	------

Gesammtzahl . 32 411

Davon zur Krafterzeugung . . . 24 052

zu anderen Zwecken 1 521

zu gemischten Zwecken . . . 6 838

Man zählte im Anfang des Jahres 1888 in runden Zahlen:
in Deutschland:

59 000 Landdpfkessel u. Lokomobilen, 1700 Schiffskessel, 10 000 Lokomotiven

in Oesterreich:

12 000 Landdpfkessel u. Lokomobilen, ? „ 2 800 „

in Frankreich:

49 500 Landdpfkessel u. Lokomobilen, 1850 „ 7 000 „

in der Welt: 105 000 „

*) Die englischen Bezeichnungen sind: *shell boilers* und *sectional boilers*.

Elementen bestehende Zellenkessel. Die Streitfrage, ob die Gehäusekessel oder die Zellenkessel den Vorzug verdienen, ist noch nicht völlig ausgefochten. Für die letzteren wird angeführt, dass sie weit weniger Explosionsgefahr in sich schliessen, als die Gehäusekessel mit ihrem grösseren Wasserinhalt; auch macht man für sie eine sehr starke Verdampfungsfähigkeit geltend. Der letztere angebliche Vorzug wird aber von der anderen Seite stark bestritten, weil der Dampf in den Zellenkesseln sehr viel Wasser mitreisse.

In den neuesten preussischen Polizeiverordnungen werden, ähnlich wie in schon bestehenden österreichischen, die „Zwergkessel“ von den gewöhnlichen Kesseln unterschieden. Dies sind Kessel von kleiner Räumte (weniger als $\frac{1}{2}$ kbm), welche mit Vorzug als Zellenkessel, oder doch solchen ähnlich, ausgeführt werden und namentlich der Kleinindustrie dienen.

§. 360.

Dampfkesseltheile mit innerem Druck.

Die Wände der Dampfkessel sind je nach der Bauart der letzteren einer oft sehr verwickelten Beanspruchung unterworfen, deren Verfolgung in jedem einzelnen Falle recht weit führen kann. Hier gehen wir bloss auf einige ganz allgemeine Arten der Beanspruchung ein, zunächst die durch inneren Druck.

a) **Cylindrische Kesseltheile.** Die preussische Dampfkesselverordnung schrieb früher für cylindrische, von innen mit a at Ueberdruck gepresste Kesseltheile folgende, die sog. Brix'sche Formel vor:

$$\delta = \frac{D}{2} (e^{0,003 a} - 1) + 0,01 \quad (388)$$

worin δ und D in preuss. Zoll gemeint sind. Sie wird sehr genau angenähert durch die einfachere des Verfassers:

$$\delta = 1,54 a D + 2,6 \quad (389)$$

worin δ in mm, D in m zu verstehen ist; die französische Vorschrift verlangte etwas grössere Wanddicken nach der Formel:

$$\delta = 1,8 n D + 3 \quad (390)$$

von welchem Werth für Lokomotiven nur $\frac{2}{3}$ gefordert wurden. Alle drei Formeln sind wegen der grossen Zugabe für Abnützung

als empirische zu betrachten. Jetzt haben die meisten Staatsregierungen das Vorschreiben der Kesselwanddicke fallen gelassen, indem anderweitige gesetzliche Bestimmungen den Erbauer des Kessels für geeignete Wahl der Abmessungen verantwortlich machen. Es wird hauptsächlich nur gefordert, dass der Kessel einem Probedruck, der bis zum Zweifachen der Gebrauchsspannung geht, gut widerstehe.

Ein cylindrischer Kesselmantel erfährt in den Längsschnitten eine Spannung, welche genügend genau durch Formel (324) ausgedrückt wird:

$$\mathfrak{S} = \frac{p}{2} \frac{D}{\delta} = \frac{a}{200} \frac{D}{\delta} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (391)$$

wobei D in mm. Berechnet man hiernach \mathfrak{S} in den nach (389) berechneten Blechen, so erhält man folgende Ergebnisse.

$a =$	4		7		10		13	
	D	δ	\mathfrak{S}	δ	\mathfrak{S}	δ	\mathfrak{S}	δ
600	6,3	1,9	9,1	2,31	11,8	2,54	14,6	2,67
800	7,5	2,13	11,2	2,50	14,9	2,70	18,6	2,80
1000	8,8	2,27	13,4	2,61	18,0	2,78	22,6	2,87
1500	11,8	2,54	18,8	2,79	25,7	2,92	32,6	2,99
2000	14,9	2,68	24,2	2,89	33,4	2,99	42,6	3,06

Die sich hier zeigenden Wanddicken sind für grössere Weiten und Dampfspannungen sehr gross, die Materialspannungen recht klein. Allerdings treten in den Nietnäthen stärkere Spannungen auf, nämlich nach §. 59 im durchlochten Blech:

bei der einfachen Nietung die Spannung $\mathfrak{S}' = \mathfrak{S} : \varphi'$ } (392)
 bei der doppelten Nietung die Spannung $\mathfrak{S}'_2 = \mathfrak{S} : \varphi'_2$ }

wobei φ' für die Nietdicke d und die Nietweite a den Werth $(a - d) : a$ und φ'_2 denjenigen $(a_2 - d) : a_2$ hat. Aber auch diese Spannungen bleiben noch unterhalb solcher Werthe, welche bei gutem Eisenblech als statthaft angesehen werden dürfen. Die Kesselerbauer nehmen daher jetzt oftmals δ kleiner, als (389) angibt, insbesondere wenn sie den jetzt in so hoher Vollkommenheit hergestellten weichen Stahl für die Bleche benutzen.

Die Materialspannung, welche in den Nietquerschnitten entsteht, ist gemäss §. 59 noch grösser als die im durchlochtem Blech. Indessen wird dies von tüchtigen Fabrikanten dadurch ausgeglichen, dass sie zu den Nieten Rundeisen von ganz besonderer Güte (z. B. gewisse Eifeler Eisensorten) wählen, welche eine weit höhere Beanspruchung vertragen, als namentlich die Eisenbleche.

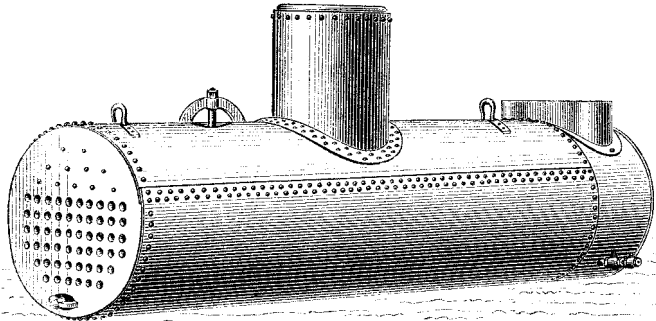
Man kann sagen, dass man bei uns, trotz hie und da wieder auftauchenden gegentheiligen Vorschlägen, sich von dem, Erstarrung der Kesselbaukunst drohenden Verfahren losgesagt hat, die Berechnung der Kesselwände unter feststehende Formeln bringen zu wollen. Sorgfältige Entwerfer suchen vielmehr in jedem einzelnen Fall aus der Kenntniss des zu verwendenden Materials und unter Anwendung geeigneter Bauformen und Bauweisen die Abmessungen so zu bestimmen, dass Sicherheit und Sparsamkeit gleichzeitig Berücksichtigung finden. Die neueren Anforderungen an die Ozeandampfer drängen zu Weiten des Kesselmantels bis zu 5 m und darüber, bei Dampfspannungen von 15 bis 18 at Ueberdruck. Hier könnte man mit den alten Verordnungsformeln nichts erreichen, muss vielmehr alle Kunst aufbieten, mit Blechen auszureichen, die sich noch nieten lassen. Hierbei können denn auch die verjüngten Nietungen (§. 57) Anwendung finden und werden theilweise schon benutzt.

Längsnäthe. Zunächst wird wegen des Vorstehenden bei allen grösseren Dampfkesseln für die Längsnäthe jetzt die doppelte Nietung angewandt. Sie hat bei $\delta = 8\text{ mm}$ und darüber einen Kraftmodul $\varphi_2' = 0,76$ bis $0,73$, was einem Verhältniss von $\mathfrak{S}_2' : \mathfrak{S}$ von 1,32 bis 1,37 entspricht. Sodann sucht man mehr und mehr so zu bauen, dass diese Näthe auch nicht dem ersten Feuer ausgesetzt sind. Eine dies erzielende Bauart ist die in Fig. 1115 (a. f. S.) dargestellte, bei welcher der Kesselmantel aus nur zwei Blechen besteht, von denen das untere gegen $\frac{3}{5}$ des Mantelumfanges umfasst*).

*) Kessel dieser Bauart sind in den Ver. Staaten im Gebrauch; geliefert werden sie u. a. von der Erie City Iron Works, Erie Pa. Der dargestellte Kessel rührt ebendaher, vergl. Transactions of the Am. Soc. of Mech. Engineers 1884/85 (Bd. VI), S. 110: Scheffler, A new method of constructing horizontal tubular boilers. Der Kessel, der erste so gebaute, hat 16' oder $\sim 5\text{ m}$ Länge und 60" oder $\sim 1525\text{ mm}$ Weite bei $\frac{3}{8}"$ oder $\sim 10\text{ mm}$ Wanddicke; Material der Bleche weicher Stahl von 42 kg Zerreiassungs-

Eine andere, sehr beachtenswerthe Bauweise ist die, die Längsnäthe zu schweissen, ein Verfahren, zu welchem man für

Fig. 1115.



grosse Kessel bei uns mehr und mehr übergeht. Das Schweißen geschieht entweder vor dem Schmiedefeuer oder vor dem Wasser-gasbrenner*); ganz voll entwickelt ist das Verfahren heute noch nicht.

Beispiel. Fig. 1116 stellt den Querschnitt des Mantels eines neuen Schiffskessels, gefertigt in Hamburg auf der Werft von H. C. Stülken**), dar, dessen zwei Längsnäthe geschweisst sind; beide Näthe sind indessen der Sicherheit wegen noch mit zweireihig aufgenieteten Laschen belegt, welche wegen der erforderlichen Durchlochung der Bleche nicht deren vollen Querschnitt zur Wirkung gelangen lassen. Immerhin ist die Nath eine vollkommener als die überblattete und bedarf keiner Stemmung. Die Dampfspannung beträgt 12 at Ueberdruck. Hierfür berechnen sich die Spannungen in der Kesselwand wie folgt. Der Mantel hat 1944 mm Weite und 22 mm Wanddicke. Dies gibt nach (391) $\mathcal{E} = (12 : 200) (1944 : 22) = 5,30$. In den doppelten Nietreihen der beiden Laschen ist $a_2 = 74$, $d = 22$. Damit erhält man den Kraftmodul $\varphi_2' = (74 - 22) : 74 = 0,7$ ***), also die Spannung \mathcal{E}_2' im durchlochtem Blech in den Längsnäthen = $5,30 : 0,7 = 7,57$ kg. Die ehemalige preussische Formel würde statt 22 mm Wanddicke $\delta = 1,54 \cdot 12 \cdot 1,944 + 2,6 = 35,9$ mm verlangt haben.

modul und 21 kg Tragmodul. Die anfänglichen Schwierigkeiten waren recht gross. Das Walzwerk, welches die Stahlplatten lieferte, wandte stählerne Walzen von 9' Länge und 31" Dicke an; das Blechbiegework hatte (hohle) Walzen von $16\frac{1}{3}'$ Länge und 14" Durchmesser.

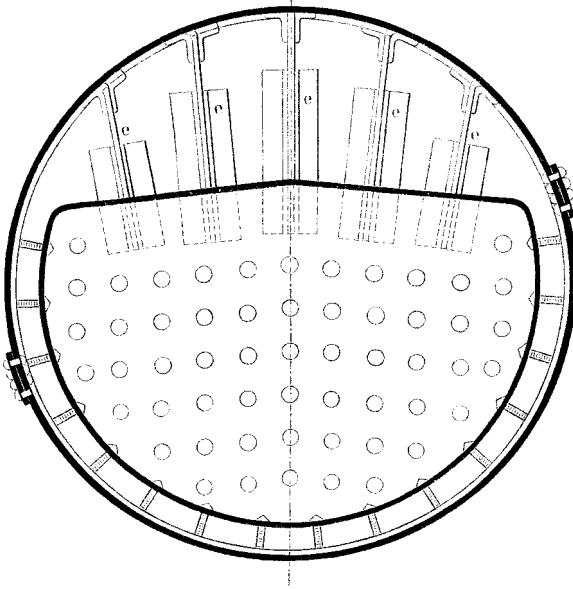
*) Oder neuerdings versuchsweise nach dem Bernados'schen Verfahren der elektrischen Löthung, deren Einführung in die Eisentechnik indessen erst begonnen hat.

**) Z. D. Ingenieure 1886, S. 109: Meyer, Dreifach-Expansions-Schraubenschiffsmaschine.

***) Nach Formel (57) §. 58 könnte genommen werden $a_2 = 20 + 3 \cdot 22 = 86$, woraus sich ergeben würde: $\varphi_2' = (86 - 22) : 86 = 0,74$, $\mathcal{E}_2 = 7,16$ kg.

Als eine dritte, erst in Aussicht zu nehmende Methode wäre diejenige anzusehen, den Kesselmantel nach dem Mannesmann'schen Verfahren völlig nathfrei aus weichem Stahl herzustellen.

Fig. 1116.



Damit würde die höchste Vollkommenheit der Bauweise des Kesselmantels erreicht sein, indem die Berücksichtigung des Kraftmoduls der Nietung ganz wegfiel, auch die Spannung \mathfrak{S} selbst wegen der hohen Elastizitätsgrenze des Stahls wesentlich gesteigert werden dürfte. Zur Zeit aber sind die Rohrwalzwerke Mannesmann'scher Art erst auf Durchmesser bis zu 600 mm eingerichtet.

Quernäthe. Die Querschnitte des Kesselmantels sind, wenn derselbe mit den Böden fest verbunden ist, mit der Kraft $\pi/4 D^2 p = \mathfrak{S}_2 \pi D \delta$ belastet, woraus sich $\mathfrak{S}_2 = 1/4 p D : \delta$, d. i. halb so gross als die Spannung \mathfrak{S} in den Längsschnitten ergibt. Man braucht deshalb die Quernäthe nur mit einfacher Nietung herzustellen. Weiter unten (s. Anm. S. 1082) wird sich noch zeigen, dass man die Querschnitte des Mantels auch ganz entlasten kann.

Wandausschnitte. Die für die Mannlöcher und Dome im Kesselmantel anzubringenden Ausschnitte schwächen denselben erheblich, was sich auch bei einzelnen Kesselexplosionen gezeigt hat, wo strahlenförmig vom Mannloch aus Risse entstanden waren. Man verstärkt deshalb jetzt mit besonderer Sorgfalt solche Ausschnitte, indem man auf ihre Ränder schmiedeeiserne, oder noch besser stählerne Saumleisten aufnietet, s. unten, Fig. 1118. Für eine Einsteigeöffnung genügen die Abmessungen 300 auf 375 bis 380 mm. Am besten ist es, die kurze Achse des ovalen Ausschnittes der Länge des Kessels nach zu legen.

b) Kugelige Kesseltheile. Eine Hohlkugel von der Weite D_1 wird durch die innere Spannung p mit der Kraft $\pi/4 D_1^2 p$, d. i. wie ein gleich weiter cylindrischer Mantel in den Querschnitten, oder nur halb so stark, als derselbe Mantel in den Längsschnitten beansprucht. Ihre Wanddicke dürfte danach bei gleicher Sicherheit und gleichem Material halb so gross genommen werden, als die des cylindrischen Gefässes vom Durchmesser $D = D_1$. Sollen aber beide Gefässe gleichen Inhalt, gleiche Räumte haben, so muss $D_1 > D$ sein. Hat das cylindrische Gefäss ebene Böden, so ist sein Inhalt $\pi/4 D^2 L = \pi/4 D^3 (L : D)$ und der des kugeligen Gefässes $\pi/6 D_1^3$; es müsste also $D_1^3 = 3/2 D^3 (L : D)$ sein. Für die Wanddicken erhalte man: $\delta = 1/2 D p : \mathfrak{S}$ und $\delta_1 = 1/4 D_1 p : \mathfrak{S}_1$; für die Oberflächen käme $F = \pi D L + \pi/2 D^2$ und $F_1 = \pi D_1^2$. Angenommen, die Böden am cylindrischen Gefäss würden ebenso stark von Wanddicke gemacht, wie der Mantel, so erhalte man für die Materialaufwände:

$$F\delta = \frac{\pi}{2} D^3 \left(\frac{L}{D} + \frac{1}{2} \right) \frac{p}{\mathfrak{S}} \quad \text{und} \quad F_1\delta_1 = \frac{\pi}{4} D_1^3 \frac{p}{\mathfrak{S}_1}.$$

Hierin $\mathfrak{S} = \mathfrak{S}_1$ setzend und für D_1^3 den ermittelten Werth $3/2 D^3 (L : D)$ einführend, erhält man:

$$\frac{F_1\delta_1}{F\delta} = 3/4 \frac{\frac{L}{D}}{\frac{L}{D} + 1/2} \dots \dots \dots (393)$$

als das Verhältniss zwischen dem Materialaufwand des kugelförmigen und des cylindrischen Kessels. Es ergibt sich für:

$\frac{L}{D}$	=	1	1 1/2	2	3	4	5	6	∞
$\frac{F_1 \delta_1}{F \delta}$	=	0,50	0,56	0,60	0,64	0,67	0,68	0,70	0,75

wonach der kugelige Kessel unter allen Umständen der leichtere wird.

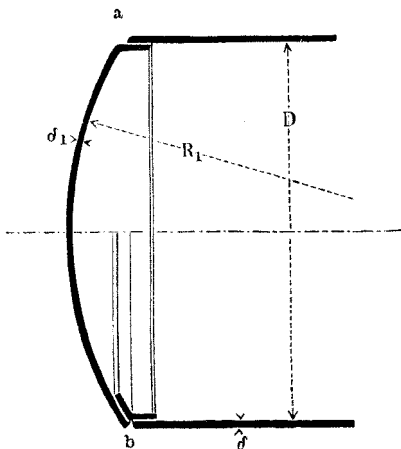
Zu Anfang gestaltete man wirklich die Dampfkessel kugelig, hat dies aber, der geforderten Engräumigkeit bei grosser Heizfläche wegen, sehr bald aufgeben müssen. Nur für einzelne Kesseltheile lässt sich die kugelige Form noch verwenden.

Bei kugeligen Böden für Walzenkessel, siehe Fig. 1107, Kuppen für Dome und Sieder u. s. f. hat man für die Wanddicke nach dem Obigen beim Kugelhalbmesser R_1 :

$$\delta_1 = \frac{R_1}{2} \frac{p}{\mathfrak{E}_2} = R_1 \frac{a}{200 \mathfrak{E}_1} \dots \dots \dots (394)$$

was bei $\mathfrak{E}_1 = \mathfrak{E}$ der Wanddicke δ des Mantels gleich werden würde, wenn man $R_1 = D$ machte. Hiervon kann man nicht immer Gebrauch machen, da in Kesselschmieden die vorhandenen Mulden zum Kümpeln der Böden R_1 vorschreiben. Das Ansetzen

Fig. 1117.



des kugeligen Bodens an den Mantel geschieht in der Regel so, dass an den Boden ein cylindrischer Reif angebörtelt oder, wie man es auch nennt, „angekrempft“ wird wie bei a, Fig. 1117 (in der Kremppresse), andernfalls auch unter Einsetzung eines Reifens aus Winkelisen, wie bei b. Hier könnte nun auch die in §. 355 kennen gelernte Umfangskraft s bzw. $s \sin \alpha$ in Betracht

kommen, indem dieselbe den Mantel radial nach innen zieht. Allein die Berücksichtigung kann für gewöhnlich unterbleiben, da die erwähnte Bereifung des Bodens denselben völlig hinreichend gegen die Kraft $s \sin \alpha$ versteift.

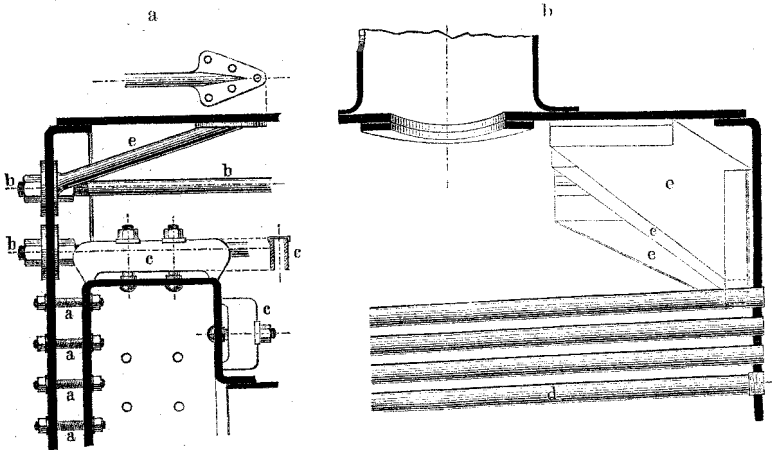
c) Flachwandige Kesseltheile. Flache Böden ohne Unterstützung können wegen der erforderlich werdenden Wanddicke

nur an Kesselmänteln von geringem Durchmesser angewandt werden, wie schon §. 19 gezeigt ist, also allenfalls als Abschlüsse für Sieder, Wasserstands-„Koffer“, Dampfdome u. s. w. Bei irgendwie bedeutenderer Ausdehnung der flachen Böden ist es zweckmässig, sie zu versteifen, worauf sie wieder eine geringe Wanddicke erhalten können, mit anderen Worten: grössere Böden durch Versteifungen in kleinere zu theilen, für welche sodann eine gut ausführbare Wanddicke ausreicht.

Verschiedene Arten von Bodenversteifungen sind üblich; die gebräuchlichsten sind in Fig. 1118 an Beispielen aus der Praxis dargestellt.

Die Versteifung durch Stehbolzen, Fig. 1118 a (vergl. auch §. 61), passt bei nahe benachbarten parallelen Wänden. Hier sind

Fig. 1118.



dieselben statt mit Nietköpfen, mit Sicherungsmuttern ausgerüstet. Ebenfalls Fig. a, Versteifung weit auseinander liegender flacher Wände durch Ankerbolzen *b*; sie sind gleichsam lang ausgedehnte Stehbolzen. Hier ist ihre Wirkung durch grosse, auf die Böden genietete Unterlegplatten verstärkt. Versteifung durch Barren *c*, Fig. a, hier am Schiffskessel, früher auch sehr viel für das Feuerbüchsendach der Lokomotive angewandt. *d* Versteifung durch Anker- oder Stehröhren; diese sind Heizröhren von besonders grosser Wanddicke, 6 bis 9 mm, welche in beide Rohrplatten mit Gewinde eingreifen. Winkelbleche *e*, Fig. b, wendet man zur Anhängung der

Abmessungen auf mm und p auf kg auf den qmm bringend, erhält man daraus:

$$100 p' = a' = 367\,973 \frac{\delta^{2,19}}{lD} \dots \dots \dots (396)$$

Die Fairbairn'schen Versuche sind wiederholter Durchrechnung unterworfen, auch ist gesucht worden, der Formel eine weniger unbequeme Gestalt zu geben*). Eine letzte Durchsicht hat Dr. Wehage vorgenommen, dabei aber noch neuere gute Versuche**) mit in Betracht gezogen***) und ist dabei zu folgender Formel gelangt:

$$100 p' = a' = \left\{ \begin{array}{l} 90\,000 \\ 120\,000 \end{array} \right\} \frac{\delta}{D} \sqrt[3]{\frac{\delta}{lD}} \dots \dots \dots (397)$$

in welcher der obere Koeffizient für Rohre mit Ueberblattungsnietung, der untere für geschweisste oder mit Laschen vernietete Rohre gilt. Diese einfache Formel nähert die wichtigsten Versuche Fairbairn's recht gut an. Man benutzt dieselbe so, dass man nach stattgehabter Wahl der Abmessungen D , l und δ die gefährliche Pressung a' ermittelt, und dann ermisst, ob sie hoch genug liegt.

Beispiel. Bei einem ausgeführten, für $2\frac{1}{2}$ at Ueberdruck bestimmten konischen Kessel hatte das Flammrohr die Länge $l = 25'$ pr. = 7845 mm, die Weite $D = 23'' = 601$ mm und die Wanddicke $\delta = 0,25'' = 6,5$ mm. Die Nietung war überblattet. Nach (397) berechnet sich nun die gefährliche Pressung zu: $a' = 90\,000 (6,5 : 6,1) \sqrt[3]{(6,5 : 601) 7845} = 21,35$ at. Das Rohr ist thatsächlich zerquetscht worden. Bedenkt man, dass die Abnutzung die Wand leicht um einige mm verdünnen konnte, so wird man das Eintreten der Explosion nicht wunderbar finden.

Fig. 1119.



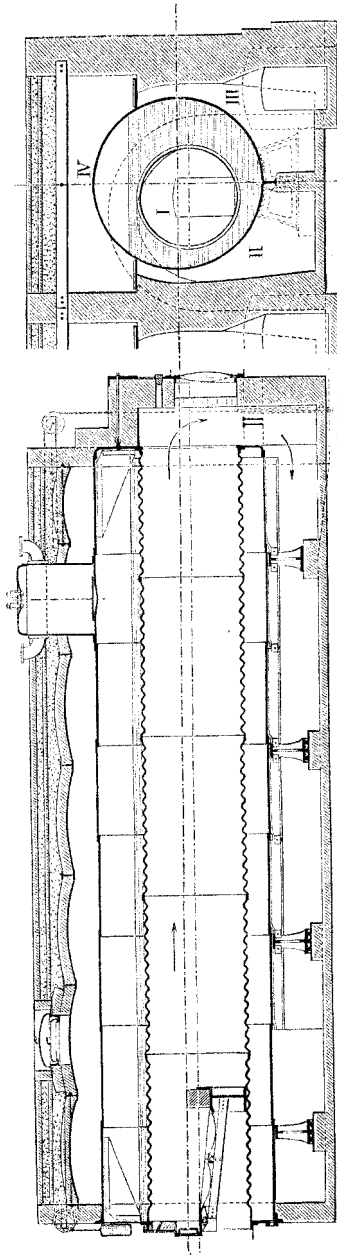
Ein Mittel, die Sicherheit zu erhöhen, ohne die Wanddicke grösser wählen zu müssen, liegt in der Verringerung von l , die schon Fairbairn in der Form empfahl, dass man Versteifungsringe an den Stossfugen einzelner Rohrschüsse anzubringen habe. Fig. 1121 a zeigt die Adamson'sche,

*) Die Behandlung der Aufgabe durch Grashof, s. Z. D. Ingenieure, 1859 (Bd. III) S. 234, diejenige durch Love, Civilingenieur, 1861 (Bd. VII), S. 238, eine von mir angeregte, durch den Verein Hütte ausgeführte Umrechnung in den Berliner Verhandlungen, 1870, S. 115.

**) S. Engineer 1881, Bd. 51, S. 426.

***) Dingler's Journal 1881 (Bd. 242), S. 236 ff.

Fig. 1120.



b die Hick'sche Form dieser Ringe, von denen die erstere die schwierigere ist, aber den Vorzug gewährt, keine Nietköpfe dem Feuer darzubieten. Man wendet jetzt derartige Versteifungsringe auch bei uns häufig an, manchmal an jedem Rohrschuss, um selbst beim Erglühen des Rohres dieses vor dem Zerplatzen zu schützen, was schon wiederholt gelungen ist.

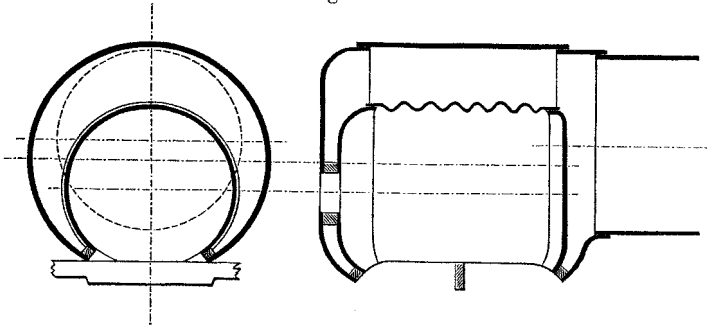
Durch Herstellung des Flammrohres aus Wellblech, s. Fig. 1120, welches zum Rohr zusammengeschweisst wird, haben bei uns die Fabrikanten Schulz, Knaut & Cie. in Essen dem Flammrohr eine grosse Sicherheit gegen Zerquetschen zu geben gewusst. Unsere Figur stellt einen von der genannten Firma erbauten Kessel von 2,200 mm Durchmesser dar. Die Bauart, welche allerdings nicht leicht ist, scheint sich jetzt mehr und mehr zu verbreiten. In England werden die gewellten Flammrohre durch die Erfinder derselben, Sampson Fox & Cie. in Leeds, geliefert. Die Wellen sind gewöhnlich 100 mm hoch.

Man hat auch für die Lokomotivfeuerbüchse das Wellrohr in Gebrauch genommen. Fig. 1121 (a. f. S.)

zeigt die Kaselowsky'sche Feuerbüchse. Hier fallen ausser einigen Längsankern für die Stirnwand alle Verankerungen um die Feuerbüchse herum fort. Die Anordnung erheischt allerdings die Anbringung eines Querträgers unter dem Rost zum Stützen des Kessels.

Die Befestigung des Flammrohres an den Kesselböden geschieht durch Nietung, indem entweder ein Winkeleisen, sei es ausserhalb, sei es innerhalb, Fig. 1121, eingeschaltet wird, oder

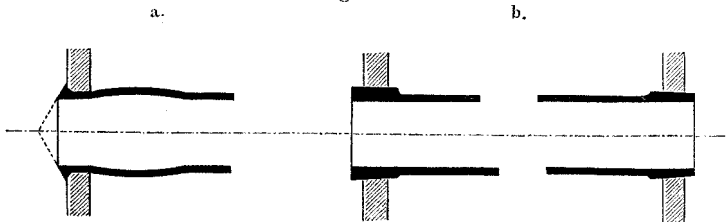
Fig. 1121.



indem Umbörtelung des Flammrohres, vor allem, wenn dasselbe geschweisst ist, stattfindet, vergl. Fig. 1120.

Die auf kleine Weite herabgesetzten Flammrohre, die Heizröhren, werden vorzugsweise gleich hohlen Niete behandelt, indem man ihnen zuerst hinter der Rohrwand eine, den Setzkopf vertretende Aufbeulung mit dem dreitheiligen Auftreiber gibt und sie darauf vor der Rohrwand mit einem Schliesskopf versieht, nämlich sie nach aussen vernietet und verstemmt, Fig. 1122 a. Manche Fabriken, z. B. die Lokomotivfabrik Esslingen, geben der eisernen Heizröhre einen hart angelötheten kupfernen Vorschuh, welcher Aufbeulung, Nietung und Stemmung bedeutend leichter verträgt, als das eiserne oder stählerne Rohr

Fig. 1122.



selbst. Die von den Fabrikanten Pauksch & Freund in Landsberg bei uns eingeführte, aber schon 1867 von Anderen in Frank-

reich angewandte Einsetzung der Heizröhren mit zwei kegeligen Zuspitzungen, Fig. 1122 b, hat sich nicht so bewährt, wie von Vielen erwartet wurde, indem es bei älter werdenden Kesseln schwierig ist, beide Enden zugleich dicht zu schlagen, und indem auch Erschütterungen den Verschluss zu lösen vermögen.

§. 362.

Gegenwärtiger allgemeiner Stand des Dampfkesselbaues.

Die Erörterungen der vorstehenden §§. mussten auf wenige bauliche Einzelheiten beschränkt werden, da eine weitergehende Behandlung die Sache besonderer Fachschriften ist. Nur noch einige allgemeine Betrachtungen über die jetzt üblichen Bauarten der Dampfkessel und über die Leistungen derselben im Grossen und Ganzen seien hier angeschlossen.

Gegenüber den in den vorausgehenden §§. und in dem Kapitel von den Nietungen hervorgehobenen Fortschritten in der Technik des Kesselbaues steht die bemerkenswerthe Thatsache, dass die Bauart der Dampfkessel im Ganzen seit 20 bis 30 Jahren so zu sagen keine Fortschritte gemacht hat, obwohl die Ueberzeugung verbreitet ist, dass noch wesentliche Verbesserungen, namentlich bezüglich der Brennstoffverwerthung, darin möglich seien. Nach meiner Ansicht sind es vier Punkte in der Bauart, welche eine verschärfte Beachtung verdienen, und in welchen die Bestrebungen nach Verbesserung auch Erfolge versprechen, während an anderen Stellen die aufgewandte Kraft verschwendet zu sein scheint.

1) Materialaufwand. Wie in §. 359 gezeigt (S. 1080), ist der Materialaufwand bei unseren üblichen Kesselformen beträchtlich grösser als er sein könnte, wenn sich die Kugelform mehr verwenden liesse. Es ist fraglich, ob man praktisch in dieser Richtung viel zu thun vermag; indessen ist die Möglichkeit doch nicht ausgeschlossen, wenigstens für einzelne Kesselarten nicht, z. B. diejenigen für reine Heizzwecke. Man braucht sich nur der Vakuumpfannen zu erinnern (vergl. den folgenden §.), um sich zu vergegenwärtigen, dass diese älteste Halterform (Newcomen) nicht ganz ausser Gebrauch gekommen ist; auch wäre darauf hinzuweisen, dass die Kumpel- und die Kremppresse mehr

und mehr Anwendung finden, mit anderen Worten, dass man der Herstellung grosser Mulden aus Schmiedeisen und Stahl mehr und mehr Herr geworden ist.

Eine zweite Seite der Materialfrage bilden die Nietungen. Es ist doch in der That stark, dass wir bei den Nietungen für die Dampfkessel eine so beträchtliche Schwächung der Wand hinnehmen. Bei der einfachen Nietung beträgt sie, wenn man von den Nieten selbst absieht, da man sie aus allerbestem Eisen herstellen kann *), im Mittel 40 Prozent, bei der doppelten 25 Prozent. Diese Verminderungen sind unwichtig bezüglich der Quernäthe cylindrischer Kessel, aber überaus beachtenswerth bei den Längsnäthen und kommen im weitaus schwersten Theil der Kessel, dem Mantel, zu einer nicht vernachlässigbaren Geltung. Daher denn auch die Bestrebungen, die Längsnäthe des Kessels zu schweissen. Wie gering aber der Erfolg dieser letzteren Verfahrensweise, welche sich für die Rohre mit äusserem Druck sehr gut eignet, für die Kesselmäntel mit innerem Druck ist, hat das Beispiel S. 1078 gezeigt, wo die geschweissten Näthe der Sicherheit halber mit Laschen übereietet und dadurch wieder auf die Festigkeit ungeschweisster Näthe herabgesetzt sind. In der That ist die Schweissung ein zu unsicheres Verfahren, wie die Versuche mit Schweissverbindungen klar gezeigt haben, als dass man die damit verbundenen Bleche für voll annehmen dürfte, wenn sie auf Zug beansprucht sind.

Hiernach muss das Augenmerk der Kesseltechnik sich darauf richten, Kesselmäntel zu erhalten, welche keinerlei Längsnäthe, weder genietete, noch geschweisste, aufweisen. Die Heizröhren leisten hierin schon das Ihrige für Röhren mit äusserer Pressung; das mehrerwähnte Mannesmann'sche Verfahren ist geeignet, solche Rohre auch für Kesseltheile mit innerer Pressung zu liefern und zwar in einer Güte der Bleche, welche die der bisher gebrauchten weit übertrifft, wie alle bisherigen Versuche dargethan haben. Kann dieses Verfahren in den Kesselbau eingeführt werden, so wird damit eine Materialersparniss verbunden sein, die sich durchschnittlich auf nahe $\frac{1}{3}$ zu beziffern verspricht.

*) Wollte man die Nieten im Material als nicht besser als das Blech ansehen, so käme die Schwächung bei der einfachen Nietung im Mittel auf 53 Prozent, bei der doppelten auf 41 Prozent zu stehen. Von den dreifachen Nietungen, wie die in Fig. 158, S. 168 dargestellte, muss wegen ihrer Schwierigkeiten im allgemeinen abgesehen werden.

2) Feuerung. Von noch einschneidenderer Bedeutung als der Materialaufwand ist die Einwirkungsweise der Feuerung. Wie die obigen schematischen Darstellungen der üblichen Kesselfeuerungen zeigen, herrscht beinahe ganz allgemein das Verfahren, Kesseltheile unmittelbar der Feuerflamme auszusetzen, mit anderen Worten, das Feuer überwiegend durch Leitung, Wärmeleitung, wirken zu lassen. Dies gilt selbst zum grössten Theil auch da, wo sogenannte Vorfeuerung angewandt wird. Schon längere Zeit sind in die Zweckmässigkeit dieses Verfahrens Zweifel gesetzt worden. Unmöglich kann es für die Verbrennung der Gase günstig sein, sie alsbald nach der Erzeugung der Flamme gegen Flächen zu treiben, welche eine um 800 bis 1000^o geringere Temperatur haben, als die Flamme. Rauch und Russ, d. i. unverbrannte Antheile des Brennstoffes, müssen sich ausscheiden und verursachen grosse Belästigungen und Verluste. Der Kampf mit diesen ist allgemein und hat zahlreiche, fast zahllose Rostbauarten und Beschickungsweisen entstehen lassen. Erst Friedrich Siemens (Dresden) scheint die wirkliche Lösung der Aufgabe gefunden zu haben und ist seit einigen Jahren unablässig bemüht, den Wärmetechnikern die, an Reife stets zunehmenden Früchte seiner praktischen Studien bekannt zu machen*). Dieser ausgezeichnete Wärmefachmann huldigte früher**), wie Andere, dem Grundsatz, die Flamme mit dem zu erheizenden Körper in Berührung zu bringen, ging aber von 1879 an mehr und mehr dazu über, in Glasöfen, Heerdöfen für Stahl, Schmelzöfen u. s. w. in hohen Ueberwölbungen des Heerdes bloss die strahlende Wärme der Flamme auf den Werkstoff wirken zu lassen, die Hitze des

*) Siehe folgende Quellen: Friedrich Siemens, Heizverfahren mit freier Flammenentfaltung, Berlin, Springer, 1882; Siemens' Regenerativöfen, Dresden, Ramming, 1854; Vortrag von Friedrich Siemens über Ofenbetrieb mit ausschliesslicher Benutzung der strahlenden Wärme der Flamme, Gesundheitsingenieur 1884; Vortrag von demselben über ein neues Verbrennungs- und Heizsystem, Busch, Journ. f. Gasbeleuchtung etc. 1885; Vortrag von demselben in der Ges. Isis in Dresden über die Dissociation der Verbrennungsprodukte, Dresden, Blochmann, 1886; Vortrag von demselben im Sächs. Ing.- u. Archit.-Verein über die Verhütung des Schornsteinrauches, Civ.-Ing. Bd. 32 (1886), Heft 5; Vortrag von demselben im Bez.-Ver. D. Ing. in Leipzig am 8. Dez. 1886 über den Verbrennungsprozess, 2. Aufl., Berlin, Springer, 1887; Vortrag von demselben über Regenerativ-Gasbrenner etc., Dresden, Ramming, 1887; Ueber die Vortheile der Anwendung hochoerhitzter Luft für die Verbrennung etc., 2. Aufl., Berlin, Springer, 1887.

**) Siehe den angeführten Vortrag in der „Isis“.

Reuleaux, Konstrukteur.

nicht mehr flammenden Gases aber im Regenerativofen aufzuspeichern. Es lassen sich dabei Wärmegewinne bis zu 80 und 90 Proz. erzielen. Er trennte dann später noch schärfer die zwei Hauptperioden der Verbrennung, die hierbei auseinandergehalten sind, und wandte den Grundsatz bald auch auf die Dampfkesselheizung an, wo er zwar nicht einen so hohen Gewinn, immerhin aber gegen 25 Proz. Ersparniss als sicher erreichbar bezeichnet. Ausgeführte Kessel haben dies vollständig bestätigt*). Er empfiehlt nun dringend, das Verfahren anzunehmen, und zwar, die wirkliche Flamme der Feuerung nicht mit den Kesselwänden in Berührung kommen, sie vielmehr einzig und allein durch Strahlung wirken zu lassen, darauf den nicht mehr flammenden, aber immer noch sehr heissen Verbrennungsgasen die Wärme durch Leitung thunlichst zu entziehen, was beides auf verschiedene Weise geschehen kann**). Da die Ausführungen dieses Grundsatzes dessen Richtigkeit immer nur bestätigt haben, kann eine Anwendung nur anempfohlen werden. Die letztere ist bei Landdampfkesseln nicht wesentlich schwierig, bei Schiffs- und Lokomotivkesseln allerdings schon mehr. Indessen wird sich auch hier vieles erreichen lassen. Schiffskessel betreffend hat man ja neuerdings in den Vereinigten Staaten mit dem alten Satz gebrochen, dass der Schiffskessel keinen gemauerten Ofen haben solle, wie denn der neue Aviso Chicago und seine Schwestern sehr zweckmässig gebaute Kessel mit Raughemäuer haben; für Lokomotiven zeigten die gelungenen

*) U. a. bezeugen K. H. Kühne & Co. in Dresden Löbtau unterm 16. Febr. 1884 eine Ersparniss von 26 Proz. an einem mit S'scher Feuerung an Stelle der älteren, gewöhnlichen versehenen Dampfkessel bei völliger Rauchfreiheit und stetiger Reinheit der Feuerkanäle.

***) Fr. Siemens beschreibt zwei von ihm angewandte Methoden, beidemal unter Voraussetzung von Flammrohrkesseln. Bei der ersten findet die Verbrennung des Heizstoffes auf dem Rost im Flammrohr statt; dieses ist aber über dem Rost und noch um eine halbe Rostlänge dahinter mit einer Schamottsicht verblendet; auch sind noch zwei weitere ringförmige Blenden aus Schamotte weiterhin in das Flammrohr gesetzt, welche stets die Flamme nach der Achse des Rohres hin drängen. Die Gase verglühn bei diesem Verfahren im Flammrohr und wirken daselbst nur durch Strahlung. Bei der Rückkehr umspülen sie den Kesselmantel unmittelbar und geben die mitgeführte Wärme durch Leitung ab; nach dieser starken Abkühlung bestreichen sie noch die unbenetzten Theile der Heizfläche, um darauf zum Kamin zu ziehen. Bei der zweiten Methode wird der Brennstoff auf einem vom Raughemäuer des Kessels getrennten Rost bloss vergast, dann vor dem Flammrohr mit (vorgewärmter) Luft vermischt und entflammt, worauf die Flamme das wie vorhin mit Verblendungen ausgerüstete Flammrohr unter blosser Strahlung durchzieht u. s. w.

praktischen Proben von Verderber in Budapest, dass die Verblendung der Feuerbüchse mit Schamotte ausführbar ist (s. auch unten). Die Verderber'schen Versuche schliessen sich im Grundsatz geradezu an die Theorie von Fr. Siemens bestätigend an. Ueberhaupt ist schon verschiedentlich der Versuch gemacht worden, auch das Flammrohr mit feuerfestem Mantel über dem Rost zu verblenden. Wenn damit keine auffallenden Ergebnisse erzielt worden sind, war es wohl, weil jenseits des Rostes die Behandlung der Flamme die alte war. — Nach Vorstehendem ist wohl in Aussicht zu nehmen, dass man bald allgemein dazu übergehen wird, die Strahlfeuerung, wie man wohl die Siemens'sche Feuerung nennen kann, da in ihr die Strahlung zu besonderer Wirkung gebracht ist, an die Stelle der blossen Leitungsfeuerung des Dampfkessels zu setzen, womit aller Voraussicht nach eine Brennstoffersparniss von rund einem Viertel erzielt werden wird.

3) Heizfläche. Der dritte Punkt betrifft nicht sowohl eine Mangelhaftigkeit unserer Bauweise, als eine Unsicherheit der Grundlagen derselben, welcher zufolge viele Ausführungen den Absichten weit weniger entsprechen, als man allgemein annimmt. Er betrifft die Heizfläche. Neuere Versuche scheinen unwiderleglich darzuthun, dass das Axiom von der Heizfläche als einer Grösse, welcher die Leistung des Kessels proportional wäre, nicht in dem bisherigen Umfang bestehen bleiben kann. Einleuchtend ist ja, dass zwischen den nahe beim Rost liegenden Theilen der Heizfläche und fern davon liegenden Theilen ein beträchtlicher Unterschied bezüglich der Dampferzeugung bestehen muss. Sehr hohe Temperatur der Feuergase im Anfang, ganz niedrige gegen Ende, also starke Dampfentwicklung dicht beim Feuer, schwache fern von demselben. Es zeigt sich aber ausserdem, dass die Heizfläche bei einem und demselben Dampfkessel unter Umständen auf die Hälfte vermindert werden kann, ohne dass die Dampferzeugung abnimmt. Unser allgemein übliches Verfahren, in allen denkbaren Formen auf Grösse der Heizfläche hinzuwirken, was zu immer neuen Bauformen der Kessel geführt hat, erscheint hiernach als einseitig und oftmals verfehlt, jedenfalls einer gründlichen Prüfung bedürftig. Eine bahnbrechende Untersuchung dieser wichtigen Frage verdanken wir dem Oberdirektor der schwedischen Eisenbahnen, Ingenieur F. Almgren, welcher in mehrjährigen Versuchen die bezüglichlichen Verhältnisse bis zu einem hohen Grade aufgeklärt und alsdann

von dem Gefundenen bedeutende praktische Anwendungen gemacht hat. Die Veröffentlichung seiner Arbeiten steht in nächster Zeit bevor. Mehrere der Hauptergebnisse hat er mir freundlichst gestattet, hier vorläufig vorzulegen. Ich entnehme das Folgende Almgren's eigenen brieflichen Mittheilungen.

Praktische Untersuchungen an Lokomotivkesseln mit engen Heizröhren, von F. Almgren. — „Aus den Versuchen von Geoffroy, mitgetheilt durch Couche), gehen die Dampfmen gen hervor, welche jede, ungefähr 0,9 m lange Abtheilung des zu den Versuchen dienenden Heizröhrensystems von 3,6 m Länge, bei wechselnden Mengen der stündlich durchgeleiteten Feuergase, lieferte. Ich fand, dass diese Dampfmen gen sich durch nachstehenden allgemeinen Ausdruck für die sekundliche Wärmeabgabe iL in W. E. als Funktion der veränderlichen Rohrlänge l bei der Röhrenzahl i darstellen lassen:*

$$\frac{a}{iL} = 1 + \frac{b}{l} \dots \dots \dots (398)$$

wobei a und b Konstanten sind, welche von der mittleren Temperatur T_e der einströmenden Gase, der Wassertemperatur δ und dem Gewicht $i G$ der sekundlich durch das Röhrensystem streichenden Feuergase abhängen. Durch eine Reihe eigener Versuche bestimmte ich nun diese Konstanten und fand:

$$\left. \begin{aligned} a &= 0,357 i G (T_e - \delta) \\ b &= 7,15 G^{0,217} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (399)$$

wobei G das Gewicht der im Mittel durch eine der Heizröhren gehenden Feuergas- oder Rauchmenge ist. Ich erhielt mithin für die Wärmeabgabe L einer Heizröhre des Rohrsystems den Ausdruck:

$$L = \frac{0,357 G (T_e - \delta)}{1 + \frac{7,15}{l} G^{0,217}} \dots \dots \dots (400)$$

Zur Prüfung der Brauchbarkeit dieser meiner Formel dienten weitere 21 Versuche mit einem Lokomotivkessel, dessen Feuerbüchsenwände durch Vermauerung unleitend gemacht waren.

Das günstige Ergebniss dieser Proben zeigt die folgende Tabelle.

In dieser Tabelle bedeutet:

- i die Anzahl der benutzten Heizröhren,
- G das Gewicht in kg des sekundlich durch je ein Rohr gehenden Rauches,
- $T_r - \delta$ den gemessenen Unterschied der Temperaturen von Rauch und Wasser, dicht bei der Ausströmung in die Rauchkammer,
- $T_e - \delta$ den Temperaturunterschied bei der Einströmung = $(T_r - \delta)$

$$+ \frac{L}{0,24 G},$$

L_e den durch den Versuch ermittelten Werth von L ,

L_b den aus Formel (400) berechneten Werth von L .

*) Voie, matériel et exploitation des Chemins de fer, Tome III.

T a b e l l e I.

Lokomotivkessel: 4 at Ueberdruck, 2,934 m Länge und 42 mm Weite der Heizröhren; diese bestanden aus Messing und waren etwas belegt mit Kesselstein.

Nr. des Versuchs	<i>i</i>	<i>G</i>	<i>T_r — δ</i>	<i>T_e — δ</i>	<i>L_e</i>	<i>L_b</i>
1	110	0,00713	210 ⁰ C.	901 ⁰ C.	1,184	1,248
2		0,00601	185 „	916 „	1,035	1,090
3		0,00733	222 „	969 „	1,304	1,370
4		0,00827	230 „	1009 „	1,531	1,570
5		0,00900	235 „	1000 „	1,648	1,700
6	55	0,01795	275 „	1067 „	3,360	3,330
7		0,01871	285 „	1091 „	3,600	3,520
8		0,01832	278 „	1115 „	3,660	3,530
9		0,01479	290 „	1421 „(?)	4,000(?)	3,750
10		0,01514	240 „	1221 „	3,510	3,290
11		0,01303	255 „	1312 „	3,300	3,080
12		0,01091	235 „	1328 „	2,860	2,700
13	88	0,00466	90 „	682 „	0,650	0,646
14		0,00448	95 „	724 „	0,670	0,660
15		0,00405	95 „	781 „	0,660	0,652
16		0,00360	95 „	709 „	0,530	0,530
17	110	0,00586	75 „	462 „	0,542	0,534
18		0,00529	70 „	368 „	0,376	0,388
19		0,00640	83 „	466 „	0,591	0,586
20		0,00715	95 „	522 „	0,734	0,721
21		0,00668	90 „	529 „	0,695	0,686

Bemerkungen. Zwischen den Versuchsreihen wurde der Kessel ausgeblasen und er, wie die Röhren, gereinigt. Die 110 Röhren der vierten Reihe sind nur theilweise dieselben, wie die der ersten Reihe. Beim neunten Versuch, zweite Reihe, schmolzen einige der Köpfe der gusseisernen Pfropfen, mit welchen die nicht gebrauchten Röhren verschlossen waren.

Die Uebereinstimmung zwischen den zusammengehörigen Werthen von L_e und L_b ist schlagend. Eine für die gewöhnlichen praktischen Fälle verwendbare Formel war also gefunden; dieselbe gilt, wie aus der Tabelle hervorgeht, für beliebige Rohrzahlen, ohne dass die etwaigen Verschiedenheiten von G und T_e , welche für die einzelnen vorhanden sein möchten, auf das Hauptergebniss merkbar einwirken.

Die Gleichung (400) lehrt, dass bei einer gegebenen Rohrlänge l die Dampfabgabe dem Gewichte des durchströmenden Rauches beinahe genau proportional ist, und mit der verfügbaren Wärmemenge $0,24 G (T_e - \delta)$ nahezu in geradem Verhältniss wächst. Dies bedeutet, dass bei konstanter Blasrohrmündung beinahe gerade so viel Dampf durch das Rohrsystem gewonnen wird, als die Maschine durch das Blasrohr entsendet, also verbraucht. Bedenkt man dann noch, dass bei Vermehrung des Zuges auch die Verbrennungstemperatur steigt, so erkennt man, dass das Rohrsystem eines Lokomotivkessels in Verbindung mit dem Blasrohr eine fast ideale Einrichtung darstellt, sobald von einem Kessel grosse und häufige Wechsel in der stündlichen Dampferzeugung verlangt werden.

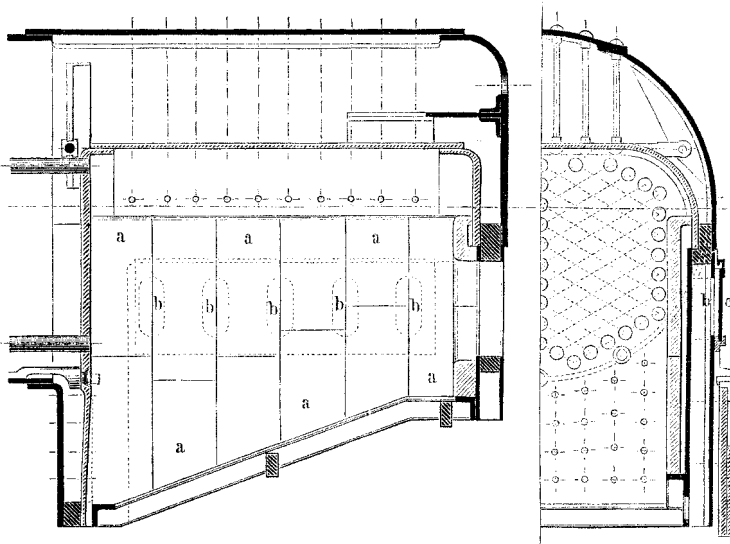
Nun zeigen die eingangs erwähnten Versuche von Geoffroy, dass die Wände der Feuerbüchse in dieser Beziehung viel weniger günstig wirken. Bei ihnen steigt die Dampfabgabe viel langsamer als die Steigerung des Zuges. Je grösser die Feuerbüchse, desto unvollkommener wird in dieser Hinsicht ihre Wirkung und desto nothwendiger das, stets unzuverlässige, verstellbare Blasrohr. Dem gegenüber lehrt Gleichung (400), dass, da bei einer gegebenen Rohrlänge die Dampfabgabe jeder einzelnen Heizröhre mit der Zugsteigerung wächst, die Anzahl der Röhren und damit das Gewicht des Kessels auf ein bestimmtes Minimum herabgezogen werden kann, welches mit Rücksicht auf die zulässige Blasrohrspannung und die Grösse des Rostes bestimmbar ist. Ausserdem lehrt die Formel, dass bei starkem Zuge und hoher Einströmungstemperatur die Dampfabgabe selbst der letzten Stücke sehr langer Röhren noch höchst beachtenswerth ist.

Da nun 1 qm Röhrenfläche bedeutend leichter und billiger ist, als 1 qm Feuerbüchsenfläche, da ferner bei Verkleinerung der letzteren der Rauch an ihren Wänden weniger abgekühlt wird, also mit höherer Temperatur in die Heizröhren eintritt, so lässt sich leicht übersehen, dass durch Wegnahme derjenigen Theile der Feuerbüchsenwände, welche für die Verwerthung der strahlenden Wärme nicht beachtenswerth sind, also der senkrechten Wände, und durch entsprechende Vergrösserung der Rohrlänge ein bestimmter Gewinn erzielt werden kann. So wird z. B. bei einem Zug-Vakuum von 40 mm Wassersäule in einem Kessel von 125 Röhren von 3 m Länge und 45 mm Lichtweite eine Verminderung der Wandfläche der Feuerbüchse um 7 qm vollständig ersetzt durch eine Verlängerung des Rohrsystems, welche 14 qm Heizfläche entspricht. Der hierbei erzielte Gewinn an Gewicht und Baukosten durch Verwandlung der schweren verankerten Feuerbüchsenwände in Röhrenfläche und in durch Thon geschützte unbenetzte Feuerkistenwände beträgt dabei ungefähr 700 kg bzw. 1500 Mark .

Nach den hier erläuterten Grundsätzen sind die neuesten Kessel der schwedischen Staatsbahnen gebaut, vgl. Fig. 1123, worin a die feuerfeste Auskleidung oder Verblendung der Feuerbüchse, b Luftöffnungen, durch Schieber c verstellbar. Die Kessel sind seit mehr als Jahresfrist im Betrieb

und wirken ausgezeichnet, wie durch die folgende Tabelle bestätigt wird. Aus derselben ist auch ersichtlich, dass der neue Kessel bei fast ganz glei-

Fig. 1123.



chen Vakuumhöhen und Temperaturen in der Rauchkammer dieselbe Dampf-
erzeugung auf den qm aufweist, wie ein sehr gut arbeitender, nach den
bisherigen Anschauungen gebauter Kessel.

(Die Feuerbüchse hat eine äussere Länge von 1,485 m und eine innere
Weite von 1 m. Der Kesselmantel ist 1,103 m weit. Die Anzahl der Heiz-
röhren, welche 45 mm im Lichten haben, beträgt 144, die ganze Dicke des
Backsteinfutters 74 mm.)

T a b e l l e I I.

A. Abmessungen.

Kessel	Heizröhren			Innere Heizfläche		
	Länge	Weite	An- zahl	der Röhren	der Feuer- büchse	Ver- hältniss
älterer Bauart	3,112 m	46 mm	184	77,28 qm	7,82 qm	9,9
der neuen Bauart	3,305 „	46 „	102	50,83 „	2,19 „	23,1

B. Betrieb.

Stündlich verdampftes Wasser auf den qm der gesammten Heizfläche	Vakuum in der Rauchkammer beim Kessel		Temperatur in der Rauchkammer beim Kessel	
	älterer Bauart	neuer Bauart	älterer Bauart	neuer Bauart
24 kg	20 mm	24 mm	310°	315°
30 "	30 "	35 "	340	340
37 — 45 "	40 — 50 "	50 — 60 "	410	395
55 "	80 "	90 "	470	470

Ich bemerke, dass ich dem Herrn v. Storckenfeldt, der nach meinen Berechnungen und Anweisungen die Bauzeichnung des in Fig. 1123 dargestellten Kessels gemacht hat, die Genehmigung erteilt habe, Patente auf die Bauart nachzusuchen.

Die vorstehende kurze Darstellung reicht aus, um die höchst bemerkenswerthen Almgren'schen Versuche und deren vorzügliche praktische Verwerthung in den Hauptsachen kennen zu lehren; sie werden allem Anschein nach den Ausgangspunkt einer Wandlung im Bau der Lokomotivkessel bilden. Näheres wird die zugesagte ausgedehntere Veröffentlichung bringen, dazu auch eine theoretische Begründung der praktischen Formeln. Außerst interessant ist das Zusammentreffen der Almgren'schen Beobachtungen mit den oben mitgetheilten Ausführungen von Fried. Siemens. Wir sehen in dem Almgren'schen Lokomotivkessel einen Haupttheil der Siemens'schen Forderungen schon verwirklicht; ausserdem erkennen wir auch die oben bei (1) bezüglich des Materialaufwandes gemachten Bemerkungen grundsätzlich in der Kesselbauart berücksichtigt, indem genietete schwere Wände in nathfreie Rohrflächen verwandelt erscheinen. Die künftige Herstellung des Mantels des Kessels als nathfreies Rohr wird die bereits so wesentlich verbesserte Materialverwendung auf eine noch höhere Stufe bringen.

4) Künstlicher Luftzug. Nachdem man so lange Zeit hindurch den künstlich verstärkten Luftzug fast ausschliesslich in den Lokomotiven und Lokomobilen verwerthet und dabei auch bedeutend mehr Verdampfung auf die Einheit der Heizfläche erzielt hatte, als bei natürlichem Luftzug, ist man in den letzten Jahren auch bei den Seedampfern zu der Neuerung übergegangen,

die Kesselfeuer mit künstlichem Luftzug, erzeugt durch Fachräder (Ventilatoren) zu betreiben. Diese Bauweise wurde von den Torpedobooten, wo man sie „der Noth gehorchend“ angewandt, herübergenommen zugleich mit deren vergrößerter Fahrschnelle. Die Verbundmaschine, die man mit immer höher gespanntem Dampf versorgte, ermöglichte die Erzielung von Fahrschnellen von 18 bis 20 Knoten, ohne dass der Kohlenaufwand auf unerschwingliche Höhe gestiegen wäre. Alles dies wurde aber nur dadurch möglich, dass man auch dem Kessel im Verhältniss zu seinem Gewicht mehr Dampf abgewann, was dann vermöge der erwähnten Aenderung in der Luftzuführung überraschend gut gelang.

Diese Entwicklungsvorgänge hat vor Kurzem der englische Marine-Ingenieur H. J. Oram in einem höchst lehrreichen Vortrage in der Royal United Service Institution „über die Treibmaschinenanlage der modernen Kriegsschiffe“ übersichtlich dargestellt. Die neuesten und grössten Kessel der englischen Marine (dabei die der Schiffe Blenheim und Blake) haben danach 15' Weite bei 18' Länge und werden von je vier Heizöffnungen an jedem Ende aus geschürt. Sie arbeiten mit „geschlossenem Aschenfall“ unter einem Luftdruck von 2 Zoll oder rund 50 mm Wassersäule, liefern aber auch jeder die erforderliche Dampfmenge von 10 bis 11 at Spannung für 3350 indizierte PS. Die erwähnte Luftpressung von 50 mm ist als völlig ausreichend für den erwünschten lebhaften Feuerbetrieb erkannt worden. Hierzu zeigt unsere obige Tabelle B S. 1096, dass es sich wesentlich um denselben Unterschied im Luftdruck vor und hinter der Feuerung handelt, wie er im Lokomotivbetrieb längst als angemessen ermittelt worden ist. Die Verbrennung erweist sich in den Hochdruckfeuerungen weit günstiger, als in denen alten Stils, weit rauchfreier und weit gleichmässiger. Es mag alsbald hinzugesetzt werden, dass zur Ermöglichung der gewaltigen Steigerung der Kesselleistung auch sorgfältiges Vorwärmen des Speisewassers, sowie Destillation des letzteren (im sog. doppelten Destillationskondensator, der neben dem Oberflächenkondensator zu wirken hat) erforderlich geworden ist. Der künstliche Luftzug hat, nebenbei bemerkt, auch den Vorthheil gebracht, dass man nunmehr den Heizerraum vorzüglich lüften und kühlen kann.

Den letzten Nachrichten, namentlich solchen aus Amerika, zufolge geht man nun zu 16 bis 18 at Dampfspannung für die Schiffskessel und 16 bis 17 Fuss Manteldurchmesser für diesel-

ben. Nach Oram ist man aber damit an einer Grenze angelangt, die nicht mehr ohne Nachtheil überschritten werden kann, weder beim Kessel, noch auch bei der Maschine, indem die weitere Steigerung Gewichtszunahmen der Maschinenanlage erfordert, welche mehr verzehren, als gewonnen werden kann.

Dies ist auch u. a. daraus zu erkennen, dass die französische Gesellschaft der Messageries maritimes für ihre neuesten grossen Postdampfer von den Gehäusekesseln abgegangen ist und Belleville-Kessel gewählt hat. Die im Gang befindliche Steigerung hat also ihre Grenzen. Da aber dabei der künstliche Luftzug sich so vorthellhaft, wenigstens bezüglich der Grösse und des Gewichtes der Kessel, erwiesen hat, wird man wohl zu gewärtigen haben, dass er bald auch auf Landdampfbetriebe übertragen werden und ebenfalls umgestaltend auf den dahin gehörigen Kesselbau einwirken wird.

Aus der Gesamtheit der vorstehenden Ausführungen darf gefolgert werden, dass der Dampfkesselbau in eine Bahn einzulenken begonnen hat, auf welcher in den Bau- wie den Betriebskosten eine Ersparniss, welche man auf ein Viertel bis ein Drittel mit Sicherheit anschlagen kann, erreicht werden wird.

§. 363.

Luft- und Gashaltungen.

Bei den Luftdruckhaltungen, welche im Tunnel- und Grubenbau jetzt so mannigfache Verwendungen finden, dienen dampfkesselähnliche cylindrische Behälter als Druckhalter. Bewegliche derartige Halter werden beim Tunnelbau wie auch auf Trambahnen benutzt, um die Maschine mit Druckluft statt mit Dampf zu speisen; es fehlt auch nicht an Vorschlägen, den regelmässigen Rampenbetrieb mit solchen Luftlokomotiven auszuführen. Die sogenannte pneumatische Pfeilergründung geschieht mittelst Luftdruckhaltung. Der Behälter ist in diesem Falle ein eiserner Sturz, welcher den Bauraum überdeckt und innerhalb dessen die Bauarbeiten vorgenommen werden. Die in ihn eingepresste Luft drängt das Wasser unter den Sturzrändern weg und entweicht dabei theilweise auf diesem selben Wege; durch eine Schleuse hindurch findet Zu- und Austritt der Arbeiter statt. Schacht- abteufungen in fliessendem Gebirge werden ebenfalls öfter unter

Zuhülfenahme von Luftdruckhaltungen ausgeführt. Für städtischen Luftdruckbetrieb wie in Birmingham (vergl. S. 879) leistet das ausgedehnte Rohrnetz die Dienste des Behälters.

Tiefdruckhaltungen für Luft- und Wasserdunst sind, wie bereits erwähnt (S. 928), die Kondensatoren der Dampfmaschinen. Bei ihnen wird der Behälter nur etwa 1 bis 2 Cylinderfüllungen gross gemacht und vorzugsweise aus Gusseisen ausgeführt; die Regelmässigkeit, mit welcher bei jedem ganzen Spiel der Maschine die sogenannte Luftpumpe den Behälterinhalt verdünnt, überhebt der Anwendung grösserer Abmessungen für den Behälter. In Brunnen hat man durch Einsetzung eines abschliessenden Bodens nahe über dem Wasserspiegel den Raum um diesen herum zur Tiefdruckhaltung gestaltet, welche das Zudringen des Wassers aus den umgebenden Schichten steigert. Bei Tiefdruckhaltungen für Kraftversorgung, wie in Paris und London (Münze), dienen weite, dampfkesselähnliche Gefässe als Halter. Eine werthvolle Anwendung der Tiefdruckhaltung für Luft und Wasserdunst macht die Zuckerindustrie in den sogenannten Vakuumpfannen, in welchen der Tiefdruck durch Pumpen fortwährend erhalten wird. Diese Tiefdruckhalter werden in der, gemäss obiger Berechnung, S. 1080, vortheilhaftesten Form, der Kugelform, ausgeführt, was mit Rücksicht auf das theure Material ihrer Wände, Kupfer, von grosser ökonomischer Bedeutung ist.

Die Gasometer der Leuchtgasanstalten sind Ueberdruckhalter für ganz geringe Pressung, erfordern aber wegen Herstellung des dichten Verschlusses dennoch ziemlich starke Wände. Der Behälter besteht hier baulich aus zwei Theilen, einem Sturz, der sogenannten Glocke, welche manchmal für sich noch „teleskopartig“ zusammengesetzt wird, und einem Becken mit einer Füllung von Wasser, welches als Sperrflüssigkeit dient; die Glocke bildet dabei einen Kolben (vergl. S. 869). Aehnliche Halter finden im Laboratorium und in chemischen Fabriken noch für mancherlei Gase Verwendung. Bei grossen Gashaltern, von deren Becken schon in §. 356 die Rede war, bedarf die Dachkuppe der Glocke, weil dieselbe so schwer ausfällt, dass der Gasdruck die Eisenhaut nicht tragen kann, einer besonderen inneren Verstärkung. Der Gasometer, als Ganzes betrachtet, hatte bisher keine sichere Stellung im Bauwesen; das Vorausgegangene hat gezeigt, dass derselbe, ebenso wie die Reihe anderer Behälter, nicht bloss seiner Herstellung wegen, sondern auch seiner gesammten Anlage gemäss dem Maschinenwesen angehört.

§. 364.

Behälter für andere Haltungen.

Für das Wasser hat man, theils seiner Gefahren wegen, theils um seiner Benutzung willen von frühester bis in die neueste Zeit umfangreiche und unter Umständen grossartige Haltungen eingerichtet, bei welchen der Behälter in seiner Ausführung nicht, wie die bisher besprochenen, dem Maschinenwesen, sondern dem Bauingenieurwesen anheimfällt, manchmal sich auch der Beachtung als eines einheitlichen Ganzen entzieht. Letzteres gilt z. B. von den Tiefdruckhaltungen der Gruben, wo der Halter sich theils aus kleineren Gesenken, sogenannten Sumpfen, theils aus Querschlägen und Strecken zusammensetzt. Aehnlich ist es in Tiefdruckhaltungen der Ländereien, wo grosse Landgebiete, von Kanälen durchzogen, den Halter bilden, wie in norddeutschen und namentlich den holländischen Niederungen; in den letzteren ist als ein bestimmter erkennbarer Halter das Becken des ehemaligen Harlemer Meers zu bezeichnen, dessen Wasserhaltungsmaschinen fortwährend in dem nun angebauten und bewohnten Seebecken das Tiefdruckniveau erhalten.

Bei Ueberdruckhaltungen für landwirthschaftliche Zwecke bilden oftmals ausgedehnte Kanalsysteme die Halter, wie in der Lombardei und in Südfrankreich, wo die trefflichsten Bauten dieser Art der Landwirthschaft den grössten Segen bringen. Deutlicher erkennbar gestalten sich in solchen Fällen die Halter, wenn sie als Weier, grosse Becken, ja seeartige weite Behälter gebaut werden oder gebaut waren, wie der Mörissee im alten Aegypten und der Nitokrissee im alten Babylonien, der noch bestehende See von Maineri auf Ceylon und viele andere. Völlig deutlich tritt die Bestimmung zu Haltungen wieder hervor, wenn die Beckenbildung durch grosse, hohe Kunstbauten zum Abschliessen von Thalgebieten geschieht, wo dann nicht nur in den Vorrichtungen zum geregelten Ablassen des angesammelten Wassers, sondern auch schon in der blossen Bezeichnung der Bauten als Thalsperren die Entstehung aus den Gesperrwerken sich deutlich ausspricht.

Schliesslich sei hier noch einer besonderen natürlichen Haltung gedacht, welche als solche meines Wissens bisher nicht erkannt worden ist, die aber für den klimatischen Haushalt der

Natur die grösste Bedeutung hat. Es ist der Gletscher. Derselbe bildet sich aus dem in Schneeform im Hochgebirge niedergeschlagenen Wasserdunst, den die Sonnenwärme dem Meer entzogen hat. In Hochthälern bildet dieser Schnee Firnfelder; der Firnschnee wiederum sintert zusammen und bildet darauf Gletschereis; der Gletscher sodann fiesst schleichend langsam in die wärmeren Thalgegenden herab und schmilzt dort ab. Seine Eismasse bildet eine, manchmal Hunderte von Millionen kbm fassende Haltung, welche einen Wasserstrom von wenig veränderlicher Stärke, den Gletscherbach, herniedersendet. Dieser führt den mittleren Werth der Feuchtigkeitsmasse, welche das Jahr über in wechselnder Fülle von dem Firnfeld aufgenommen worden ist, zu Thal. Die Vorgänge sind alle physikalisch-mechanisch. Als Ganzes stellt der Gletscher eine Haltung fünfter Ordnung dar: Speisung durch den von der Sonne dem Meer entzogenen Wasserdampf, Verdichtung desselben zu Schnee, Frittung des letzteren zu wässriger Schneemasse, Verdichtung dieser zu Gletschereis, Abthauen des Eises theils durch Leitung vom Bett her, theils durch Strahlung der Sonne.

Sechszwanzigstes Kapitel.

GESPERRE DER DRUCKORGANE

ODER

VENTILE.

§. 365.

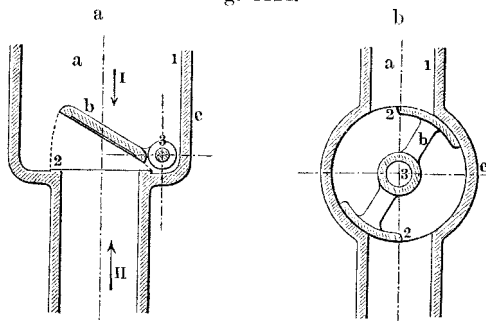
Zwei Gattungen von Ventilen.

Das Verfahren, ein Druckorgan zu sperren, d. h. zeitweise an Fortbewegung zu verhindern, ist ganz nahe verwandt mit demjenigen der Sperrung starrer Maschinenelemente; es unterscheidet sich davon nur durch die Berücksichtigung des Umstandes, dass die kleinen und kleinsten Theilchen der Druck-

organe so leicht trennbar sind. Man könnte annehmen, dass eine zweite Unterscheidung diejenige wäre, dass das Druckorgan stets der Leitung bedarf; allein einer solchen bedarf auch jedes starre Sperrstück in der Form von Lagern, Führungen oder anderen für sich bereits geführten Theilen.

Man kann zwei Hauptgattungen von Druckorgangesperren unterscheiden, je nachdem nämlich die Bewegung des zu sperrenden Druckorganes in nur einem Bewegungssinne, oder in beiden durch sie verhindert werden kann. Man nennt die Druckorgangesperre Ventile*). Die beiden genannten Ventilgattungen sind in je einem Beispiel in Fig. 1122 dargestellt. In dem Falle *a* wird das Druckorgan *a* durch die Klappe *b* gegen Bewegungen

Fig. 1124.



in der Richtung des Pfeiles *I* gesperrt, gegen Bewegungen in der Richtung des Pfeiles *II* aber nicht; im Falle *b* findet Spannung in beiden Richtungen statt. Das ist aber genau dasselbe Verhältniss, welches zwischen den in §. 235 unterschiedenen Gesperrgattungen für starre Maschinenelemente stattfindet, deren Darstellung wir in Fig. 1125 wiederholen. Das Ventil unter Fig. 1124 *a*, bildet hiernaeh die Sperrklinke eines

laufenden Gesperres,

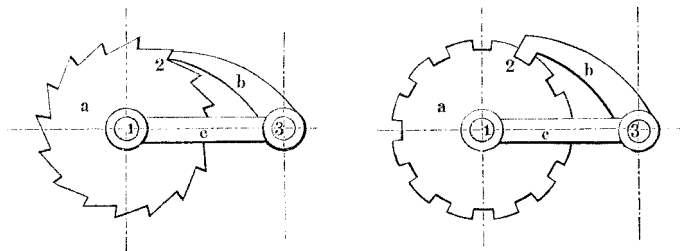
das Ventil unter *b* diejenige eines

ruhenden Gesperres

*) Diese aus dem mittelalterlichen Latein stammende Bezeichnung ist wahrscheinlich dem Kunstwörterthum der Orgel entnommen (vergl. S. 976 bei d, 7); sie ist für unsere heutige Technik nicht glücklich gewählt, weil sie sich einseitig auf die Sperrung von Wind, Luft gestützt hat. Dieser ihr Mangel an Allgemeinheit hat vielfach hinderlich auf das Verständniss ihres Gegenstandes eingewirkt.

für das Druckorgan *a*. Als Ventile für sich betrachtet unterscheiden sich die beiden Sperrkörper dadurch, dass derjenige

Fig. 1125.



unter *a* beim Durchlass des Druckorgans seinen Sitz selbstthätig verlässt, von demselben abgehoben wird, während derjenige unter *b* in gleitender Bewegung der Sitzfläche entlang den Durchlass freilegt. Aus diesem Grunde unterscheiden wir die beiden Ventilgattungen als

- a) Hebungsventile oder Hubventile;
- b) Gleitungsventile oder Schiebventile.

Ebenso mannigfaltig, wie sich im 18. Kapitel die Formen der Sperrklinken für starre Elemente erwiesen, zeigen sich auch diejenigen für Ventile, mit einer grossen Ausnahme indessen. Das ist diejenige, dass die Gesperrformen, welche den Zugklinken entsprechen würden, hier fehlen. Zugventile gibt es nicht. Dieser Ausfall beruht, wie bald erkennbar, auf der Grundeigenschaft der Druckorgane, nur Druckkräften gegenüber widerstandsfähig zu sein.

Die übrig bleibenden, sehr zahlreichen Formen der Ventile tragen, wie schon in §. 319 erwähnt wurde, die Eigenschaften der Zahn- und der Reibungsgesperre gleichzeitig an sich, indem sie bei geringer Eröffnung wie Reibungsgesperre wirken (vergl. §. 340), bei voller Eröffnung und Schliessung wie Zahngesperre. Dieser Umstand vermindert abermals die Anzahl der Arten, in welche die Ventile zerfallen, so dass bei der Unterscheidung der verschiedenen Bauarten die Bewegungsweise des Ventils und seine damit zusammenhängende Formgebung in erste Linie tritt. In dieser Beziehung haben wir oben bei den Gesperren für starre Elemente eine scharfe Eintheilung in Klassen nicht gerade gemacht, sondern die gebräuchlichsten und praktisch sich am nächsten darbietenden Formen nur unterschieden. Der Hauptsache nach müssen wir hier ebenso verfahren.

Am stärksten geltend machen sich die bei den starren Gesperren die beiden Formen des sperrenden Körpers, bei welchen einmal eine Drehachse 3 des Ventils in endlicher Ferne liegt, wie beidemal in Fig. 1124, oder als in unendliche Ferne gerückt anzunehmen ist. Im ersteren Falle beschreiben alle Punkte des Ventils Kreise um Punkte der Achse, im anderen gerade Linien von gleicher Länge. Bei den Sperrklinken für starre Elemente ergaben sich hierfür die beiden Formen der Gelenkklinke und des Riegels.

Ausser der kreisförmigen und der geradlinigen Bewegung des Ventils sind aber noch mannigfache andere möglich, indessen nur einzelne davon praktisch werthvoll, am ehesten noch die schraubenförmige Bewegung, wobei wir niedere und höhere Schraubenform zusammenfassen dürfen, da die Zahl der Beispiele gering ist. Hiernach empfiehlt sich eine praktische Eintheilung der beiden Ventilgattungen in je drei Klassen, je nachdem die Ventile kreisförmig, geradlinig oder schraubenförmig bewegt werden. Danach zerfallen wir die Hebungsventile in

1. Klappen oder Gelenkventile,
2. Geradhübig Hubventile, Tellerventile, Rundventile,
3. Schraubenförmig gehende Hubventile,

und die Gleitungsventile in:

1. Hähne oder Drehschieber,
2. Geradhübig Schiebventile,
3. Schraubenförmig gehende Schiebventile.

Diese Eintheilung gibt, wenn sie auch nicht erschöpfend ist, den erwünschten Anhalt, die praktisch wichtigsten Ventile geordnet darzustellen, wenn wir uns gestatten, ungewöhnliche Bewegungsarten an die gewöhnlichen, als sie annähernd, anzuschliessen.

A. Hebungs- oder Hubventile.

§. 366.

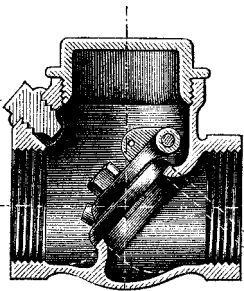
Gelenkventile oder Klappen.

In den Kolbenpumpen, welche, wie wir wissen, Flüssigkeitsschaltwerke sind, finden die Klappen oder Gelenkventile sehr häufig Anwendung, vergl. §. 319. Oftmals wird bei ihnen der

dichte Verschluss durch Einschaltung eines elastisch bildsamen Stoffes, wie Leder, Kautschuk u. dergl., herbeigeführt, vielfach aber auch Metalldichtung angewandt, namentlich, wo die zu fördernden Flüssigkeiten nicht durch harte kleine Körper verunreinigt sind. Schwierig bleibt es immer, die in §. 340 besprochenen Stossverluste, welche die Flüssigkeit beim Durchgang erleidet, klein zu halten; man fügt sich in der Regel darein, dass solche Verluste, namentlich oberhalb der Hebungventile, stattfinden und vor allem bei tropfbar flüssigem Sperrkörper einen nicht unbedeutenden Arbeitsaufwand erfordern.

Eine Klappe mit Metalldichtung*), bei welcher versucht ist, der durchgehenden Flüssigkeit möglichst wenig Hindernisse entgegenzustellen, zeigt Fig. 1126. Das Gehäuse ist mit Schraubmuffen**) ausgerüstet; der aufgeschraubte Deckel gestattet Be-

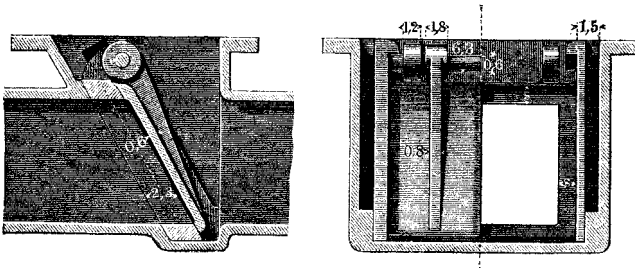
Fig. 1126.



sichtigung, ein Schraubenstößel bewirkt Hubbegrenzung des Ventils; eine nachgiebige Einlage zwischen Gelenkstück und Dichtungsplatte sichert das gute Anlegen der letzteren. Der Durchfluss würde noch mehr stossfrei werden, wenn man das untere Profil des Durchlasses den punktiert eingetragenen Linien folgen liesse.

Eine andere Klappe mit Mettalldichtung bei rechteckigem Durchlass zeigt Fig. 1127. Ventil und Sitz bestehen aus Bronze. Der Ventilsitz wird durch zwei schmiedeeiserne Keile festgehalten,

Fig. 1127.



*) Pratt's sog. Geradwegsklappe. **) Nach Standmaass, S. 1012.

Reuleaux, Konstrukteur.

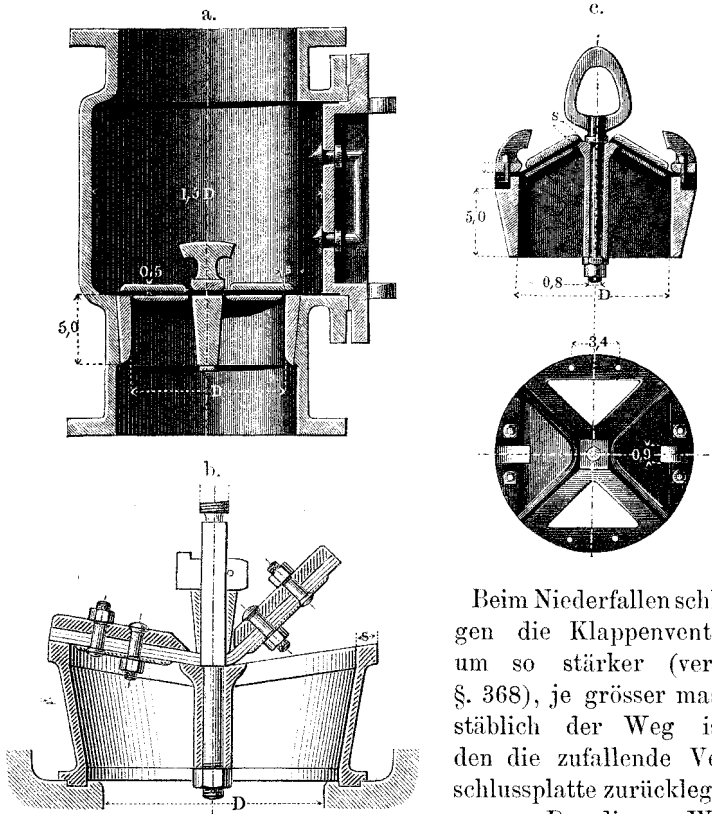
das Gehäuse durch einen hier weggelassenen Deckel geschlossen. Der Klappenachse gibt man in ihren beiden Lagern lothrecht zum Ventilsitz etwas Spiel, damit sich die Schlussfläche gut anlegen kann. Klappen der dargestellten Art sind bei Luftpumpen für Dampfmaschinen sowie für Vakuumpfannen im Gebrauch.

Für die Sitzbreite s erhält man brauchbare Werthe, wenn man bei der Lichtweite D des Sitzes nimmt:

$$s = 4 + \sqrt{D} \quad \dots \dots \dots (401)$$

Bei rechteckigem Durchlass wird hierin statt D die kleinere Rechteckseite eingesetzt.

Fig. 1128.



Beim Niederfallen schlagen die Klappenventile um so stärker (vergl. §. 368), je grösser massstäblich der Weg ist, den die zufallende Verschlussplatte zurücklegen muss. Da dieser Weg

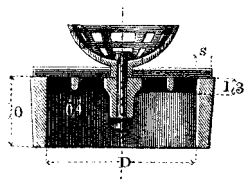
bei denselben Verhältnissen der Abmessungen proportional der wirklichen Grösse des Ventiles ist, sucht man die letztere da-

durch zu vermindern, dass man die Klappe in zwei oder mehrere auflöst.

Eine Doppelklappe in ihrem Gehäuse, für Schachtpumpen geeignet, zeigt Fig. 1128 a. Zur Liderung dient eine Lederplatte, zwischen eiserne Platten geschraubt, manchmal auch genietet. Die Ventilkastenthür folgt innen der Ründung des Kastens, um die Wasserstösse klein zu halten, und ist um Gehänge drehbar. Die Fanghörner des Ventils gestatten den Klappen 60° Oeffnung. b Doppelklappe etwas anderer Bauart, ebenfalls bei Schachtpumpen angewandt*); die Dichtungsplatte besteht aus drei Lederschichten. c vierfache Klappe. Die eingeschriebenen Verhältnisszahlen beziehen sich auf die Einheit s.

Fig. 1129 runde Kautschukklappe, bei Luftpumpen der Dampfmaschinen in vielfach bewährtem Gebrauch (vergl. auch

Fig. 1129.



S. 905). Die Klappe bewegt sich nur annähernd in kreisförmigen Bahnen; sie biegt sich nämlich beim Aufgehen schüsselförmig und wickelt oder rollt sich so zu sagen etwas auf ihren Fangtrichter auf. Ihrer hierfür erforderlichen Biegsamkeit wegen muss sie aber im Sitz durch ein Gitter gestützt werden; den-

noch muss man ihr, je nach der Grösse, 20 bis 30 mm Dicke geben. Neuerdings will man den Kautschuk hier durch die sog. vulkanisirte Faser ersetzen, welche angeblich für ihre Platten nur $\frac{1}{3}$ der Dicke der gleichgrossen Kautschukplatte erfordert**).

Das eben erwähnte Aufwickeln der Ventilplatte ist vollständig ausgebildet bei dem ledernen Rollschützen für rückschlächtige Wasserräder, Fig. 1130 a (a. f. S.), wobei die Annäherung an die kreisförmige Bewegung der Klappe nur von den, nahe beim Wicklungspunkt liegenden Querschnitten der Klappe gilt. Sehr gut benutzt ist das Verfahren des Aufwickelns bei dem aus steifen hölzernen Dauben zusammengesetzten sog. Vorhangschützen von Caméré***), Fig. 1130 b (a. f. S.). Das ganze Ventil besteht

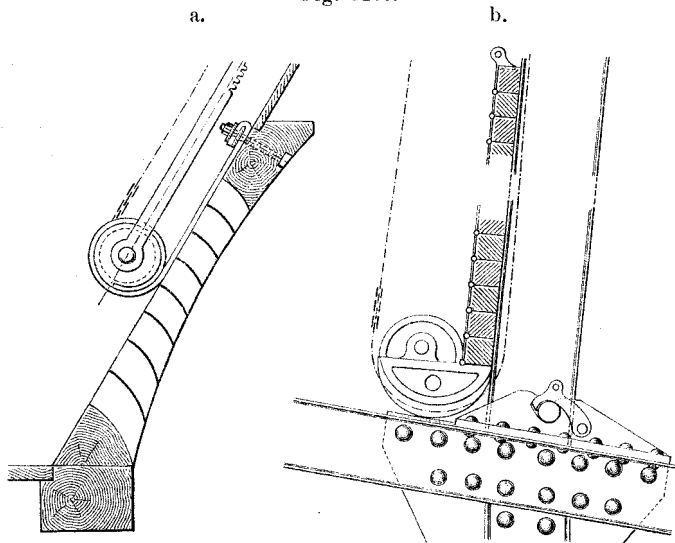
*) S. Riedler, Indikatorversuche an Pumpen und Wasserhaltungsmaschinen, München 1881, S. 34.

**) Geliefert von der *Vulcanized Fibre Company* in Newyork, vertreten in England durch Mosses & Mitchell, Chiswell Street, London.

***) Ingenieur en chef des Ponts et Chaussées in Frankreich. Die Franzosen haben den Wehr- und Schützenbau in hervorragender Weise ausgebildet.

hier aus einer Reihe von Klappen, welche durch bronzene Gelenkbänder von hier nur schematisch skizzirter Bauart zusammengehalten werden.

Fig. 1130.



Schöne Ausführung an dem Seeschleusenwerk in Genf (Passerelle de la Machine), wo vierzig solcher Vorhangschützen neben einander den rechten Rhonearm abzuschliessen vermögen. Das Aufrollen des Vorhangs wird mittelst der in der Figur angedeuteten Kette, die von einer fahrbaren Treibwinde gezogen wird, bewirkt. Bei gänzlichem Freilegen einer Reihe von Oeffnungen wird auch der Anschlagpfosten, der, wie dargestellt, unten gelenkig befestigt ist, niedergelegt, was mittelst einer zweiten Kette ausgeführt wird. Die Breite des einzelnen Vorhangs ist 1,12 m, Abstand der Gelenkbänder von Mitte zu Mitte 700 mm, Zahl der Dauben 39, Höhe jeder derselben 78 mm, Gesamthöhe des Vorhangs 3,345 m, Dicke der obersten Daube 60, der untersten 80 mm.

Das ausgezeichnete Genfer Wehrwerk, von welchem die hier berührte Schützenreihe nur einen kleinen Theil bildet, soll nach seiner 1889 bevorstehenden Fertigstellung laut einem interkantonalen Vertrag den Spiegel des Genfer Sees zwischen den Ständen 1,30 und 1,90 m des Genfer Rhonepegels — genauer des sog. Niton-Steines — halten. Im laufenden Jahre (1888), wo das Wehrwerk noch nicht vollendet ist, wurde bei heftigem Wasserzudrang im Juni 1,95 m P. N. erreicht, aber nicht überschritten. Zwischen Oktober und Mai wird demselben Vertrag gemäss das ganze Vorhangwehr geschlossen gehalten. Uebelstände haben sich im Gebrauch des Vorhangwehrs gemäss den von mir an Ort und Stelle eingeholten Erkundigungen nicht herausgestellt.

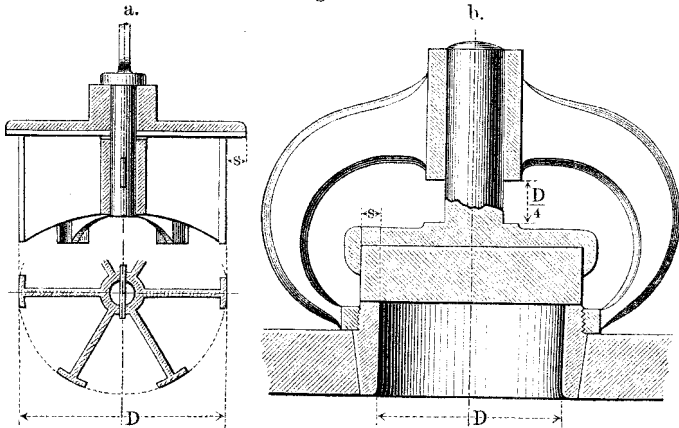
darauf zu achten, dass der etwa seitlich gelegene Abfluss oberhalb jedes Ventiles genügend hoch über den Ventilscheitel kommt, damit der Rückstrom das Ventil nicht zur Seite schleudern und unter Umständen festklemmen kann*). Der hier gezeichnete Deckelverschluss bedarf keiner Dichtungsmittel.

Fig. b Kugelventil. Sitzbreite s und Projektion s_1 , wie vorhin. Behufs Auffindung des passenden Kugeldurchmessers errichte man auf der Mitte der Spiegelschnitte Senkrechten; ihr Schnittpunkt m ist der Kugelmittelpunkt**). Die vorhin erwähnte Höhenlage des Abflusskanals ist hier besonders nöthig, um das Ventil dauernd in gutem Stande, namentlich den Sitz rund zu erhalten.

Damit der Durchflussquerschnitt bei geöffnetem Ventil gleich dem Rohrquerschnitt werde, ist die Hubhöhe h des Ventiles $= \frac{1}{4} D$ zu nehmen (vergl. §. 369).

Auch die Rundventile werden öfter mit weichem Besatz ausgeführt, wovon zwei Beispiele in Fig. 1132. Das erste, a, zeigt

Fig. 1132.



ein Ventil für Grubenpumpen mit Lederbesatz; zur Geradföhrung dienen Rippen, welche als Erweiterung und darauf folgende Auskehlung eines runden Führungsstiftes anzusehen, auch bei Kegelventilen sehr üblich sind. b Rundventil mit Kautschuk-

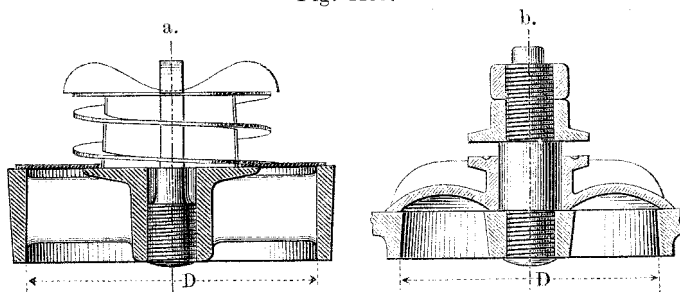
*) Vergl. Z. D. Ingenieure 1886, S. 97, wo so eingebaute Ventile Schollventile genannt werden.

***) Eine vorzügliche Einrichtung zum Abdrehen von Ventilkugeln ist die Weidmann'sche, s. Uhland, Prakt. Maschinenkonstrukteur 1870, S. 83, Taf. 24.

besatz; sehr ähnliche Ventile finden sich an den Pumpen von Gaskill in zahlreichen Ausführungen benutzt; alle metallischen Theile Bronze*).

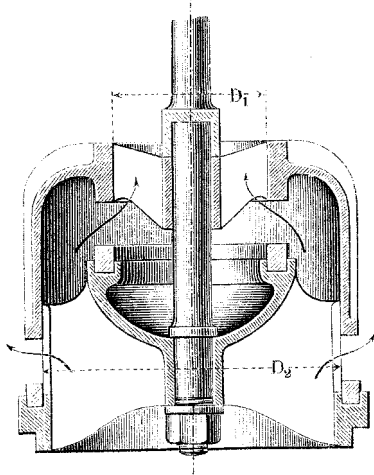
Häufig theilt man bei den selbstthätigen Rundventilen die Sitz- oder Spiegelfläche in zwei Theile, so bei dem Ringventil Fig. 1133 a, welches der Luftpumpe einer Corlissmaschine von

Fig. 1133.



Creuzot angehört. Hier ist statt des weichen Schlussstoffes ein sehr harter angewandt. Der Ventil Sitz besteht nämlich aus gewöhnlicher,

Fig. 1134.



die eigentliche Ventilplatte aber aus Phosphorbronze; die Platte wird durch eine starke flachwindige Schraubenfeder in die Schlusslage gedrängt. Fig. b zeigt ein anderes bronzenes Ringventil für Luftpumpen der Dampfmaschinen, auf englischen Seedampfern in vielbewährtem Gebrauch. Fig. 1134 Glockenventil, für Schachtpumpen viel benutzt; die beiden ringförmigen Sitzflächen sind hier in verschiedenen Ebenen angebracht. Als Dichtungstoff dient Eichenholz, mit der Hirnseite nach oben.

Der Durchlass, welcher bei b wesentlich nur am äusseren Ringe vor sich ging, findet hier am äusseren wie am inneren Sitzring statt. Der Ventilhub h , welcher

*) S. Engineering and Mining Journal, Neuyork 1886, April, S. 285.

einen Durchflussquerschnitt $\pi/4 D^2$ gestatten soll, fällt deshalb kleiner aus als vorhin, nämlich $= 1/4 D^2 : (D_1 + D_2)$.

Das Bestreben, die Hubhöhe der Ventile in Pumpwerken klein zu halten, hat auch bei den Rundventilen zu der im vorigen Paragraphen erwähnten Vervielfachung der Ventile für einen und denselben Durchflusskanal geführt und eine beträchtliche Zahl von mehrfachen Ventilen entstehen lassen.

Zweierlei Arten der Vervielfachung lassen sich hier unterscheiden. Die erste Art besteht darin, gleichartige Rundventile nebeneinander in angemessener Anzahl als Durchlässe einer Platte anzuordnen. Ein Beispiel liefert die Skizze Fig. 1016, S. 938, wo Kautschukventile ähnlich den in Fig. 1132 b dargestellten in Reihen angewandt sind. Das oben vorgeführte Ventil aus Phosphorbronze, Fig. 1133 a, kommt in der erwähnten Luftpumpe zu 38 an der Zahl im Saugraum, und zu 27 an der Zahl im Druckraum zur Anwendung.

In einem runden Pumpengehäuse wird die Anordnung schon schwieriger, zumal die Ventile auf gemeinschaftlichem, zum Herausheben geeigneten Sitz anzubringen sind. Fig. 1135 a zeigt ein 19 faches Ventil aus dem Heidt-Schacht bei Hermsdorf*), b ein 21 faches Kugelventil (beidemal ohne den Ventilkasten) aus dem Josephschacht in Frohnsdorf**). Solche Ventile haben sich ganz gut bewährt, weshalb man mit der hier stattfindenden Stromtheilung weiter und weiter gegangen ist und bis zu mehreren Hunderten von Ventilkugeln, die zusammen ein Ventil darstellten, gelangt ist. Fig. b lässt aber den Nachtheil, welchen man dabei in den Kauf nehmen muss, erkennen; er besteht in der bedeutenden Grösse, welche Ventil und Ventilkasten im Verhältniss zum Leitungsrohr erhalten müssen. Der Durchmesser D_k des Ventilkastens verhält sich hier zur Weite D des Leitungsrohres wie 500 mm : 184 mm, die Querschnitte beider danach wie 7,4 : 1.

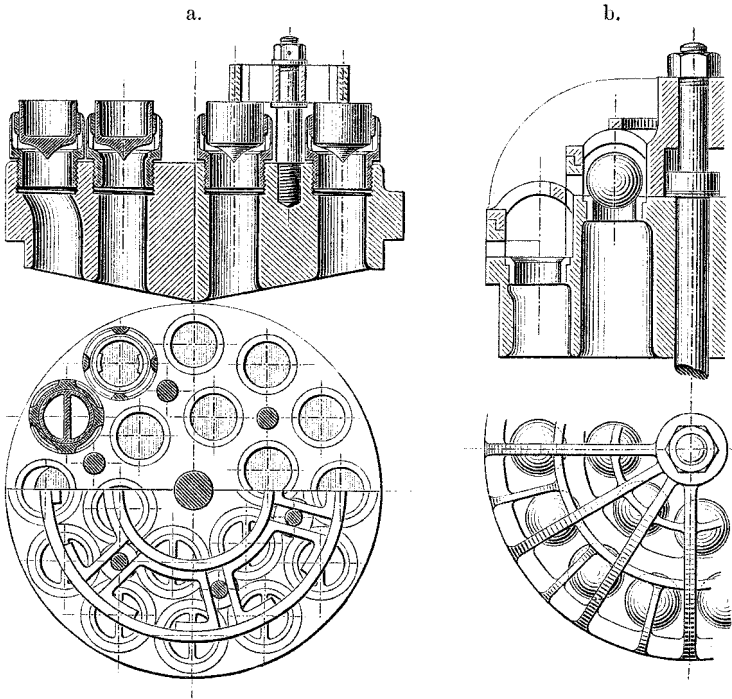
Die zweite Art der Vervielfachung der Ventile kann als aus dem Glockenventil Fig. 1134 hervorgegangen angesehen werden. Die nach innen gelegene Ausströmung der letzteren liegt daselbst oberhalb der äusseren; dies ist es, was die Möglichkeit bot, für die zweite Ausströmung den erforderlichen Raum zu gewinnen. Eine leichte Andeutung der Benutzung dieses Umstandes ist in der erhöhten Lage der inneren Kugelreihe bei dem Ventil

*) S. Riedler, Indikatorversuche etc. S. 27.

**) S. Riedler, Indikatorversuche etc. Blatt 11.

Fig. 1135 b zu erblicken. Indem man nun dieses Uebereinanderlegen der Durchflussöffnungen mehrfacher Ventile zum Grund-

Fig. 1135.



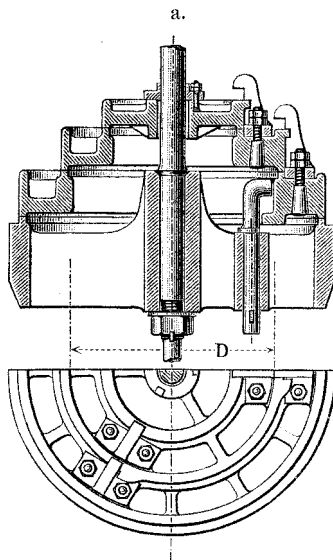
satz erhob, gelangte man bei den vielfachen Rundventilen zu hohen kegelförmigen oder konoidischen Ventilträgern mit ihren zahlreichen Einzelsitzen, bei Zugrundelegung der Ringventile aber zu den Stufenventilen*), in welchen Ringventile in angemessener Anzahl übereinander angeordnet werden. Fig. 1136 (a. f. S.) stellt drei Bauarten von Stufenventilen dar. a Stufenventil der grossen Wasserhaltungsmaschine der Grube Scharley-Tiefbau (1 m Pumpendurchmesser**); gusseiserne glockenähnliche Ringventile von stufenweis abnehmender Grösse sitzen hier unmittelbar eines

*) Das sprachlich ganz falsch gebildete und auch gänzlich entbehrliche Fremdwort „Etagen“-Ventil sollte man wohl aufgeben.

**) S. Riedler, Indikatorversuche etc. S. 21.

auf dem anderen. *b* Stufenventil von Thometzek*); sehr bewährt; geliderte ebene Ringventile von gleicher Grösse sitzen auf über-

Fig. 1136.



einander geordneten Spiegelflächen am Ventilsitz; letzterer ist aus gleichen Elementen zusammengesetzt, die durch die Niederhaltschraube vermittelst der obersten Fangplatte zusammengehalten werden. *c* Stufenventil der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk**); aufgeschliffene bronzene Ringventile von stufenförmig abnehmender Grösse auf bronzenen Sitzringen; diese sind, wie bei Thometzek, getrennt, und werden, ebenfalls wie dort, durch die Niederhaltschraube zusammengehalten, wirken aber insofern anders, als hier erstens sich jedes

stützt und die Hebungen deshalb arithmetisch von oben nach unten zunehmen, und als zweitens das oberste Ventil durch Federdruck abwärts gepresst wird. Die letztere Bauart ist im Verhältniss zu *D* noch etwas kleiner als diejenige unter *b*. Die vorstehend dargestellten Stufenventile sind für Wasserpumpen bestimmt. Das Stufenventil eignet sich indessen auch ganz gut für Gebläse und zwar in einer der Maschinenbauanstalt Humboldt***) patentirten Form, bei welcher die kegelförmigen Sitzkörper für Saug- und Druckventil konaxial ineinanderstecken (s. Waldästel am soeben a. O.).

*) Direktor Thometzek in Bonn hat meines Wissens zuerst die Stufenringventile (1875) angegeben; seine Bauart derselben hat sich sehr bewährt und rasch verbreitet.

***) Eine sehr gute Zusammenstellung von Bauarten mehrfacher Ringventile, dabei zwölf Stufenventile, hat Ingenieur Waldästel unter dem Titel: „Ueber Ringventile für Pumpen und Gebläse“ in der Z. D. Ingenieure 1886, S. 935 gegeben.

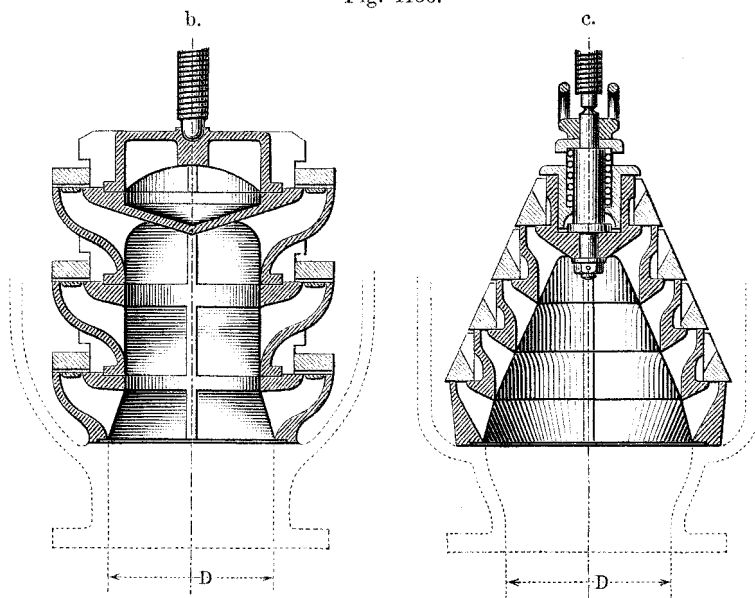
***) D. R. P. 33103.

§. 368.

Der Ueberdruck selbstthätiger Hubventile.

Wenn man die Abschlussfläche eines Hebungventiles vollkommen dicht voraussetzt und dessen Projektion von der Ober- säule her = F_1 , die von der Untersäule her = F ist, so hat

Fig. 1136.



man für den Augenblick des Gleichgewichts zwischen den Pres- sungen der beiden Säulen dicht vor der Hebung des Ventiles $pF = p_1 F_1$, wenn p und p_1 die zu den Flächen gehörigen Flächendrucke sind und das Gewicht des Ventilkörpers vernach- lässigt oder als anderweitig aufgehoben angesehen wird. Aus der Gleichung kommt $(p - p_1) : p_1 = (F_1 - F) : F$ oder, wenn das Verhältniss $F_1 : F = \alpha$ gesetzt wird:

$$\frac{p - p_1}{p_1} = \alpha - 1 \quad (403)$$

Der Druck $p - p_1$ wird der Ueberdruck, das Verhältniss $(p - p_1) : p_1$ das Ueberdruckverhältniss oder auch kurz ebenfalls der Ueberdruck des Ventils genannt. Man hat nach demselben

vielfach die Brauchbarkeit verschiedener Ventilgattungen beurtheilt und berechnet und musste daraus unter anderem für das Glockenventil, Fig. 1134, ungünstige Schlüsse ziehen. Versuche an Pumpen grosser und kleiner Abmessungen haben aber gezeigt, dass der Ueberdruck nur in ganz geringem Maasse, wenn überhaupt, vorhanden sei*). Von anderer Seite wird das Vorhandensein des Ueberdruckes festgehalten**), immerhin auch dann als geringwerthiger bezeichnet, als obige Formel angibt.

Für Vorhandensein des Ueberdruckes scheint zu sprechen, dass auf Grube Bleyberg die 1 m im Lichten messenden Glockenventile, deren Sitze man durch ihr blosses Gewicht genügend niedergehalten wählte, sich nicht öffneten, vielmehr mit dem Ventilsitz zusammen aufstiegen und fielen, bis man den Sitzkörper anderweitig befestigt hatte.

Gegen das Vorhandensein des Ueberdruckes zeugen andererseits die Riedler'schen Beobachtungen, wonach in Stufenventilen, wie das aus Fig. 1136 a, das oberste Ringventil, welches nach (403) den stärksten Ueberdruck haben müsste, sich zuerst, das unterste zuletzt hebt.

Beide Erscheinungen führen darauf hin, dass zwischen den Sitzflächen eine dünne Wasserschicht sich aufhalten könnte, deren Spannung durch den Druck von der Untersäule her sich rasch auf die Höhe p_1 heben und damit denn obige Gleichung hinfällig machen würde. Macht man vorerst die Annahme, dass diese Flüssigkeitsschicht wirklich vorhanden und wie angegeben wirksam wäre, so erhält man für zwei aufeinander folgende Ringventile, beispielsweise aus dem Ventil Fig. 1136 a, folgende Flüssigkeitsspannungen, wenn man noch die Gewichte der einzelnen Ventile, oben beginnend, mit G_1 und G_2 , ihre Projektionen mit F_1 und F_2 einführt:

$$p' = p_1 + \frac{G_1}{F_1} \quad \text{und} \quad p'' = p_1 + \frac{G_1 + G_2}{F_1 + F_2} \quad \cdot \cdot \quad (404)$$

Nun zeigt sich bei Ermittlung der Ventilgewichte und Ventilflächen, dass unter Umständen $G_2:F_2$ grösser ist, als $G_1:F_1$,

*) Namentlich ginge dies aus den sehr schönen und zahlreichen Versuchen von Riedler, siehe die schon oben angezogene Schrift Indikatorversuche an Pumpen etc., hervor.

**) Siehe die eingehenden und umfangreichen Mittheilungen von Prof. C. Bach in der Z. D. Ingenieure 1886: Versuche zur Klarstellung der Bewegung selbstthätiger Pumpenventile.

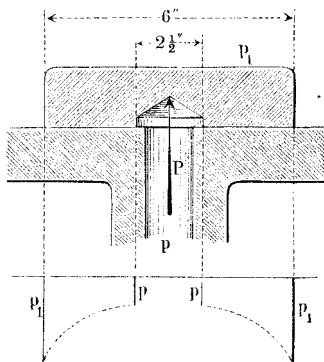
dann aber auch das ganze zweite Glied in dem Ausdruck für p''^*), wonach sodann p' die Widerstände zuerst überwinden muss. In dem Bleyberger Falle ist dagegen F_2 sehr viel grösser als F_1 , so dass dort p'' kleiner ausfällt als p' , somit sich das Aufsteigen des Ventilsitzes erklärt.

Das wirkliche Verhalten der Flüssigkeitsreste zwischen den Dichtungsspiegeln mag vielleicht nicht genau so sein, wie soeben vorausgesetzt, nähert sich aber wahrscheinlich den gemachten Annahmen in hohem Grade an. Dies scheint bestätigt zu werden durch lehrreiche Versuche, welche Professor Robinson in Ohio mit einem von Dampf belasteten Ventil angestellt hat. Er hob das in zwei grösseren Versuchsreihen den Messungen zu Grunde gelegte Ventil nicht durch Flüssigkeitsdruck, sondern mittelst Gewichtsdruckes. Die Versuche ergaben einen Ueberdruck, welcher weit unter dem Werthe $p_1 - p$ blieb**). Die Ergebnisse der Robinson'schen Versuche lassen sich nun zwar nicht unmittelbar auf die Pumpenventile übertragen, weil hier das Heben des Ventiles unter Steigerung des Druckes p der Untersäule stattfindet, während bei den Versuchen p unveränderlich, der Gewichtsdruck P nur veränderlich war und

*) Bei dem Ventil Fig. 1136 a wachsen die Verhältnisse zwischen Gewicht und Unterfläche bei den drei Ringen rund wie 50 : 76 : 85, wenn man von oben nach unten fortschreitet.

***) S. Transactions of the Am. Soc. of Mechanical Engineers 1882/83 (Vol. IV), S. 150, Robinson, Back pressure on valves, or the Equilibrium line by experiment and theory for broad seated valves. — Das Versuchs-

Fig. 1137.



ventil, Fig. 1137, hatte einen ebenen kreisringförmigen Sitz von 6" äusserem und 2,1" innerem Durchmesser, war oben mit Dampf vom Drucke p_1 , unten mit atm. Druck p belastet. p' bezeichnet in folgender Tafel den auf die Projektion der Muschel bezogenen Flächendruck, welcher aus der das Ventil hebenden Kraft P abzuleiten war, ferner a den Flächeninhalt, d den Durchmesser desjenigen Kreises, für welchen $a(p_1 - p) = P$ ist. Diesen Kreis nennt Robinson die Gleichgewichtslinie; derselbe ist stets weit kleiner, als die obere Projektion des Ventils.

man wohl nicht ohne weiteres das Eine für das Andere setzen darf. Folgt man indessen der von Robinson den Versuchen angeschlossenen Theorie, so gelangt man in der That zu dem, was oben nur vorläufig angenommen wurde, nämlich, dass sich bei Steigerung von p auf die Grösse p_1 zwischen den Spiegelflächen

$p_1 - p$ Pfund, Quadratzoll	p' Pfund, Quadratzoll	a Quadratzoll	d Zoll	d' Zoll
5	8	5,6	2,6	2,53
10	17	5,8	2,7	2,85
15	26	6,0	2,8	2,92
20	36	6,2	2,8	3,02
25	46	6,4	2,9	3,09
30	57	6,6	2,9	3,14
35	69	6,8	2,9	3,19
40	81	7,0	3,0	3,22
45	95	7,3	3,0	3,25
50	112	7,8	3,1	3,27
55	129	8,2	3,2	3,29
60	150	8,7	3,3	3,31
65	172	9,2	3,4	3,33
70	198	9,8	3,5	3,34
75	230	10,5	3,7	3,35

Die Zahlen unter a und d sind abgerundet. Man kann aus der Tafel den stattfindenden Ueberdruck leicht entnehmen. Bei $p_1 - p = 45$ Pfd. beträgt derselbe, da $d = 3 = \frac{1}{2} \cdot 6''$ ist, den vierten Theil von $p_1 - p$; bei $p_1 - p = 75$ ist er $= 0,38 (p_1 - p)$. Das Gesetz, nach welchem die Spannung zwischen die Spiegelflächen von der Grösse p_1 auf p herab abnimmt, ist nicht einfach. Die dasselbe darstellende Kurve ist nach der Abszissenachse hin gebogen, wie in Fig. 1137 angedeutet ist. Was die mittlere Spannung p_m betrifft, so ist diese nach der Tabelle bei $p_1 - p = 5$ von der Grösse $p_m = (p_1 - p) : 4,43$; bei $p_1 - p = 75$ ist sie $= (p_1 - p) : 2,36$. Für grobe Annäherungen kann man wohl setzen: $p_m = \frac{1}{3} (p_1 - p)$. An diese Versuche hat Robinson eine Theorie des Vorganges angeschlossen. Er nimmt an, dass am äusseren Rand zwischen den Spiegeln die Pressung p_1 , am inneren diejenige p , dazwischen ein von p bis p_1 steigender Druck herrsche. Unter der Voraussetzung, dass die pressende Flüssigkeit unzusammendrückbar sei, gelangt er rein analytisch zu der Gleichung für d :

$$d = 2r \sqrt{\frac{R}{r} - \frac{p}{p_1} \left(\frac{R}{r} - 1 \right)} \dots \dots \dots (405)$$

worin auch R und r die beiden Halbmesser des Sitzringes bedeuten. Die Werthe d' , welche die Gleichung liefert, sind in der fünften Spalte der Tafel zusammengestellt. Sie wachsen sehr ähnlich den Werthen von d , sind aber nach Robinson's Ansicht bei einer rein elastischen Flüssigkeit 10 bis 15 Prozent zu gross. Der Dampf kann als zwischen einer elastischen und einer unelastischen Flüssigkeit stehend angesehen werden.

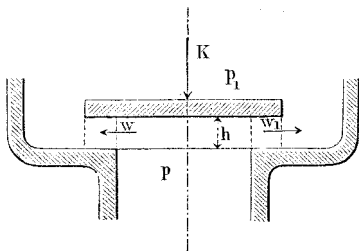
die Spannung p_1 herstellen müsse, indem Gleichung (405) für $p = p_1$ den Werth $d' = 2r$, d. i. Ueberdruck Null liefert. Damit würde denn Riedler's Schlussfolgerung, die er daraus zieht, dass der Indikator einen Ueberdruck nicht anzeigt, als richtig bestätigt sein. Auf jeden Fall leiten die vorhandenen Versuchsergebnisse dahin, dass der Ueberdruck, wenn überhaupt vorhanden, nicht gross sein kann und deshalb bei den üblichen Bauarten der selbstthätigen Ventile vernachlässigt werden darf. Die Robinson'schen Versuche und die daran geknüpfte Theorie gestatten auch, mit einer gewissen Genauigkeit den Druck zu ermitteln, bei welchem ein Sicherheitsventil sich zu heben beginnt.

§. 369.

Schliessungsdruck selbstthätiger Hubventile.

Die selbstthätigen Hebungventile öffnen sich nach dem Vorstehenden leicht, wenn sie von der Untersäule her einen Druck erfahren, welcher denjenigen der Obersäule etwas übersteigt. Bei ihrer Verwendung in Pumpen sollen sie sich aber auch rasch wieder schliessen, sobald Hubwechsel des Kolbens eintritt. Dies gilt vor allem, worauf auch Riedler hinweist, von den Saugventilen, weil, wenn deren Schliessung verspätet eintritt, der bereits

Fig. 1138.



in Bewegung befindliche Kolben die zu hebende Flüssigkeitssäule mit Stoss treffen muss. Man hat deshalb den Saugventilen vor allem in dieser Beziehung Aufmerksamkeit zu widmen, wie sich auch bei der oben erwähnten Luftpumpe von Creuzot zeigt, indem diese nämlich 38 Saugventile neben 27 Druckventilen aufweist.

Damit die selbstthätige Auflüftung nicht zu hoch ausfalle und die Schliessung rasch vor sich gehe, soll das Ventil mit einem gewissen Druck K belastet sein, welcher entweder durch das Gewicht des Ventilkörpers, oder durch eine Feder, oder durch beides zusammen bewirkt wird. Derselbe ist hier zu ermitteln.

Wir haben bei dem in vorstehender Figur dargestellten ebenen Hebungsventil für den Druck der Untersäule:

$$p = p_1 + \frac{K}{F_1} = p_1 + q \dots \dots \dots (406)$$

wobei $p - p_1 = q$ den Schliessungsdruck auf den qmm (einen Flächendruck) bezeichnet. Bei der Höhe h und dem Umfang u des das Ventil einschliessenden Cylindermantels haben wir

$$w_1 h u = F v,$$

wenn w_1 die Abströmungsschnelle am äusseren Ventilrand, v die Zuströmungsschnelle in der Untersäule bezeichnet. Nun ist, wenn noch w die Abströmungsschnelle am inneren Ventilrand bedeutet, $w_1 = w \sqrt{F:F_1}$, das ist $w_1 = w: \sqrt{\alpha}$. Man hat aber:

$$w = \sqrt{2g h'} = \sqrt{2g 1000 q}$$

(da der Druck auf den qm = 1000 000 q = 10 000 . $h' : 10$ ist), also:

$$w_1 = \sqrt{\frac{2g 1000 q}{\alpha}}$$

Dies eingesetzt, gibt

$$h u \sqrt{\frac{2g 1000 q}{\alpha}} = F v.$$

Nun wird verlangt, dass w und w_1 nicht zu gross ausfallen sollen, was sich auch so fassen lässt, dass $h u$ in einem voraus beurtheilbaren Verhältniss zu F stehen solle, welches Verhältniss gleich oder kleiner als 1 gefunden wird. $h u = \beta F$ einfürend, erhalten wir

$$\beta \sqrt{\frac{2g 1000 q}{\alpha}} = v$$

oder, indem wir nun g mit 9,809 einsetzen,

$$q = \frac{\alpha v^2}{\beta^2 19618} = \frac{0,000051 \alpha v^2}{\beta^2} \sim \frac{\alpha v^2}{\beta^2 20000} \dots \dots (407)$$

Man erhält aus dieser Formel, wenn man setzt:

$$\beta = \frac{1}{q = \frac{0,00006 \alpha v^2}{0,000107 \alpha v^2} \frac{3/4}{0,00024 \alpha v^2} \frac{1/2}{0,00096 \alpha v^2} \frac{1/4}}$$

worin v mit dem Maximum seines, während des Kolbenlaufes eintretenden Werthes einzuführen ist. Für numerische Ausrechnungen bedürfen wir noch der Werthe von α . Man hat für dieselben, wenn man die Sitzbreite s und, bei Kegelventilen, die Projektionsbreite s_1 aus (401) und (402) benutzt, was folgt.

Durchmesser $D =$	50	100	150	200	250	300	400
Sitzbreite $s =$	11	14	16	18	20	21	24
Projektion $s_1 =$	7	10	12	14	16	17	20
Kegelventil $\alpha =$	1,65	1,44	1,36	1,31	1,27	1,24	1,21
Planventil $\alpha =$	2,17	1,64	1,44	1,39	1,35	1,30	1,25

Hiermit können wir nun den Schliessungsdruck an Beispielen ermitteln.

1. *Beispiel.* Für ein Kegelventil von 100 mm unterem Durchmesser bedarf es, wenn die grösste Schnelle v in der Untersäule $= 2\text{ m}$ und die Durchlassgrösse $hu = F$, also $\beta = 1$ werden soll, eines Schliessungs-Flächendrucks $q = 0,00006 \cdot 1,44 \cdot 4 = 0,0003456\text{ kg}$ auf den qmm der Fläche F_1 , also eines Gesamtdruckes $K = \pi/4 (100 + 2 \cdot 10)^2 \cdot 0,0003456 = 11309,7 \cdot 0,0003456 = 3,91\text{ kg}$.

2. *Beispiel.* Beim Planventil für denselben inneren Durchmesser ist α mit 1,64 statt 1,44 einzuführen, womit $K = (1,64 : 1,44) 3,91 = 4,45\text{ kg}$.

Für Ringventile fällt das Berechnungsverfahren ähnlich aus und ist aus dem hier Durchgeführten abzuleiten. Unsere Formel (407) kann nur als ein annähernder Ausdruck gelten, da eine besonders einfache Ventilform zu Grunde gelegt ist, auch die durch die Strahlverbreiterung entstehende Druckverminderung unberücksichtigt geblieben ist. Immerhin zeigt sich, dass K oft recht gross gemacht werden muss.

Bei vorstehender Berechnung ist die lebendige Kraft der Wassersäule, welche durch den Kolben fortgeschaltet wird, nicht näher in Betracht gezogen worden. Diese lebendige Kraft kann aber unter Umständen ein Ventil noch offen halten, während der Kolben den Rückweg schon weit angetreten hat. Dies zeigte ich unter anderm deutlich an den grossen Pumpen der Grube Bleyberg, von welchen auf Seite 899 bemerkt wurde, dass sie den Füllungsgrad 1,04 gezeigt hätten. Wird das auf diese Weise bewirkte Offenhalten z. B. des Steigventils einer Tauchkolbenpumpe absichtlich herbeigeführt, indem man der Steigwassersäule eine entsprechende Schnelle ertheilt (enges Rohr), so kann es dahin gebracht werden, dass das Steigventil sich gar nicht mehr schliesst und deshalb auch ganz weggelassen werden kann. Dies hat zu der einventiligen Pumpe von Edmond Henry geführt, welche nur das Saugventil, kein Steigventil hat*). Wir können

*) S. Revue industrielle 1888, September, S. 342, wo eine vollständige Theorie dieser Pumpe gegeben ist.

dieses Wasserschaltwerk als ein Seitenstück zu dem auf S. 647 dargestellten Langen'schen Schwungradschaltwerk, Fig. 730 und 731 ansehen. Auch hier wird dem zu schaltenden Körper *a* eine so grosse lebendige Kraft beim Schalten ertheilt, dass er nur eine ganz geringe Verminderung der Fortschreitungschnelle erleidet, während der Schalter ausholt.

§. 370.

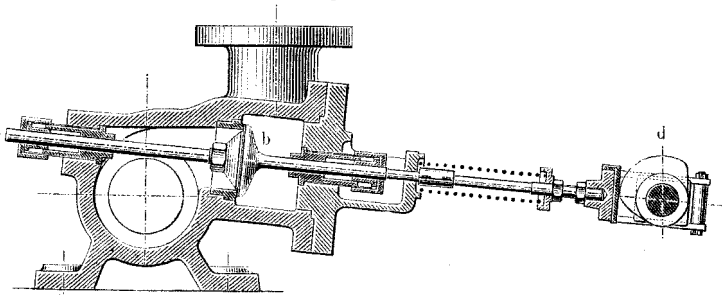
Gesteuerte Hebungsventile für Pumpen.

Aus dem Vorstehenden geht hervor und die in den letzten Jahren sehr zahlreich angestellten Versuche bestätigen es, dass man bei richtiger Belastung der Ventile, verbunden mit kleiner Hubhöhe derselben, die Flüssigkeitsstösse in Pumpen sehr vermindern und selbst für hohe Kolbenschnellen auf ein völlig unschädliches Maass herabzuziehen vermag. Die Hubverminderung mittelst der Vervielfachung der Ventile bringt es indessen mit sich, dass man ihr zuliebe die Abmessungen der Ventile sehr gross wählen muss. Man hat aus diesem Grunde wiederholt schon zu einem anderen Auskunftsmittel gegriffen, demjenigen nämlich, die Selbstthätigkeit der Ventile aufzugeben und sie zwangläufig zu betreiben. Die beste Form scheint die zu sein, die Eröffnung selbstthätig vor sich gehen zu lassen, die Schliessung aber, als die am ersten Störungen verursachende Bewegung, durch ein Steuerungsgetriebe bewirken zu lassen. Bei Anwendung dieses Auskunftsmittels können die Ventile wieder klein gehalten werden, was in den meisten Fällen, wo es sich um grosse, starke Pumpwerke handelt, die erforderliche Zuthat an Triebwerk aufwiegt, vor allem da, wo Drehbewegung gegeben ist. Sehr lehrreiche Mittheilungen über den Gegenstand hat neuerdings Prof. Riedler veröffentlicht*). Fig. 1139 stellt ein Riedler'sches gesteuertes Druckventil der Wasserhaltungsmaschine am Wartinbergsschacht dar. Der umlaufende Daumen *d* schliesst das Ventil *b* beim Hubwechsel rechtzeitig und lässt es beim Beginn der Druckbewegung sich vermöge des Druckes der Untersäule öffnen; Belastung *K* wegen Allmählichkeit der Eröffnung wird durch eine Schraubenfeder ausgeübt. Der Gang dieser und ähnlicher Ma-

*) S. Z. D. Ingenieure 1888, S. 481, Riedler, Unterirdische Wasserhaltungsmaschinen mit gesteuerten Ventilen.

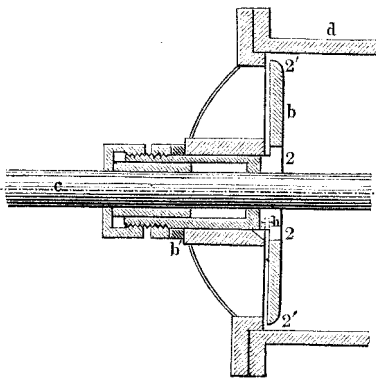
schinen hat sich als höchst befriedigend erwiesen. Wegen anderer Einzelheiten verweise ich auf die angeführte Quelle.

Fig. 1139.



Bei Gebläsen, namentlich solchen für hohen Druck, benutzt man ebenfalls jetzt vielfach Steuerung an Hubventilen, vor allem am Saugventil, welches, wie oben erwähnt wurde, der zwangsläufigen Führung am meisten bedarf. Fig. 1140 stellt die sehr einfache Betriebsweise des Ventiles *b* dar*).

Fig. 1140.



Die Kolbenstange *d* nimmt vermittelst der Reibung ihrer Stopfbüchse das mit letzterer aus einem Stück bestehende Ventil jedesmal bei dem Beginn eines Hubes um die Hubhöhe *h* mit, das eine mal beim Beginn des Saugens, das andere mal bei dem des Drückens. Vorbilder zu dieser Einrichtung kann man in gewissen physikalischen Luftpumpen als vorhanden erblicken.

§. 371.

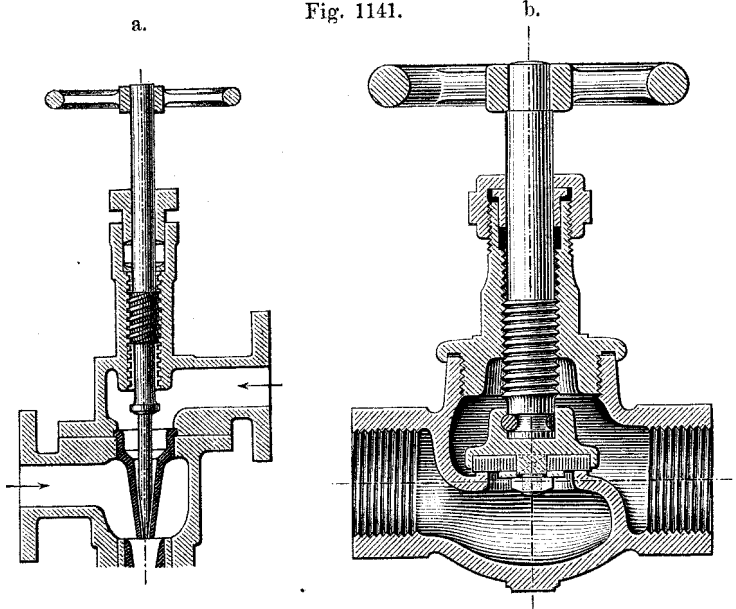
Schraubenförmig gehende Hubventile.

Die Bewegung eines Hubventiles in Schraubenlinien ist nicht so häufig wie die, bei den selbstthätigen Hubventilen sich ungewungen darbietende geradlinige Bewegung; dafür ist sie aber um

*) An Luftpumpen von P. Blanchod & Cie in Vevey angewandt.

so mehr gebräuchlich bei Hubventilen, welche von Hand gestellt werden sollen. Fig. 1141 a zeigt ein Kegelventil mit Schrauben-

Fig. 1141.



bewegung, angewandt beim Giffard'schen Einspritzer. Es gestattet sehr feine Einstellung der Durchlassöffnung; ein ähnliches Stellventil, wegen der zugespitzten Form des Ventilkegels ein Nadelhahn genannt, findet man bei dem sogenannten Katarakt der Hubdampfmaschinen (vergl. S. 928) angewandt. Die Ventile an Gasregulatoren oder -Reglern sind in ähnlicher Weise durch konische Zuspitzung empfindlich gemacht, werden aber nicht durch Schrauben eingestellt. Absperrventile für Dampf- und Wasserleitungen werden sehr häufig als schraubenförmig bewegte Hubventile hergestellt. Ein Beispiel führt Fig. 1141 b vor. So lange das Ventil seinen Sitz nicht berührt, findet beim Heben wie Senken schraubenförmige Fortbewegung statt, die dann beim Anpressen der Liderung an den Sitz aufhört. Hier in unserm Beispiel ist die Liderungsplatte aus Asbestpappe hergestellt gedacht. Ventile wie das vorliegende nennt man Niederschraubhähne, und wenn sie, wie hier annähernd der Fall ist, im Mitteltheil des Gehäuses kugelig gestaltet sind, auch wohl Kugelhähne. Sie sind in ungemein grosser Zahl für Dampf- wie Wasserleitungen im Gebrauch.

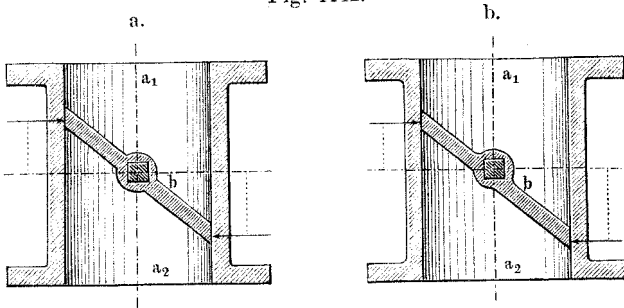
§. 372.

Entlastete Hubventile.

Die Aufgabe, ein unselbstthätiges Hebungsventil vom Flüssigkeitsdruck zu entlasten, wird häufig gestellt, wo leichtes Betreiben des Ventils durch äusseres Eingreifen stattfinden soll.

Bei den Gelenkventilen gelingt die Entlastung verhältnissmässig leicht durch Vereinigung zweier gleichen, entgegengesetzt gerichteten Klappen zur sogenannten Drosselklappe, Fig. 1142.

Fig. 1142.

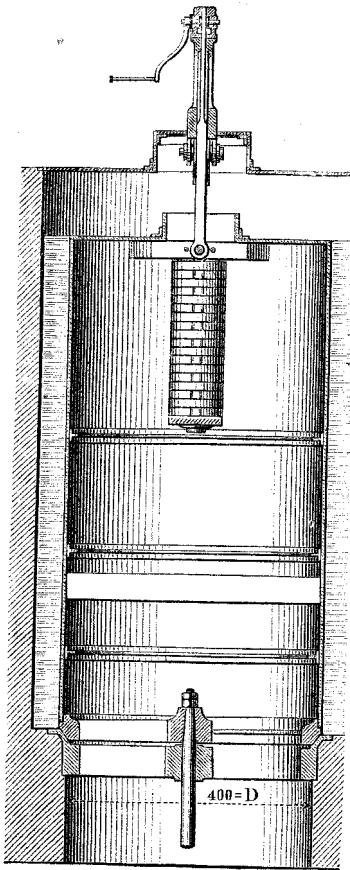


Sie ist das Seitenstück zu dem entlasteten Reibungsgesperre §. 250, welches wir deshalb Drosselgesperre nennen konnten; in Dampfmaschinen hat sie die bekannte vielfältige Anwendung als Regelungsventil gefunden. Ihr Verschluss ist bei der dargestellten Bauart mangelhaft, da in der Nähe der Nabe die Anschlussfläche kugelig sein muss, demnach nur Liniendichtung zulässt; er genügt indessen für den angegebenen Zweck*). Will man die Drosselklappe als Regelungsventil für Kraftwasser verwenden,

*) Die Revue industrielle hat unlängst (1888, 26. Mai, S. 205) bei einer längeren Besprechung der Drosselklappe die Bemerkung gebracht, dass die Dichtungsfläche so zu legen sei, wie Fig. 1142 b andeutet, um die Entlastung zu sichern. Beachtet man aber die, nach Robinson's wohl begründeter Annahme (S. 1117) auf die Schlussflächen wirkenden Flüssigkeitspressungen, so erkennt man, dass diese nunmehr stark auf Eröffnung der Klappe hinwirken, wie in der Figur skizzirt ist. Eine derartige Einwirkung findet allerdings auch bei der obigen Anordnung statt, aber in weit geringerem Grade, und hört auf, sobald die Klappe nur mit feinem Spalt geöffnet wird. In diesem letzteren Falle tritt bei der Anordnung Fig. b ein starkes Drehmoment, welches auf Eröffnung hinwirkt, ein.

wie bei Turbinen wohl geschieht, so darf man nicht vergessen, dass sie dann grosse Stossverluste mit sich bringt (vergl. §. 340).

Fig. 1143.



Auch für selbstthätige Klappen mit ebenflächigem Sitz hat man die Entlastung nach Art der Drosselklappe versucht, und zwar schon früh, indem man dabei die Gegenklappe etwas kleiner liess, als die Hauptklappe, so dass Entlastung bis auf $\frac{3}{4}$ oder $\frac{7}{8}$ eintrat*). Diese Bauart von Pumpenklappen scheint aber wieder ganz verlassen worden zu sein.

Geradhübigc Hebungsventile, welche in oben offener Leitung stehen oder in einem oben offenen Gefäss anzubringen sind, hat man auf einfache Weise durch rohrförmige Fortsetzung bis über den Flüssigkeitsspiegel entlastet. Ein auf diese Weise entlastetes Kegelventil für einen Schleusenlauf (vergl. Fig. 993 bei b_1' und b_2') stellt Fig. 1143 dar. Dieses von Baumeister Cramer erfundene Ventil hat einen, aus Eisenblech hergestellten, das Oberwasser überragenden cylindrischen Mantel, dessen

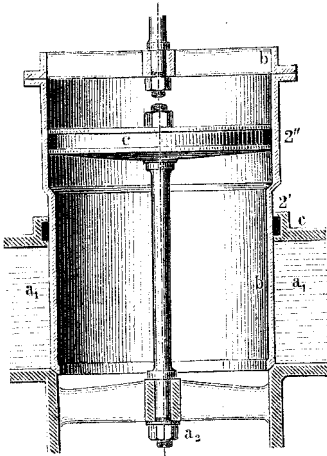
äusserer Durchmesser gleich dem des Ventilkogels ist; das nicht unbedeutende Gewicht des Ventilkörpers wird durch Gegengewichte bis auf einen kleinen Rest ausgeglichen**).

*) S. Bélidor, Architecture hydraulique, Paris 1739, Bd. II; diese Klappen bestanden aus Messing und hatten Metaldichtung.

***) S. Annales des Ponts et Chaussées, 6me série, T. XII, 1886, II Semestre S. 248, Fontaine, Ing. en chef des P. et Ch., Note sur les vannes cylindriques des écluses du canal du centre. In demselben Bande findet sich S. 550 ein Einspruch wegen früherer Erfindung des Ventils seitens

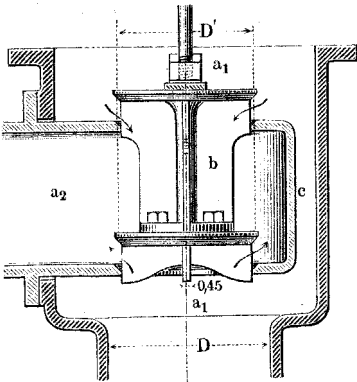
Wollte man die Cramer'sche Bauart auf Ventile, die unter hohem Druck stehen, in praktischer Form übertragen, so könnte

Fig. 1144.



dies unter Anwendung zweier Stopfbüchsen, einer äusseren und einer inneren, wie in Fig. 1144 angedeutet, geschehen, was aber zu grosse Umständlichkeiten mit sich bringt. Man hat für Hubventile, die unter Hochdruck stehen, eine bessere Bauform gefunden, darin bestehend, dass, wie bei der Drosselklappe, zwei entgegengesetzt gerichtete Hubventile vereinigt werden. Man nennt die so erhaltenen Ventile Doppelsitzventile. Fig. 1145 zeigt drei Formen derselben. a Dockenventil, b Rohrventil (beide durch Hornblower im vorigen Jahrhundert erfunden), c Glockenventil (von Gros); a zeigt deutlich die Entstehung aus zwei einander entgegen gerichteten Kegelvehtilen, b und c sind andere Gestaltungen derselben Hauptanlage.

Fig. 1145 a.



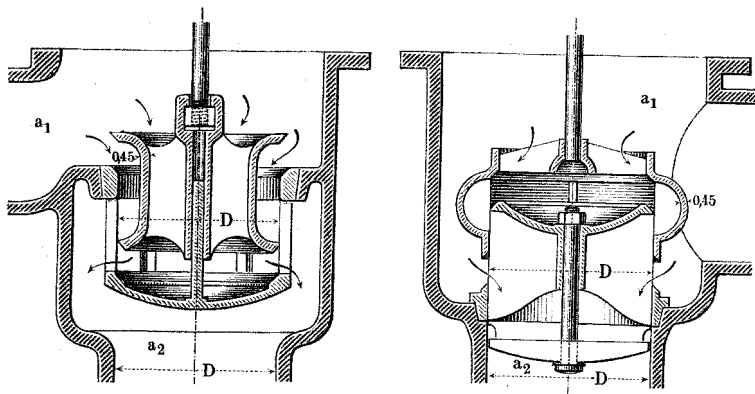
Werden die Projektionen der beiden Sitzringe gerade ineinander gelegt, wie bei b und c dargestellt, so ist die dem Ueberdruck $p_1 - p$ allein ausgesetzte Projektion die Summe der beiden einzelnen. Man kann aber, wie in den Ver. Staaten

des Ingenieurs Clavenaud, Direktors des städtischen Dienstes in Lyon, worin Herr Clavenaud angibt, schon 1875/76 als Schüler der École des P. et Ch. derartige Ventile entworfen zu haben (vergl. aber die Anmerkung auf S. 1129). Das oben dargestellte Ventil ist als Umlaufventil einer Schleuse schon vor 1880 in Deutschland, und zwar durch Baumeister E. Cramer an der Bürgerwerderschleuse in Breslau nach eigenem Entwurf ausgeführt worden (s. Zeitschrift für Bauwesen 1880, S. 155). Herr Cramer geht also Herrn Fontaine thatsächlich vor (vergl. auch S. 1129).

bei allen drei Bauarten beliebt ist, auch die beiden einzelnen Projektionen übereinander bringen, wie bei a dargestellt ist,

Fig. 1145 b.

Fig. 1145 c.



worauf denn der Druck $p_1 - p$ nur für eine einzige Sitzfläche in Rechnung kommt.

Man macht bei den vorliegenden Doppelsitzventilen

$$\left. \begin{aligned} \text{die Sitzbreite } s &= \frac{1}{2}(4 + \sqrt{D'}) \\ \text{und deren Projektion } s_1 &= \frac{1}{2}\sqrt{D'} \end{aligned} \right\} \dots (408)$$

Der mittlere Durchmesser D' des Ventils wird im Falle a etwa $\approx 0,8$ vom Durchmesser D des Leitungsrohres, in den Fällen b und c gleich diesem Durchmesser gemacht. Für die zum Heben erforderliche Kraft hat man, wenn die in Betracht kommende Projektionsbreite $= s_1'$ ist, und man den Druck zwischen den Spiegelflächen gemäss der Anmerkung S. 1117 mit $\frac{1}{3}(p_1 - p)$ einführt, abgesehen vom Ventilgewicht:

$$P' = \pi D' s_1' \frac{2}{3} (p_1 - p) \dots (409)$$

während bei einem einfachen Kegelventil vom unteren Durchmesser D sein würde:

$$P = [\pi/4 D^2 + \frac{2}{3} s_1 \pi (D + s_1)] (p_1 - p) \dots (410)$$

P fällt verhältnissmässig sehr gross, P' immerhin auch nicht ganz unbedeutend aus.

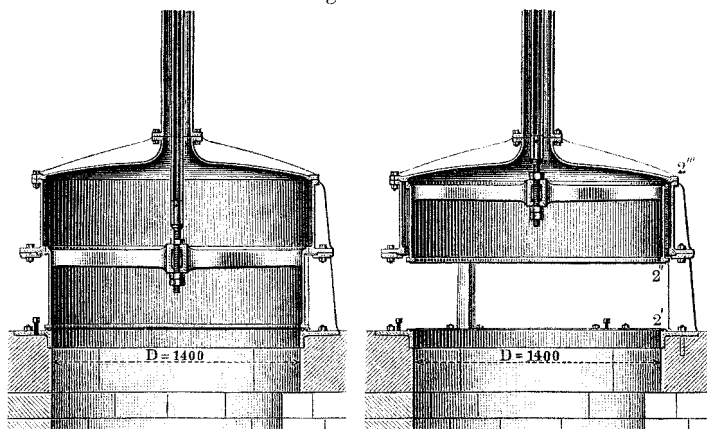
Beispiel. $D' = 300$ gibt bei der Bauart a für s_1' den Werth $\frac{1}{2} \sqrt{300} = 0,5 \cdot 17,32 \approx 8,5$. Ist nun $p_1 - p =$ dem Druck von 4 at, d. i. $= 0,04$, so kommt $P' = \pi \cdot 300 \cdot 8,5 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,04 \approx 214$ kg. Für das einfache Ventil ergäbe sich zunächst $D = D' : 0,8 = 300 : 0,8 = 375$ mm und

hiermit $s_1 = \sqrt{375} = 19,36 \sim 19 \text{ mm}$. Damit kommt $P = [\pi/4 \cdot 375^2 + \frac{2}{3} \cdot 19 \pi (375 + 19)] \cdot 0,04 = (110\,467 + 15\,682) \cdot 0,04 \sim 5046 \text{ kg}$, wonach P' rund $\frac{1}{24} P$ ist.

Es ist sehr empfehlenswerth, bei Doppelsitzventilen, welche unter Dampf stehen, Sitz und Ventilkörper aus demselben Baustoff herzustellen, um ungleiche Wärmedehnung beider zu verhüten.

Auch für Wasserabschluss passen die Doppelsitzventile. Fig. 1146 stellt ein solches in seiner Anwendung auf einen

Fig. 1146.

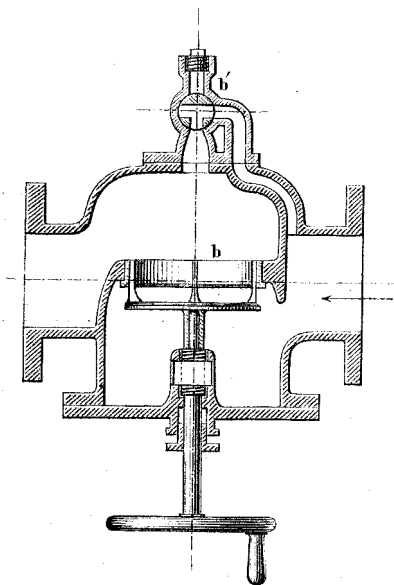


Schleusenumlauf dar*). Beide Ventilsitze gehören Planventilen an; der untere ist mit einer Gummischnur, der obere mit einem

*) Dieses Ventil wird von Herrn Fontaine in der oben angeführten Quelle gleich nach dem in Fig. 1143 dargestellten mitgetheilt und „vanne cylindrique basse“ genannt, während das erstere als „vanne cylindrique haute“ bezeichnet wird. Auf das zweite, das „niedrige“ Ventil bezieht sich die Einrede Herrn Clavenaud's, der auch anführt, dass sein Entwurf im Hafen von Colon am Panamakanal zur Ausführung gelangt sei; ein Datum gibt er nicht an. Wie man aus dem Obigen ersieht, sind die beiden Ventilbauarten gänzlich von einander verschieden. Das wirklich aus dem „hohen“ abzuleitende „niedrige“ Ventil müsste nach Fig. 1144 gestaltet sein, wobei wegen der geringen Druckhöhe die innere Stopfbüchse als überflüssig wegfallen könnte. Es bliebe dann die äussere Stopfbüchse allein übrig. Statt dieser hat offenbar Herr Fontaine die Liderung bei 2" gesetzt, ist aber dabei zu dem nicht mehr neuen Doppelsitzventil gelangt, während Herr Clavenaud letzteres unmittelbar angewandt hat. Ganz zweifellos hat hiernach Herr Cramer als der erste Erfinder des „hohen“ Ventiles zu gelten.

flachen Lederring gelidert, welcher an dem, das Ventil überdeckenden, feststehenden Mantel befestigt ist. Aus der Haube dieses Mantels geht ein, die Ventilstange umhüllendes Rohr nach oben bis über den Wasserspiegel. Das Ventil selbst ist ein Rohrventil (Fig. 1145 b), welches zum Unterschied von dem oben besprochenen auswendig statt inwendig mit der Obersäule in Verkehr steht. Diese Zuleitungsweise hat auch schon Hornblower benutzt. Ihr zufolge tritt, da überdies der Lederbesatz bei 2" auch noch biegsam ist, zudem die Projektionen der beiden Ventilspiegel ineinander liegen, ohne sich gegenseitig zu berühren, bei geschlossenem Ventil ein kleiner Auftrieb ein, der indessen lange nicht die Grösse des Ventilgewichtes erreicht*). Wenn das Ventil ganz gezogen ist, legt es sich bei 2" an einen dritten Ventilsitz an, sodass keine Wasserströmung den Lederring bei 2" beschädigen kann.

Fig. 1147.



Das Umlaufventil, welches hier angewandt ist, um das für sehr mächtigen Wasserdurchfluss bestimmte Hauptventil vor seiner Eröffnung zu entlasten, kommt auch bei grossen Dampfmaschinen vor, welche Doppelsitzventile zu Steuerungsventilen haben. Neben diesen, oftmals auch auf diesen, bringt man ganz kleine Doppelsitzventile an, welche zuerst Dampf unter das Hauptventil strömen lassen und es dadurch entlasten, ehe dessen Anhebung beginnt. Eine andere Verwendung hat das Umlaufventil in

Aitken's selbstthätigem Dampfabschliesser**), Fig. 1147 gefunden. Das Absperrventil *b*, welches mittelst Schraubenspindel

*) Er berechnet sich zu rund 240 kg.

**) Aitken's Patent automatic steam stop.

abwärts von seinem Sitz entfernt werden kann, wird, bevor dies geschieht, mittelst des Umlaufventils *b'* entlastet. Es sitzt lose, und nach oben frei beweglich auf seiner Schraubenspindel. Tritt nun in der Leitung vom Ventil zur Dampfverbrauchsstelle ein Bruch oder eine übertriebene Dampfentladung ein, so wirft der nachströmende Dampf das Ventil in die Schlußstellung.

Entlastung eines Hebungsventils kann auch durch Druck der gesperrten Flüssigkeit auf einen mit dem Ventil verbundenen Kolben erzielt werden. Eine gewöhnliche Ventilstange dient schon als ein solcher Entlastungskolben; man hat dieselbe gelegentlich so viel verdickt oder erweitert, dass eine beabsichtigte Grösse der Entlastung eintrat (Hofmann). Kolbenentlastung wird auch bei den Minderungsventilen (Reduzirventilen*) gewöhnlich verbunden mit Entlastung durch Gewichte an Hebeln, oder mit solcher durch Federn, oder auch durch Gegendruck einer Quecksilbersäule (Schäffer und Budenberg) in mannigfachen Formen angewandt. Auf diese Ventile näher einzugehen, fehlt es hier an Raum.

B. Gleitungs- oder Schiebventile.

§. 373.

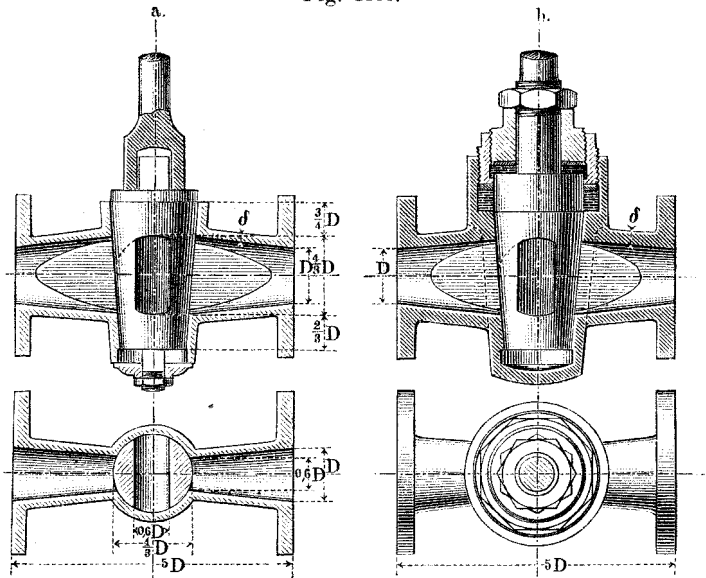
Hähne und Drehschieber.

Bei den drehbaren Gleitungsventilen wird der Ventilspiegel sehr häufig kegelförmig gestaltet, damit ein blosses Nachschieben des Ventilkörpers nach der Kegelspitze hin eine Anpressung des Ventils an seinen Sitz bewirken könne. Das Ventil heisst dann ein Hahn. Fig. 1148 (a. f. S.) zeigt zwei Formen des gebräuchlichen konischen Hahns; der Ventilkörper heisst Hahnschlüssel, auch Küken. Man macht die Durchlassöffnung des Hahnschlüssels bei grösseren Ausführungen überhöht, um den Durchmesser des Schlüssels klein halten zu können; der Querschnitt der Oeffnung wird dabei gleich dem Rohrquerschnitt $\pi/4 D^2$ genommen. Eine (durch Versuche von Edwards) erprobte Grösse des Anzugs des Hahnkegels ist $1/9$ an jeder Seite. Für die Wanddicke δ des

*) Das K. Patentamt hat für Reduzirventil die Bezeichnung Druckminderungsventil amtlich eingeführt; das Bestimmungswort Druck kann, wie bei „Reduzirventil“ selbst, wohl noch weggelassen werden.

Gehäuses kann man, wenn dasselbe aus Gusseisen besteht, Formel (319) benutzen, wonach $\delta = 12 + D/50$; bronzene Hahn-

Fig. 1148.



gehäuse erhalten $1/2$ bis $2/3$ dieser Wanddicke. Der Hahn unter *b* ist unten im Gehäuse ganz verschlossen und hat oben zwei Stopfbüchsen*), eine für den Schlüssel als Ganzes und eine zweite für dessen Drehachse; mittelst der letzteren und der darüber liegenden Gegenmutter kann man den Hahnschlüssel fein einstellen.

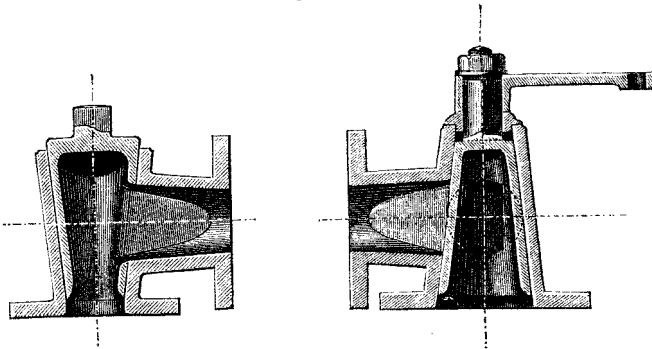
Fig. 1149 zeigt zwei Hähne mit Hohl Schlüssel, sehr beliebt als Einspritzhähne für Kondensatoren.

Macht man den Spitzenwinkel des Hahnkegels $= 180^\circ$, so geht der Hahn in einen ebenen Drehschieber über, öfter als Regelungsventil an Lokomotiven benutzt, als Steuerungsventil nur selten verwendet. Vollständige cylindrische Hähne, d. h. solche, bei denen der Spitzenwinkel $= \text{Null}$, werden nur wenig angewandt, obwohl von Manchen befürwortet; dagegen sind theilweis ausgeführte cylindrische Gelenkventile in der Form schwingend bewegter Drehschieber viel im Gebrauch, namentlich bei den Corlissmaschinen und deren Verwandten. Einen schwingend

*) Mosler's Hahn, D. R. P. 33912.

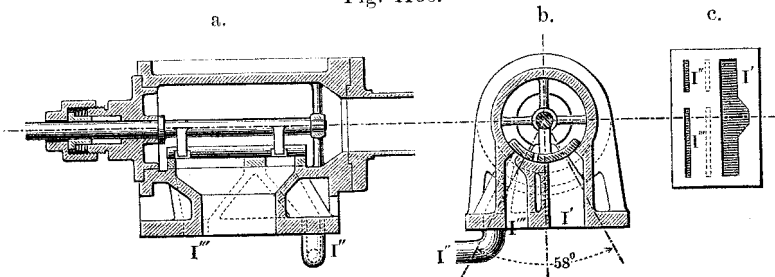
betriebenen Drehschieber, der als Anlassventil einer Dreiverbundmaschine dient*), zeigt Fig. 1150. a Längens-, b Querschnitt,

Fig. 1149.



c Schieberspiegel von oben, abgewickelt gedacht. Der vorliegende Schieber vereinigt in sich drei Gleitungsventile, je eines für die drei Zugänge I', I'' und I''' der drei Schieberkasten.

Fig. 1150.



Diese Zugänge sind in der unter b gezeichneten Stellung alle drei geschlossen, öffnen sich aber gleichzeitig, wenn der Schieber etwas nach links versetzt wird. Hierbei führt der trapezförmige Ausschnitt von I' dem Hochdruckcyliner zuerst Dampf für „halbe Kraft“ zu, während auch die beiden anderen Cylinder durch die Kanälchen I'' und I''' etwas frischen Dampf empfangen, sodass die Maschine sicher „anspringt“. Wird dann der Schieber noch weiter versetzt, so deckt er I'' und I''' wieder zu, legt aber I' für „volle Kraft“ ganz frei.

*) S. Z. D. Ingenieure 1886, S. 509, Meyer, Dreifach-Expansions-Schraubenschiffmaschine.

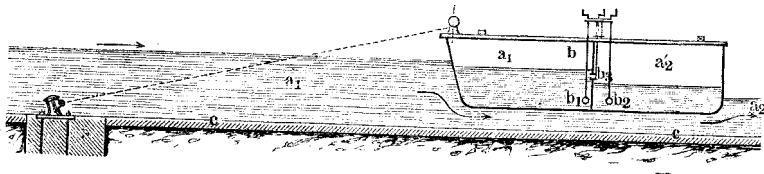
§. 374.

Flachschieber für offene und geschlossene Leitungen.

Der Flachschieber findet ausserordentlich viel Anwendung in offenen Leitungen für Wasser in der Form der Schützen, Archen, Erken, mittelst deren Zu- und Abfluss von kleinen wie grossen Kanälen geregelt wird. Mit Vorzug baut man die genannten Schieber zur Zeit noch aus Holz, abgesehen von den Triebwerken. Die Anfänge liegen indessen bei uns vor, auch hier Eisen zu verwenden. Dies geschieht mit unbezweifelbarem Vortheil, sodass man annehmen darf, dass bei Neubauten der Eisenbau, wie an so vielen anderen Stellen, auch hier den Holzbau bis auf wenige besondere Fälle verdrängen wird. Auch für mächtige breite Durchlässe findet der Schieber im Wasserbau Anwendung unter anderm in der Form des genial erdachten Nadelwehres. Bei diesem ist der breite, zu sperrende Wasserstrom in eine grosse Anzahl schmaler und dabei tiefer Strömchen getheilt, deren jedes einzelne durch einen leicht zu handhabenden Schieber, die „Wehrnadel“, verschlossen, durch Aufziehen derselben aber freigegeben werden kann.

Ueberhaupt ist ein Wehr, welches in einen Wasserlauf gesetzt wird, seinem Zweck nach und als Ganzes betrachtet, ein

Fig. 1151.



Ventil, und zwar ein Ventil in offener Leitung. Bei ganz geringem Wasserzufluss, sogenanntem Immerwasser, sperrt es die Leitung zeitweise völlig ab; bei regelmässigem Wasserstand lassen die Durchlasswehre seitlich den Abfluss mit der Schnelle, welche der Verkleinerung des Durchflussquerschnittes entspricht, stattfinden; die Ueberfallwehre lassen das Wasser über ihre Oberkante abfliessen. Bei den beweglichen Wehren ist das sperrende, den Durchfluss regelnde Ventil verstellbar. Die französischen

Fig. 1152 a.

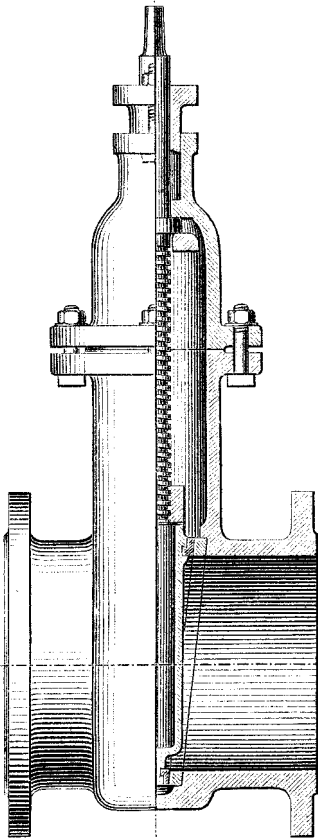
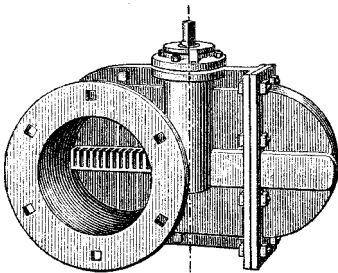


Fig. 1152 b.



Ingenieure haben die stellbaren Wehre ganz besonders und erfolgreich ausgebildet, wie denn ihnen auch das Nadelwehr verdankt wird. Bei einer ganz neuen, deutschen Wehrbauart bildet das ganze Wehr einen von oben nach unten verstellbaren Schieber, wie der in Fig. 1152 a. Es ist dies das schwimmende Wehr des Ingenieurs Schmick, welches in Fig. 1151, aber bloss schematisch dargestellt ist*). Das Wehr besteht aus einer Reihe von beinahe dicht aneinanderschliessenden Schiffgefässen, Prahmen, immer je drei zu einem Joch fest verbunden, welches bergwärts mittelst schwerer Ketten verankert ist. Alle drei Prahme jedes Joches führen veränderbaren Wasserballast in zwei oder mehr hintereinanderliegenden Abtheilungen a_1' und a_2' . a_1 verkehrt durch ein stellbares Ventil b_1 mit dem Oberwasser, a_2' desgleichen durch b_2 mit dem Unterwasser, beide Ballasthalter untereinander durch das Ventil b_3 . Durch angemessene Verstellung der Ventile b_1 , b_2 und b_3 kann man das Wehr b zum Sinken, wie zum Steigen bringen und dadurch den Niveau-Unterschied von Ober- und Unterwasser nach Belieben regeln. Wenn alle drei Regelungsventile geschlossen sind, folgt das Wehr den Schwankungen des Oberwasserspiegels.

*) S. Schmick, das Prahmwehr, Z. f. Baukunde, München 1884, S. 502.

In geschlossenen Wasserleitungen, namentlich denen für städtische Wasserversorgung, finden Flachschieber häufig Verwendung zum Sperren von Haupt- wie Zweigleitungen. Ein Beispiel von den mannigfachen, dabei benutzten Bauarten des Schiebers nebst Getriebe zeigt Fig. 1152 a. Der aus Bronze hergestellte Schieber ist keilförmig gestaltet, damit er mittelst der ihn tragenden Schraube fest an seinen Sitz gepresst werden kann (Anpressung in zweiter Ordnung), dennoch aber nach eben begonnener Hebung leicht zu bewegen ist; die Schraube stellt man, der Rostverhütung wegen, aus Sterrometall her.

In Gasleitungen sind Flachschieber ebenfalls viel angewandt. Ein Beispiel der Bauweise zeigt Fig. 1152 b. Hier dienen zum Bewegen des Schiebers Zahnstange und Triebbling. Die waagerechte Schubrichtung ist gewählt, um als Bewegungswiderstand nur Reibung auftreten zu lassen.

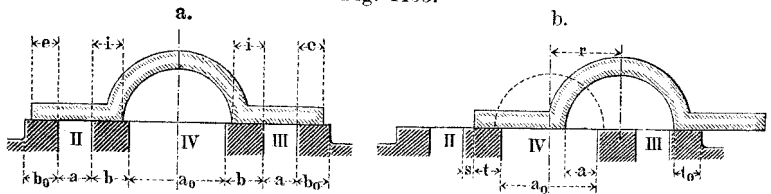
§. 375.

D a m p f s c h i e b e r .

Die allerzahlreichsten Anwendungen finden die Flachschieber, auch Planschieber genannt, als Steuerungsventile in Dampfmaschinen. Diese Anwendungen sind so wichtig, dass wir die meistbenutzten Bauarten hier gesondert besprechen wollen.

1. Der Muschelschieber. Fig. 1153. Derselbe ist unter den geradhübrigen Flachschiebern der wichtigste. Nachdem in

Fig. 1153.



§. 328 die Auffindung seiner Deckungen dargelegt worden, erübrigt hier noch die Ermittlung seiner übrigen, die Sperrung betreffenden Abmessungen. Man sucht die Kanalhöhe a klein zu halten, indem man die zu ihr rechtwinklig stehende Kanalbreite recht gross wählt. Ist a gegeben, so sind zu bestimmen: die Deckungen e und i , die Steghöhe b , die Randhöhe b_0 des Spiegels, die Höhe a_0 des Auswegs IV, die Hublänge r , die Schieber-

länge l und die Spiegellänge l_0 . Die Deckungen e und i , unter Umständen für e zwei Werthe e_2 und e_3 , werden nach den in Fig. 1024 und 1025 angegebenen Verfahrungsweisen ermittelt. Auch ergibt sich dabei der grösste Werth s , Fig. b, um welchen der Schieberrand hinter die Kanalkante zurücktritt. Es bleibt dann der Rest t der Steghöhe b zu wählen, welcher noch bedeckt bleiben soll, da $b = s + t$ ist. t findet sich sehr verschieden, als Mindestwerth kann man $t = 4$ annehmen; t geht bis 10 und 11 mm. Nach Annahme von t hat man, damit der Ausweg nie zu sehr verengt wird, $a_0 + t - (e + a + i) = a$ zu machen, wobei e den mittleren Werth aus e_2 und e_3 bezeichnet. Man erhält:

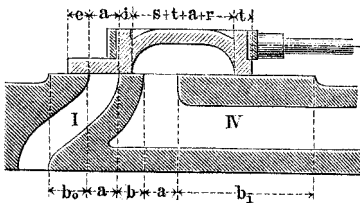
$$\left. \begin{aligned} \text{Sodann ist:} \quad & a_0 = 2a + l + i - t \\ & r = a + e + s \\ \text{und} \quad & l = 4a + 3l + i + 2s + t \end{aligned} \right\} \dots (411)$$

Der Schieberspiegelrand muss, wie unter b erkennbar, vom inneren Muschelrand um mindestens einen Werth t_0 , den man meist $= t$ gemacht findet, fern bleiben; dies liefert für die Spiegelhöhe l_0 den Werth $a_0 + 2b + 2a + 2t_0$, oder:

$$l_0 = 4a + 3e - i + 4s + t + 2t_0 \dots (412)$$

Die Wanddicke des Schiebers findet sich, wenn derselbe aus Gusseisen besteht, gewöhnlich ungefähr $= 10 + D/200$, d. i. $=$ der Hälfte der aus (320) hervorgehenden Cylinderwanddicke gemacht. Will man Weissmetall an der Schiebersohle angewandt wissen, so ist dem Schieber ein bronzener Körper zu geben, da das Weissmetall selbst nicht fest genug ist.

Fig. 1154.



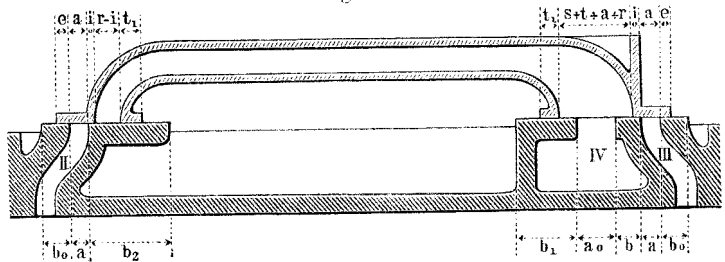
2. Der getheilte Muschelschieber, Fig. 1154. Hier sind zwei und zwei von den vier Ventilen, welche im Muschelschieber vereinigt waren, als je ein Stück hergestellt, dann aber wieder durch ein Gestänge verbunden. Diese Bauart liefert kurze Dampfkanäle

I und III . Die Höhe jedes der Schieber kommt $= 3a + 2e + 2s + t + t_0$, beider zusammen also: $l = 6a + 4l + 4s + 2t + 2t_0$.

3. Der Kanalschieber, Fig. 1155 (a. f. S.). Dieser liefert ebenfalls geringe Längen für die Dampfwege II und III , was bei Cylindern von grossem Hub unter Umständen vortheilhaft ge-

nannt werden kann. Die Gesamthöhe der Schiebergrundfläche kommt: $l = 6a + 5e + 3s + i + 2t_0$.

Fig. 1155.



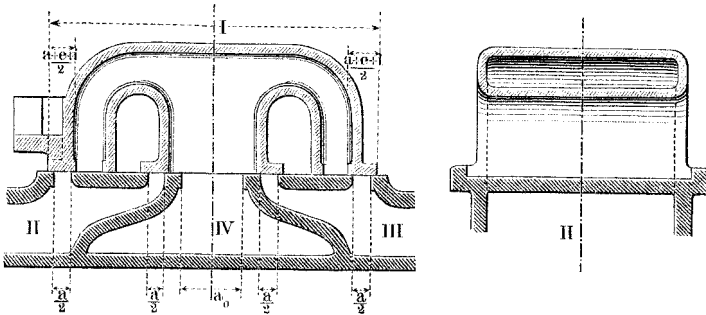
1. Beispiel. Bei $a = 20$, $e = 20$, $c = 18$, $s = 10$, $t = t_0 = 5$ mm kommt für den einfachen Muschelschieber die Grundflächenhöhe $l = 4 \cdot 20 + 3 \cdot 20 + 18 + 2 \cdot 10 + 5 = 183$ mm. Für den getheilten Muschelschieber ergibt sich $l = 6 \cdot 20 + 4 \cdot 20 + 4 \cdot 10 + 45 = 260$ mm, für den Kanalschieber $l = 6 \cdot 20 + 5 \cdot 20 + 3 \cdot 10 + 18 + 2 \cdot 5 = 278$ mm. In den Verhältnissen dieser Höhen- oder Längenausdehnungen, also wie $183 : 260 : 278$, stehen die Reibungswiderstände der drei Schieber, ebenso die Reibungsarbeiten derselben, da die Hublänge $2r$ bei allen dieselbe, nämlich $= 2e + 2a + 2s = 2 \cdot 20 + 2 \cdot 20 + 2 \cdot 10 = 100$ mm ist.

Um die Reibungsarbeit des Schiebers klein zu halten, hat man zu jenem Mittel der Vervielfachung gegriffen, welches bei den Hubventilen so mannigfach in Anwendung ist. Die Auflösung des Schiebers in zwei getrennte, an sich vollständige Schieber ist sehr in Uebung bei den oscillirenden Schiffsdampfmaschinen; hier tritt als Grund für die Theilung noch hinzu, dass sich bei derselben die Schieberlast symmetrisch zur Querachse des Cylinders vertheilen lässt; die beiden Schieber stellen dann acht Ventile vor. Man kann aber diese auch, wie es bei Dampfmaschinen mit ruhenden Cylindern geschieht, in einen einzigen Schieber vereinigen. Zu dem Ende werden die Kanäle in zwei oder mehr Kanäle, die später wieder zusammenfließen, getheilt und der Schieber entsprechend mit getheilten Deckflächen ausgerüstet. Diese Vereinigung mehrerer Ventile zu einem Baustück ging bei den Hubventilen nicht an; hier aber gelingt sie leicht, weil sich die Schlussflächen der vereinigten Ventile ohne Schwierigkeit in eine Ebene legen lassen, und liefert sehr brauchbare Bauarten, wie Folgendes zeigt.

4. Der Penn'sche Gitterschieber, Fig. 1156. Er ist ein zweifacher Schieber. Die Höhe a des Eingangskanals ist in zwei Stücke $a/2$ eingetheilt. Verfährt man bei der Bestimmung

der Höhen im übrigen wie oben, so erhält man für die Schieberhöhe: $l = 5,5 a + 3,5 e + 3 s + t + 2 t_0 + \frac{1}{2} i$, und für

Fig. 1156.

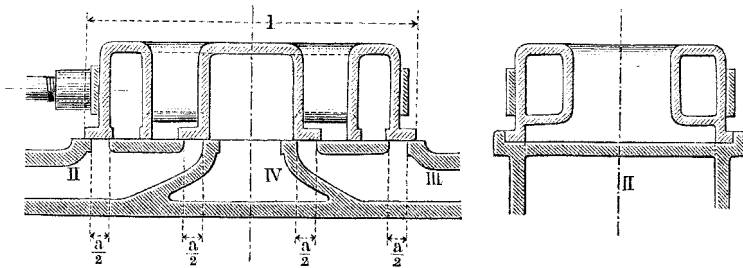


den Hub: $2r = a + e + s$, d. i. halb so viel als oben. Es leuchtet ein, dass die Deckungen $e/2$ und $i/2$ zu der Kanalhöhe $a/2$ in demselben Verhältniss stehen müssen, wie das Diagramm für die Beziehungen $a : e : i$ vorschreibt.

2. *Beispiel.* Für $a/2 = 10$, $e/2 = 10$, $i/2 = 9$, $s/2 = 5$, $t = t_0 = 5$ kommt $l = 5,5 \cdot 20 + 3,5 \cdot 20 + 3 \cdot 10 + 5 + 2 \cdot 5 + 9 = 234$ mm, $2r = 10 + 20 + 10 = 50$ mm. Hiernach verhält sich hier die Reibungsarbeit zu der eines einfachen, gleichwerthigen Muschelschiebers wie $234 : 50 : 183 \cdot 100 = 117 : 183$ oder $1 : 1,56$, was eine beträchtliche Ersparnis ausdrückt.

5. Der Borsig'sche Gitterschieber, Fig. 1157. Dieser unterscheidet sich von dem vorigen nur baulich, indem die

Fig. 1157.

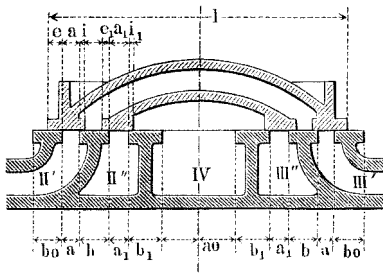


Dampfzulasse zum zweiten Einwegpaar von oben durch den Schieber geführt sind, was dazu nöthigte, die Nebkanäle des ersten Einwegpaars seitlich im Schieber anzubringen.

6. Der Hick'sche Doppelschieber, Fig. 1158 (a. f. S.). Dieser dient für Zweiverbundmaschinen mit parallelen Cylindern

(Hornblower und Woolf). Die Dampfwege *II'* und *III'* dienen für den kleinen oder Hochdruckcylinder, die Wege *II''* und *III''*

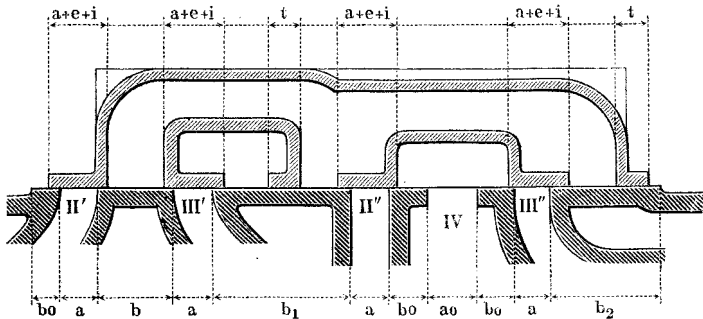
Fig. 1158.



für den Expansionscylinder. Die Höhe *l* der Schieberfläche wird: $l = 5a + 3a_1 + 6e + 4s + e_1 + i_1 + t_0$. Gewöhnlich wird $a_1 = a$ gemacht; dabei fällt *l* kleiner aus, als die Summe der Höhen zweier getrennten Schieber für denselben Zweck.

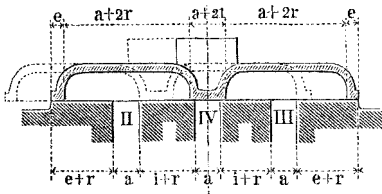
7. Der Allan'sche Doppelschieber, Fig. 1159, vereinigt in sich die Schieber für Zweiverbund bei konaxialen Cylindern,

Fig. 1159.



sogenannter Tandem-Aufstellung. *l* wird $= 10a + 7e + e_1 + 6s + i + i_1 + 3t_0$. Auch hier wird eine Höherersparniss gegenüber der Anwendung getrennter Schieber erzielt, die Dampfkanalanlage zugleich sehr einfach gehalten.

Fig. 1160.



8. Der E-Schieber, Fig. 1160, wird mit Vortheil an Stelle des Muschelschiebers benutzt, wenn die gegebene, für den Schieberbetrieb verwertbare Schubbewegung entgegen dem für den Muschelschieber geeigneten Sinne erfolgt. Statt ein Hebelwerk einzuschalten, ändert man dann bloss den Schieber in vorliegende Form ab (Anwen-

nenen Sinne erfolgt. Statt ein Hebelwerk einzuschalten, ändert man dann bloss den Schieber in vorliegende Form ab (Anwen-

dungen siehe Fig. 1006 und 1008). Der Muscheln sind hier zwei. Zulass findet bei Ueberschreitung des Spiegelrandes durch einen Muschelrand statt. Man hat betreffend die Höhen zunächst wieder $r = a + e + s$, dann aber:

$$\left. \begin{aligned} b &= i + r = a + e + i + s \\ b_0 &= e + r = a + 2e + s \\ a_0 &= a \end{aligned} \right\} \dots (413)$$

Daraus folgt für die ganze Schieberhöhe der Werth $l = 3a + 2b + 2b_0 + 2t$ oder

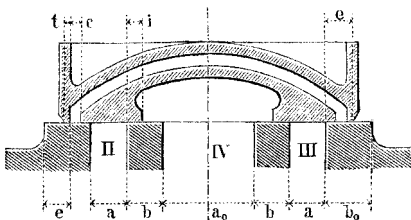
$$l = 7a + 6e + i + 4s + 2t \dots (414)$$

was beträchtlich mehr ist, als beim gleichwerthigen Muschelschieber.

3. Beispiel. Setzen wir wie im 1. Beispiel $a = e = 20$, $i = 18$, $s = 10$, $t = 5$ mm, so kommt $l = 13 \cdot 20 + 18 + 4 \cdot 10 + 2 \cdot 5 = 328$ mm gegen die 183 des Muschelschiebers. Man sieht hieraus, dass bloss bei kleinem a und kleinen Deckungen der E-Schieber empfehlenswerth ist, wie auch in Fig. 1006 und 1008 an den Ausführungen zu erkennen. Dennoch ist der in diesem Schieber zur Geltung kommende Grundsatz, den Spiegelrand als Eröffnungskante zu benutzen, sehr brauchbar und hat eine vortreffliche Verwendung in dem folgenden Schieber gefunden.

9. Der Trick'sche Schieber, Fig. 1161*). Auch dieser ist als ein Doppelschieber anzusehen; zwischen den beiden ihn

Fig. 1161.



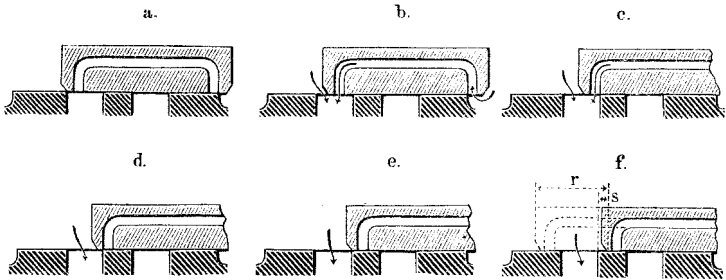
zusammensetzenden Muschelschiebern geht ein Leitkanal c durch, welcher wie die Muscheln des E-Schiebers wirkt. Es gilt wieder wie früher: $r = a + e + s$, und es wird gemacht: $b_0 = 2e - t$, d. h. der innere Rand

der äusseren Muschel steht in der Mittellage des Schiebers um e vom äusseren Spiegelrand ab. Dies hat zur Folge, dass der Schieber nach Durchlaufung des Weges e , wenn wir Rechtsbewegung voraussetzen, sowohl links den Kanal a wie gewöhnlich freilegt, als er ihm auch von rechts durch den Leitkanal c

*) Trick in Esslingen hat diesen Schieber 1857 erfunden und gebaut, Allan in England erst 1858 bis 1860; in den Ver. Staaten nennen die Ingenieure den Schieber richtig den Trick'schen Schieber.

Zufluss gibt. Letzteres geschieht also doppelt so stark, mit doppelt so viel Eröffnung, als der äussere Schieberrand links bewirkt. Es lassen sich fünf Abschnitte der Zulassungsweise unterscheiden; dieselben sind durch die folgenden Figuren a bis f versinnlicht,

Fig. 1162.



in welchen die innere Muschel, als wie üblich wirkend, weggelassen ist.

Erster Abschnitt. Sobald der Schieber die Stellung a überschreitet, beginnt die erwähnte doppelte Einströmung. Tragen wir sie in einem Zener'schen Diagramm auf (vergl. S. 947), so haben wir von V oder A ab die Fahrstrahlstücke des Schieberkreises, welche die Eröffnung angeben, zu verdoppeln, und zwar bis die innere Leitkanalkante rechts am Spiegelrand angelangt ist, Fig. b. Die Auftragung im Diagramm liefert die Kurve AB_1 .

Zweiter Abschnitt. Von der Stellung b aus wächst die Eröffnung zur Linken noch weiter, die zur Rechten aber nicht; demnach haben wir von da ab im Diagramm zu derjenigen Eröffnungsweite, welche der Schieberkreis angibt, noch die konstante Grösse $c = BB_1 = CC_1$ hinzuzufügen, was die Kurve $B_1 C_1$ liefert. Dies gilt, bis links die innere Leitkanalkante an die Stegkante gelangt, Fig. c.

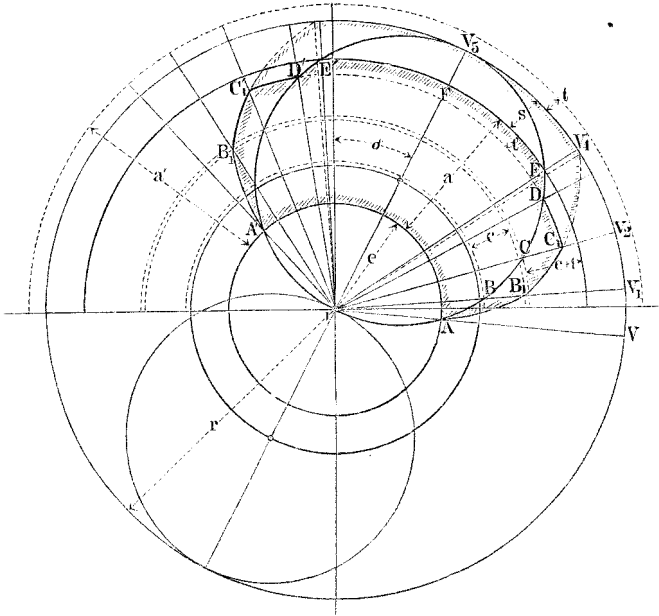
Dritter Abschnitt. Bei weiterem Linksgang des Schiebers wird nun die Leitkanalöffnung mehr und mehr verdeckt, in'ssessen um ganz dieselbe Grösse die Eröffnung des Hauptkanals a vermehrt. Der Werth der Eröffnung bleibt also konstant; dies dauert, bis die äussere Kante des Leitkanals den Stegrand erreicht hat, Fig. d. Im Diagramm wird der Eröffnungswerth durch den Kreisbogen $C_1 D$ aus 1 angegeben.

Vierter Abschnitt. Der Schieber geht noch weiter nach rechts, mit seinem Stegrand die Oeffnung a noch weiter freiliegend, bis sein äusserer Rand an der Stegkante angelangt ist, Fig. e. Die Eröffnungsweite wächst also hierbei noch um die Höhe t des äusseren Schiebersteges und wird im Diagramm durch den Schieberkreisbogen DE angegeben.

Fünfter Abschnitt. Der Schieberrand tritt hinter die Stegkante zurück, bis er um s von derselben absteht, Fig. f; dabei bleibt aber die

Eröffnungsweite konstant = a , was im Diagramm durch den aus 1 beschriebenen Kreisbogen EE' angedeutet wird. — Hierauf wiederholen sich die fünf Abschnitte in umgekehrter Ordnung.

Fig. 1163.



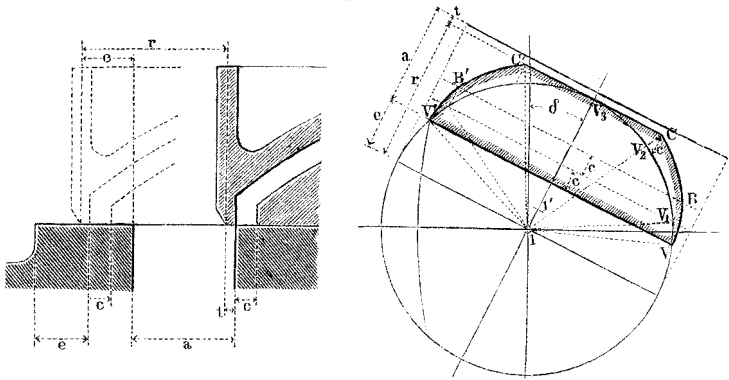
Man erkennt, dass der Trick'sche Schieber ein weit rascheres Freilegen und ein weit längeres Freihalten des Einweges mit sich bringt, als der gewöhnliche Muschelschieber. Es fragt sich nur noch, wie man den Vortheil am besten verwerthet. Dies geschieht gemäss Trick's eigenem Vorgang so, dass man den Werth s negativ wählt und zwar ihn $\geq t$ macht. Dann bleibt die Eröffnungsweite vom Punkte C_1 bis zum Punkte C'_1 im Diagramm konstant. Damit nun aber die scheinbare Verengung des Kanales um den Abschnitt s nicht schadet, muss man a um den Werth s höher machen, als man sonst gethan haben würde. Unter diesen Voraussetzungen erhält man für den Ausweg a_0 die Gleichung: $a_0 + t - e_1 - a - i = a - s$, worin s die maassstäbliche Grösse bezeichnet, um welche der Schieber von der Stegkante entfernt bleibt, siehe Fig. 1162 f. Nunmehr hat man demzufolge:

$$\left. \begin{array}{l} \text{für den Ausweg:} \quad a_0 = 2a + e_1 + i - s - t \\ \text{für die Steghöhe:} \quad b = e - e_1 + s - t \\ \text{für den Leitkanal:} \quad c = e - t - e_1 \\ \text{für die Schieberhöhe:} \quad l = 4a + 4e - e_1 + i - 3s + t \end{array} \right\} \quad (415)$$

4. Beispiel. Macht man das negativ gewählte $s = 5$, ebenso $t = 5$, und, um die gleiche maassstäbliche Eröffnung wie beim Muschelschieber des

1. Beispiels zu erhalten, $a = 20 + s = 25$, $e = 20$, $i = 18$, $e_1 = 2$ mm, so erhält man zunächst $r = a + e - s = 25 + 20 - 5 = 40$ mm, sodann $a_0 = 2 \cdot 25 + 2 + 18 - 5 - 5 = 60$ mm, $b = 20 - 2 + 5 - 5 = 18$ mm, $c = 20 - 5 - 2 = 13$ mm und $l = 4 \cdot 25 + 4 \cdot 20 - 2 + 18 - 3 \cdot 5 + 5 = 186$ mm gegen 183 beim Muschelschieber, also recht gute Verhältnisse. Die Eröffnungen sind in Fig. 1164 in der Form meines Diagramms von S. 946 dargestellt. Die innere Muschel wirkt wie gewöhnlich.

Fig. 1164.



Schliesslich seien noch die Abmessungen eines von Trick selbst angegebenen Schiebers hier angeführt: $a = 45$, $e_1 = i = 2$, $t = 5,5$, $b = 25,5$, $e = 21,5$, $c = 14$, $s = (-) 9,5$, $r = 57$, $l = 134$, $b_0 = 37$, $l_0 = 148$ mm, $\delta = 30^\circ$.

Der Trick'sche Schieber eignet sich vorzüglich für die Steuerungen der Verbundmaschinen wegen seiner guten Eröffnungsverhältnisse und wird daselbst neuerdings mit besonderem Vorzug in der Form von Doppelschiebern und Gitterschiebern von den unter Nro. 4 bis 7 beschriebenen Bauarten angewandt*).

Andere Schieberarten können hier übergangen werden, da die behandelten den erforderlichen Anhalt für die Lösung der sich darbietenden Aufgaben geben.

§. 376.

Entlastete Schiebventile.

Die Kraft zum Bewegen eines unter starkem Ueberdruck liegenden Schiebventils ist ungleich geringer als die zur Hebung

*) S. z. B. Z. D. Ingenieure 1888, S. 509, wo drei Trick'sche Schieber einer Dreiverbundmaschine (von G. L. C. Meyer in Hamburg) vollständig dargestellt sind.

eines gleich grossen Hubventils, indem sie nur die Reibung zwischen den Spiegelflächen zu überwinden hat. Dennoch fällt sie bei grossen Schiebern so bedeutend aus, dass man, ähnlich wie bei den Hubventilen, zur Entlastung greifen muss. Auch selbst bei kleinen Schiebern ist Entlastung wünschenswerth, weil sie die Abnutzung der Spiegelflächen bedeutend vermindern kann. Ganz überwiegend kommt die Schieberentlastung bei der Dampfmaschine in Frage, weshalb sich die unten folgenden Beispiele wesentlich nur auf diese beziehen; die Uebertragung auf anderweitig benutzte Schieber ist nicht schwer.

Man hat über die Schieberreibung noch wenig Versuche angestellt; aus denselben scheint aber hervorzugehen, dass der Reibungskoeffizient für so gut geschliffene Flächen, wie die Spiegelflächen der Schieber sind, bis auf 0,05 und 0,04 herabgeht. Die amerikanischen Ingenieure, welche, wie schon wiederholt gezeigt, gern auf dem Versuchspfad wandeln und denselben mit Ausdauer und Erfolg betreten, haben auch hier Messungen angestellt. Unter Anderen hat Ingenieur Giddings mit einem von ihm erbauten Schieberkraftmesser folgende Ergebnisse erhalten*).

Entlasteter Schieber. Dampfmaschine $6\frac{3}{4}$ zu 10".

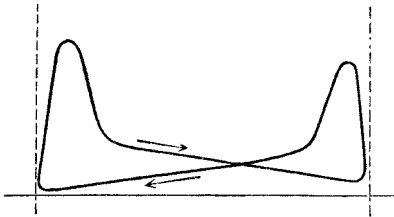
<i>Minütliche Umläufe</i>	<i>Last am Zaum</i>	<i>Arbeitsstärke N der Maschine</i>	<i>Arbeitsstärke N' für den Schieber</i>	<i>Verhältniss dieser beiden</i>	<i>Verhältnisse a P'</i>
125	10 Pfd.	3 PS	$\frac{1}{16}$ PS	2,0 Proz.	48
175	30 "	9 "	$\frac{1}{9}$ "	1,2 "	61
200	40 "	13,5 "	$\frac{1}{6}$ "	1,4 "	91

*) S. Transactions of the Am. Soc. of Mechanical Engineers Bd. VII, (1885/86) S. 631: C. M. Giddings, Description of a Valve dynamometer for measuring the power required to move a slide valve at different speeds and pressures. Der Gidding'sche Kraftmesser ist mit zwei schweren Federn ausgerüstet, die nach Art des Längsschnittes eines Muschelschiebers gebogen sind; ihr Spiel ist sehr klein und wird durch entsprechende Uebersetzung vergrössert auf den Fahrstift übertragen. Die Kurve fällt stets zitterrig aus, wie bei den Reibungsverhältnissen und den schwingenden Massen des Uebersetzungswerkes zu erwarten ist.

Unentlasteter Schieber. Dampfmaschine 9 : 12", n = 100			Entlasteter Schieber. Dampfmaschine 9 : 14", n = 100		
Gebremste Stärke der Dpfm.	Verhältniss $\psi = N' : N$	Verhält- nisse $\alpha P'$	Gebremste Stärke der Dpfm.	Verhältniss $\psi = N' : N$	Verhält- nisse $\alpha P'$
5,5 PS	4,5 Proz.	247	11,4 PS	1,2 Proz.	137
7,0 "	3,5 "	245	13,5 "	1,1 "	149
8,25 "	4,0 "	330	14,0 "	1,0 "	140
8,9 "	6,0 "	534	15,6 "	1,0 "	156
11,1 "	7,3 "	810			

Die letzte Spalte in den drei Tafelchen ist meinerseits zugefügt worden. Sie ist wie folgt erhalten. Sind N und N' die in PS ausgedrückten Arbeitsstärken der Maschine und des Schieberbetriebs, v und v' die mittleren Schnellen von Kolben und Schieber, P und P' die treibenden Kräfte an denselben, so gibt die Versuchsreihe jedesmal das Verhältniss $N' : N = \psi$ oder $P' v' = \psi P v$. Hieraus folgt für die Kraft P' , welche zum Schieberbetrieb erforderlich ist: $P' = \psi P v : v' = \psi 75 N : v'$. Nun steht aber v' bei einer gegebenen Maschine in einem konstanten Verhältniss zur minutlichen Umlaufzahl n , so dass man setzen kann: $P' = \psi N : \alpha n$ und danach $\alpha P' = \psi N : n$. Die Werthe $\alpha P'$ sind aufgenommen und zeigen übersichtlich das Wachstum der Schieberbetriebskraft an. Man erkennt, dass P' weit

Fig. 1165.



langsamer als die Dampfspannung wächst und dass diese Kraft beim unentlasteten Schieber sowohl ziffer-, als verhältnissmässig recht gross ausfällt. Ein Mangel der Versuchsreihe ist noch die Kleinheit der untersuchten Maschinen; immerhin aber hat dieselbe einen nicht geringen Werth. — Die Diagramme, welche der Giddings'sche Kraftmesser lieferte, haben im allgemeinen die durch Fig. 1165 angedeutete Gestalt, welche grossen Widerstand beim Schubbeginn und spätere Abnahme derselben bis Null, also nicht gerade einfache Verhältnisse beim Fortschub nachweist. Das Ueberwiegen der einen Diagrammhälfte über die andere kommt von dem Druck des Dampfes auf die als Kolben wirkende Schieberstange her.

Was den die Reibung hervorruhenden Druck betrifft, so hat man beim unentlasteten Schieber die oben (S. 1117) angeführten Versuche von Robinson zu bedenken, denen zufolge ein beträcht-

licher Gegendruck zwischen den spiegelnden Flächen einen bedeutenden Theil des Ueberdruckes aufhebt. Für rohe Annäherung kann die früher (S. 1118) benutzte Annahme, wonach der Druck zwischen den Spiegelflächen mit $\frac{1}{3} (p_1 - p)$ einzusetzen wäre, gewisse Dienste leisten. Dass der Reibungskoeffizient aber keine feste Grösse ist, unter anderm mit wachsender Schnelle der Bewegung abnimmt, zeigen die Giddings'schen Versuche deutlich. Genaue weitere Ermittlungen würden erwünscht sein.

In der Art und Weise, wie die Entlastung der Schiebventile bewirkt wird, kann man drei Formen unterscheiden, nämlich Entlastung durch

- a) Abschluss der Rückenfläche des Schiebers,
- b) Gegendruck gegen die Schieberbelastung,
- c) Allseitige Druckausgleichung.

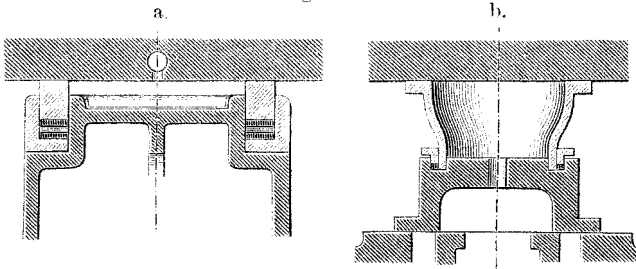
Bemerkenswerthe Beispiele zu diesen drei Verfahrensweisen seien nun hier gegeben.

a. Abschluss der Rückenfläche des Schiebers.

1. *Beispiel.* Der von Murray erfundene und an der Wattischen Dampfmaschine angebrachte sogenannte D-Schieber hatte Entlastung der Rückenfläche mittelst Stopfbüchse und war recht brauchbar, passte aber nicht für hohe Dampfspannung.

2. *Beispiel.* Fig. 1166 a Schutzring von Boulton und Watt. Parallel dem Schieberspiegel ist auf der Unterseite des Schieberkastendeckels ein

Fig. 1166.

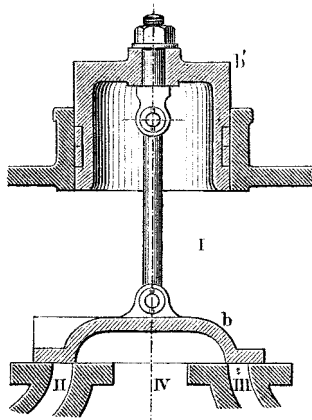


Gegenspiegel angebracht. Gegen diesen schleift dampfdicht ein weicher gusseiserner oder auch bronzener Ring, welcher auf dem Schieberrücken elastisch und dicht gelagert ist und mit diesem hin- und hergeht. Im Inneren des Ringes herrscht die Spannung des Auswegs. Angewandt auf dem Great Eastern. Fig. 1166 b Schutzring von Kirchweyer, für Lokomotiven eine Zeitlang viel benutzt. Hier wird der Schutzring nicht durch elastisches Auflager, sondern durch Dampfdruck an den Gegenspiegel gepresst. Beide Entlastungen, ebenso wie die verwandten von Penn, Borsig u. A.

lassen noch zu viel Dampfdruck wirksam bleiben (nicht unter 30 Prozent), um ganz zu befriedigen; auch gestatten sie dem Schieber kaum, das in die Dampfwege gelangende Niederschlagswasser sofort durchzulassen, was auch als ein Mangel anzusehen ist*).

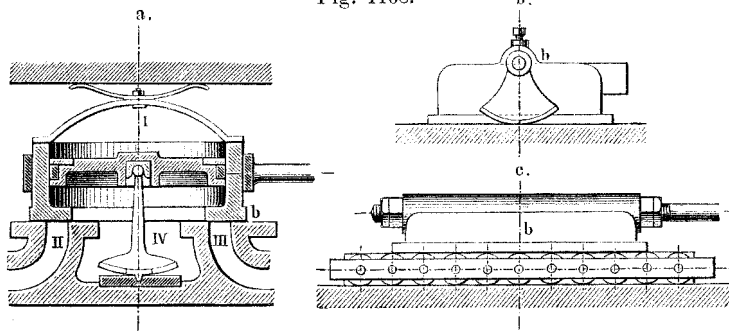
b. Gegendruck gegen die Schieberbelastung.

3. Beispiel. Cavé's Schieber mit Entlastungskolben, Fig. 1167. Der Schieber ist durch einen Lenker mit einem, senkrecht zum Schieberspiegel im Deckel beweglichen Kolben verbunden, der auf der Gegenseite nur atmosphärisch belastet ist. Ähnlich beschaffen ist die Bourne'sche Entlastung; nur ist bei ihr die Gegenseite des Kolbens mit dem Ausweg im Verkehr.



4. Beispiel. Schieber mit Rollenslager, Fig. 1168. a Lindner's Schieber. Der Schieberrücken ist als ein senkrecht zum Spiegel im Schieber beweglicher Kolben gestaltet, der auf zwei Rollen (Segmenten) läuft (§. 198 a); die Entlastung findet entsprechend der Grösse der Kolbenfläche statt. b Armstrong's Laufrollenschieber; hier besteht der Schieberrücken wieder aus einem Stück mit der Schiebermuschel; sehr genaue Einpassung erforderlich. Dasselbe gilt von dem Bristol'schen Entlastungsschieber Fig. c, auch kurz Bristol'schieber genannt. Dieser läuft auf Wälzrollen. Er ist erfolgreich von der

Fig. 1168.



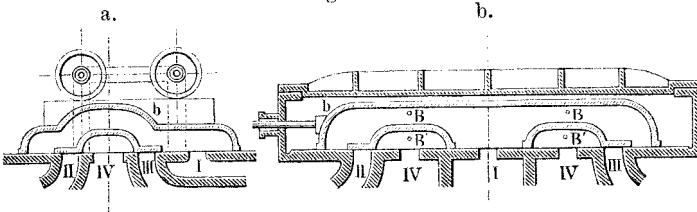
Serainger Fabrik für grosse Schiffsdampfmaschinen benutzt worden. — Zu den Schiebern der vorliegenden Gattung gehört auch der von Worthington

*) Eine elegante Ausführung dieser Schieberbauart ist die von Robinson, s. Transactions of the Am. Soc. of Mechanical Engineers Bd. IV, (1882/83) S. 375.

viel benutzte Entlastungsschieber mit kolbenartiger Rückenplatte, von welchem Fig. 1016 eine Darstellung gibt.

5. Beispiel. Fig. 1169. a Unterdruckschieber von Cuvelier*). Der gewöhnliche Muschelschieber ist hier von einem zweiten, mit ihm fest verbundenen Muschelschieber überdeckt, welcher durch anstellbare Reibungsrollen gegen den Schieberspiegel gepresst wird; in diesen zweiten

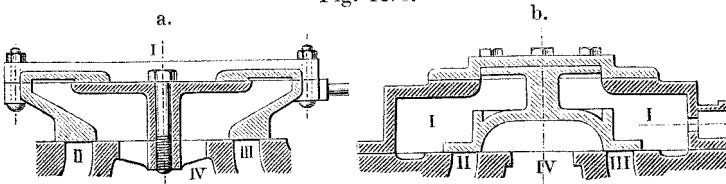
Fig. 1169.



Muschelschieber tritt von unten her der frische Dampf ein. b Unterdruckschieber von Fitch; getheilter Muschelschieber (vergl. S. 1136) mit überdeckender Muschel und Dampfzutritt vom Schieberspiegel her. Hier sind die Anpressungsrollen vermieden, nämlich der Unterdruck durch Dampfdruck aufgehoben. Zu diesem Ende ist die äussere Muschel wieder von einem festen Schieberkasten überdeckt, in welchen frischer Dampf eingelassen ist. Damit dieser nicht durch Niederschlagung an Spannung verliere, erhält er durch die feinen Bohrungen B B stets Dampf-, d. i. Wärmezufuhr und entweicht in feinen Strömchen durch die Bohrungen B' B' nach dem Ausweg hin. Die grosse Ausdehnung, welche in den beiden dargestellten Fällen Schieber wie Schieberspiegel erhalten müssen, steht einer grösseren Verbreiterung der Unterdruckschieber entgegen.

6. Beispiel. Fig. 1170. Doppelsitzschieber, a von Brandau, b von Schaltenbrand angegeben, ersterer aus dem Hornblower'schen Dockenventil

Fig. 1170.



(Fig. 1145 a), letzterer aus dem Gros'schen Glockenventil (Fig. 1145 c) abgeleitet. In beiden Fällen lässt sich die Entlastung nicht so weit treiben, als wünschenswerth ist.

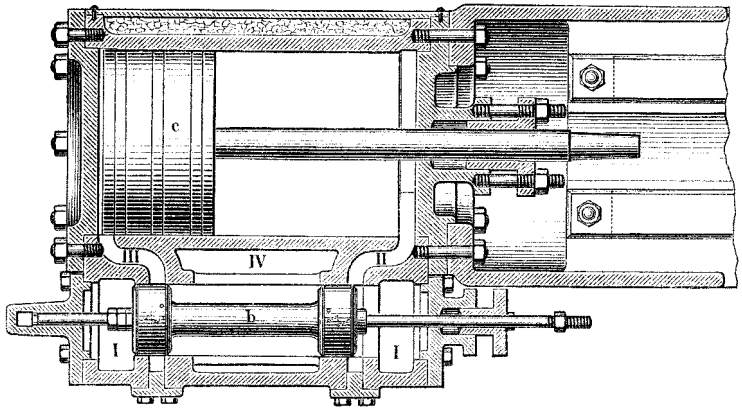
c. Allseitige Druckausgleichung.

7. Beispiel. Eine sehr vollkommene allseitige Druckausgleichung lässt sich dadurch erreichen, dass man den Schieber kolbenförmig gestaltet.

*) Vergl. S. 956.

Fig. 1171 stellt eine Kolbensteuerung neuerer Ausführung dar. Die beim Muschelschieber ebenen Deckflächen sind als cylindrische Kolbenumflächen gebildet vergl. Fig. 1003, die seitlichen Muschelränder fallen dabei weg.

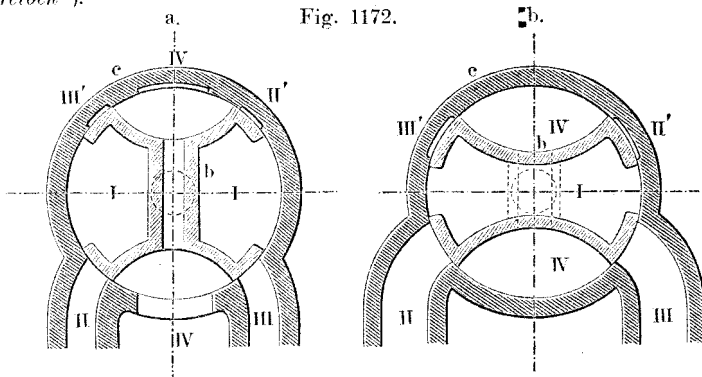
Fig. 1171.



Hier haben die beiden den Schieber bildenden Kolben Metallliderung mit je einem Ringe, dem durch eine feine Bohrung auch Dampf auf der Innenseite zugeführt wird, um starke Federung unnöthig zu machen. — Die Schwäche der sonst so vorzüglichen Kolbenschieber, wenn sie auf die Dampfmaschine angewandt werden, bleibt ihre Abnutzung. Ihre beste Bauart würde immer noch die sein, zunächst den Schieber senkrecht gehen zu lassen und dann seine Kolben als geschlossene ungetheilte Körper genau einzupassen, d. h. nach genauer Ausbohrung und Auspolirung der Kapsel die Kolben, indem man sie zwischen Spitzen laufen lässt, mit der Schmirgelscheibe so fertig stellt, dass sie $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{5}$ mm weniger Durchmesser bekommen, als die Kapselhöhlung hat, gleichen Baustoff bei Kolben und Kapsel vorausgesetzt. Solche Kolbenschieber halten sehr lange.

8. Beispiel. Hahnförmiger Drehschieber. Der Dampfhammer, bei welchem Steuerung von Hand sich weit wichtiger als die selbstthätige Steuerung gezeigt hat, ist Veranlassung geworden, den konischen Hahn als entlasteten Steuerungsschieber auszubilden; dies geschah in vorzüglicher Weise durch Wilson, den Leiter des Nasmyth'schen Werkes. Fig. 1172 a zeigt den Wilson'schen oscillirenden oder schwingenden Drehschieber. Den Kanälen II, III, IV genau gegenüber sind sogenannte falsche Kanäle von gleicher Breite, aber ganz geringer Tiefe angebracht, auch die Schieberflächen vor den falschen Kanälen symmetrisch wiederholt. Der Dampf tritt von einem Ende des Hahnes her in die symmetrischen Räume I ein. Der übrig bleibende, den Hahnschlüssel axial nach aussen treibende Druck wird durch einen Stützzapfen aufgehoben. Vernachlässigt man den geringen Seitendruck, welcher in den falschen Kanälen II' und III' übrig bleibt, wenn in II und III Expansion eintritt, so hat man die Dampfpressungen als allseitig ausgeglichen anzusehen. Sehr grosse schwingende

Drehschieber der vorliegenden Bauart lassen sich ganz leicht von Hand betreiben*).



Unter Weiterbildung des hier angewandten Verfahrens hat man den Drehschieber auch rotirend oder umlaufend gemacht. Fig. 1172 b stellt einen umlaufenden Drehschieber mit Druckausgleichung dar. Auch hier ist zunächst in den Querschnitten alles symmetrisch angeordnet (was bei dem alten Vierweghahn, Fig. 987, nicht der Fall war), sodann ist der Ausweg IV an das eine Ende des Hahnschlüssels, der Einweg I an das andere verlegt, dabei IV von I im Hahnschlüssel durch Wände geschieden. Es bleibt wieder ein Druck in der Achsenrichtung übrig, der aber durch einen Stützzapfen aufgehoben wird. Demzufolge ist der Hahn allseitig entlastet und geht bei genauer Einstellung des erwähnten Stützzapfens auch spielend leicht. Seine Ausführung verlangt übrigens sehr grosse Genauigkeit. Die Bauarten, welche dieser Hahn von Dingler in Zweibrücken (vergl. S. 953) und von Pfaff in Wien erfahren hat, sind als besonders ausgebildet, auch verstellbare Expansion berücksichtigend, hervorzuheben.

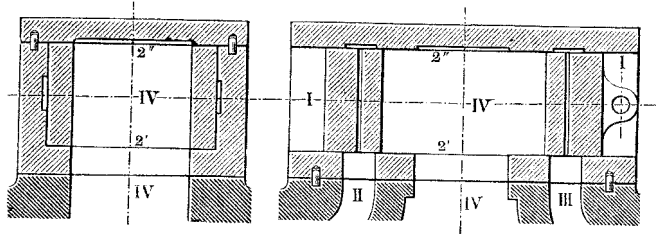
Der Ueberblick, welchen die bis hierhin in aller Kürze besprochenen Bauarten des Entlastungsschiebers gewähren, lässt einestheils Mängel in der Lösung der Aufgabe, anderentheils grosse Bau Schwierigkeiten als untrennbar mit derselben verknüpft erkennen, deshalb aber auch begreiflich erscheinen, dass man schliesslich zu dem Versuch zurückgekehrt ist, den einfachen Flachschieber mit allseitiger Druckausgleichung auszuführen. Dies hat zu mehreren recht brauchbaren Bauarten geführt.

9. Beispiel. Fig. 1173 (a. f. S.) stellt Wilson's entlasteten Flachschieber (zuerst vorgeführt auf der Londoner Weltausstellung 1862) dar. Der Schieber ist durchweg symmetrisch gestaltet und zwischen zwei parallele und gleiche Spiegel verlegt, von denen der eine, 2', mit seinen Öffnungen

*) Genaueres über den Wilson'schen Drehschieber s. Z. D. Ingenieure 1868 (Bd. II), S. 207.

zu den Kanälen II, III, IV leitet, der andere, 2', mit „falschen“ Kanälen ausgestattet ist. Sehr genaues Aufeinanderschleifen und Parallelmachen

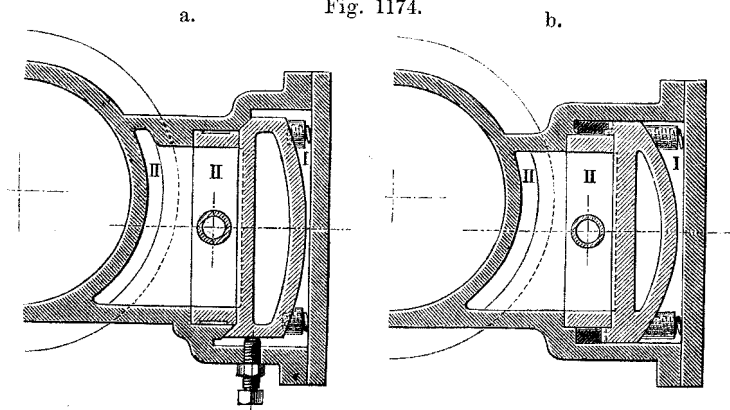
Fig. 1173.



der Spiegelflächen liefert eine so viel wie vollständige Entlastung. Beim Gebrauch fand man, dass die Gegenspiegelplatte starkem Dampfdruck etwas nachgibt, wenn sie nicht besonders fest gebaut ist, auch dass die durch das Schiebergewicht herbeigeführte Reibung und Abnutzung nicht vernachlässigt werden darf. Beide Umstände sind in späteren Ausführungen beachtet worden, wie folgende Beispiele zeigen.

10. Beispiel. Fig. 1174 a entlasteter Flachschieber von Porter-Allen*), hier bei einer liegenden Dampfmaschine angewandt gedacht. Die

Fig. 1174.



Gegenplatte ist als sehr kräftiger Träger ausgeführt und kann vermöge ihrer Lagerung auf zwei steilen Querkeilen mittelst Stellschrauben ganz genau auf die richtige Höhe gestellt werden. Fig. b Sweet's entlasteter Flachschieber, nach einer Ausführung von Collins**). Die Gegenplatte, wie die vorige sehr schwer gebaut, liegt auf zwei Längskeilen, welche von den Enden her mit Schrauben nach- und zurückgestellt werden können. Hier,

*) S. Transactions of the Am. Soc. of Mechanical Engineers Bd. IV (1883/84), S. 268, C. C. Collins, Balanced Valves.

***) S. Transactions of the Am. Soc. of Mechanical Engineers Bd. IV (1883/84), S. 270, C. C. Collins, Balanced Valves.

wie in beiden vorigen Fällen, kann die Gegenplatte nachgeben, wenn Niederschlagwasser den Schieber wie ein Hebungsventil vom Spiegel abdrängt; vier Schraubenfedern drücken bei Porter-Allen wie bei Sweet die Platte danach stets wieder an ihre Stelle. Bei beiden Bauarten, sowie noch verschiedenen anderen, hat man beobachtet, dass ungeschickte Maschinenwärter beim Nachstellen der Schrauben die Entlastung beeinträchtigt, ja unwirksam gemacht haben. Die Form b ist in dieser Beziehung wohl noch gefährlicher als a, da bei ihr vier Schrauben statt deren zwei zu stellen sind. Man hat überhaupt bei beiden Bauarten zu bedenken, dass ein zu weit gehendes Abstellen der Platte alsbald einen Strom von frischem Dampf nach IV fließen und zugleich eine grosse Belastung des Schiebers wieder eintreten lässt. Aeusserste Genauigkeit ist also unerlässlich. Die Anbringung von Expansionschiebern auf dem Hauptschieber gelingt am ehesten, wenn man bei diesen auf Entlastung verzichtet.

Die vorstehenden Beispiele werden genügen, um die Lösungen, welche die vielumworbene Aufgabe der Schieberentlastung erfahren hat, in ihren wichtigsten Zügen vergleichbar zu machen*). Unsere Zusammenstellung lehrt, dass heute die Aufgabe im Wesentlichen als gelöst angesehen werden kann.

* * *

Schraubenförmig gehende, oder wenn man will, allgemein kurvenförmig bewegte Gleitungsventile (vergl. §. 371) hat man auch ausgeführt, namentlich in solcher Form, dass Kolben und Schieber in einen und denselben Bautheil zusammengezogen wurden. Die betreffenden Ausführungen haben indessen einstweilen noch keine solche Wichtigkeit erlangt, dass wir hier darauf näher eingehen müssten.

§. 377.

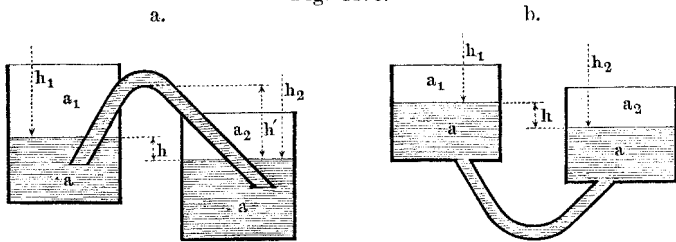
Flüssige Ventile.

Ventile lassen sich auch aus flüssigen Gebilden, oder allgemeiner: aus Druckorganen herstellen. Die Druckorgangesperre, die man dabei erhält und die ich flüssige Ventile nennen will, sind viel im Gebrauch, obwohl bisher nicht als Ventile recht eigentlich erkannt. Sie lassen sich alle auf zwei Hauptformen zurückführen, nämlich diejenige des Hebers, Fig. 1175 a (a. f. S.), und die des umgekehrten Hebers, des Senkers oder Dükers, Fig. b (vergl.

*) Die im Jahre 1863 bekannten Schieberentlastungen findet man recht vollständig durch Ludewig dargestellt in der Z. D. Ingenieure 1863.

§. 312). Der Heber verbindet zwei Mengen einer und derselben Flüssigkeit oberhalb der beiden, beispielsweise um h verschieden hoch stehenden Spiegel; der Düker bewirkt diese Verbindung

Fig. 1175.



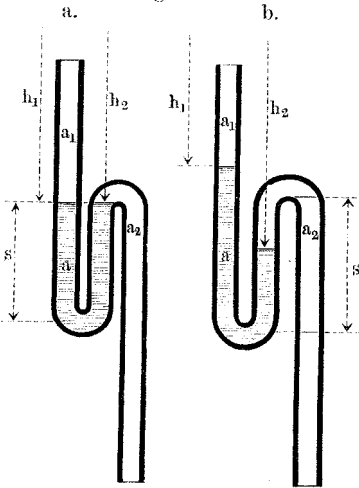
unterhalb der genannten Spiegel. a_1 und a_2 seien dabei Flüssigkeiten, welche mit a unverwandt sind*). Sind nun die Spannungen in a_1 und a_2 gleich gross, so fließt a unter der Druckhöhe h vom höheren zum niedrigeren Spiegel hin. Beim Düker geschieht dies stetig**), beim Heber unterbrochen, nämlich nur so lange, bis der höher gelegene Spiegel die Oeffnung des oberen Heberschenkels erreicht, worauf der Heber sich leert. Steigt danach der obere Spiegel in Folge Zuflusses wieder auf, so tritt der Abfluss aufs neue ein, sobald die aufsteigende Flüssigkeit die Höhe h' des Heberschenkels etwas überschreitet. Der Inhalt des Heberrohres bildet also ein Ventil, welches bei regelmässigem Zulauf zum oberen Gefäss ein periodisches Abfließen nach dem unteren hin eintreten lässt (vergl. die Beispiele §. 324, wo zur Erreichung desselben Zweckes ein starres Ventil benutzt ist). Diese Eigenschaft des Hebers ist neuerdings glücklich verwerthet worden.

*) Ich nenne hier solche Flüssigkeiten verwandt, welche, wenn sie zusammengebracht werden, sich mischen. Wasserdampf und Wasser sind in diesem Sinne verwandte Flüssigkeiten, sobald sie ungleich warm sind; die wärmere geht in die andere über. Luft und Wasser in Berührung sind so lange verwandt, bis das Wasser sich mit Luft gesättigt hat. Nach den Versuchen von Colladon und Sturm (Mémoire sur la compression des liquides vom Jahre 1827, neu abgedruckt 1887, Genf, Schuchardt) geschieht die Sättigung von Wasser mit Luft unter inniger, wahrscheinlich chemischer Verbindung. Denn das luftsatte Wasser zeigt — gegen Erwarten — unter dem Piezometer eine geringere Zusammendrückbarkeit, als das luftfreie (48,65 gegen 49,65 Millionstel). Die erwähnte Verbindung löst sich in Kochhitze.

**) Natürliche Düker mit künstlichem aufsteigendem Ast sind die artesischen Brunnen.

Wenn die Spannungen in a_1 und a_2 verschieden sind, und zwar den Druckhöhen h_1 und h_2 entsprechen, was als der all-gemeinere Fall anzusehen ist, so ist beim Heber wie beim Düker die Druckhöhe, unter welcher der Abfluss stattfindet, $= h_1 + h - h_2$, vorausgesetzt, dass die Druckhöhen in Säulen der Flüssigkeit a ausgedrückt sind. Ist dieser Werth positiv, so findet Abfluss, ist er Null, so findet Stillstand, ist er negativ, so findet Rückfluss statt. In den Fällen, wo der Werth $h_1 + h - h_2 =$ Null ist, kann h als Maass des Unterschiedes $h_2 - h_1$ dienen. Hieraus geht hervor, dass man, je nach Wahl der Verhältnisse, mittelst des flüssigen Ventils sowohl den Verkehr zwischen den Flüssigkeiten a_1 und a_2 sperren als auch denselben herstellen kann. Die Anwendungen der flüssigen Ventile sind sehr zahlreich, wie folgende Beispiele darthun.

Fig. 1176.



1. *Beispiel.* Fig. 1176 a
Wasserabschluss in einem Rohr. Flüssiges Ventil (Dükerventil), welches ein Gas a_2 verhindert, zu einem Gas a_1 überzutreten, so lange $h_2 - h_1 <$ zweimal der Schenkellänge s des Dükers. Wird die Flüssigkeit a von oben her vermehrt, so fließt der Ueberschuss nach a_2 hin ab; das niederwärts leitende Rohr darf aber nicht zu eng sein, sonst wirkt es als Heberschenkel und entleert den Düker. Angewandt in Leuchtgasfabriken, chemischen Fabriken und Laboratorien, sodann in Färbereien, Druckereien u. s. w., auch in unzähligen Ausführungen an Abfallröhren*).

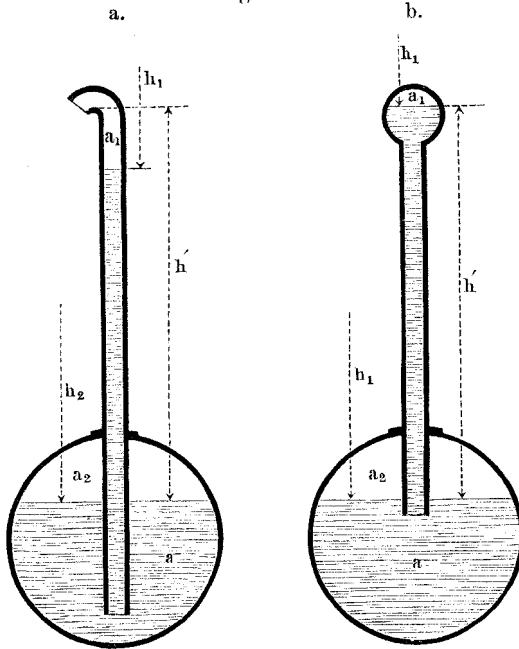
2. *Beispiel.* Fig. 1176 b.
Dieselbe Vorrichtung dient auch als

Barometer, Manometer, Vakuumeter zum Messen des Druckunterschiedes $h_2 - h_1$ bis zum Werthe $2s$; das Ventil hat eine, dem Drucke $h_2 - h_1$ sich selbstthätig anpassende Belastung. Ausführungsformen zahlreich, von der größten bis zur allerfeinsten an physikalischen Instrumenten.

*) Nach der bedeutenden physiologischen Entdeckung von Dr. Colyer s. Lancet 1887) bildet der flüssige Inhalt des Duodenum als Dükerventil einen höchst wichtigen Abschluss zwischen dem Magen und dem daran anschliessenden Eingeweide bei Säugethieren und Vögeln.

3. Beispiel. Fig. 1177 a offenes Standrohr an Kochkesseln, auch gewissen Dampfkesseln. In der vorliegenden Form ist die Vorrichtung ein

Fig. 1177.



Düker, an welchem das untere Gefäss den aufsteigenden Schenkel rings umgibt. Das flüssige Ventil sperrt a_2 gegen a_1 (die Atmosphäre) ab. Sobald in a_2 die Spannung so gross wird, dass $h_2 > h_1 + h'$, wird das flüssige Ventil aus dem Standrohr oben hinausgeschleudert, so dass es als Sicherheitsventil gegen die Uebertreibung der Spannung in a_2 dient. In dieser Anwendung war es eine gute Zeitlang an Schiffsdampfkesseln in praktischem Gebrauch*). Der Brindley'sche Speiser, s. Fig. 1000, diente bei den alten

Niederdruckkesseln der Wattischen Bauart ebenfalls als derartiges Sicherheitsventil**).

4. Beispiel. Fig. 1177 b geschlossenes Standrohr an Dampfkesseln. Das anfänglich dampferfüllte Rohr füllt sich allmählich mit Wasser, weil zuerst der Dampf in dem kühlen Obertheil des Rohres sich niederschlägt, dann das aufsteigende Wasser sich daselbst abkühlt und dadurch die Dampfzuführung gänzlich in sich aufnimmt (Anm. auf S. 1153). Sinkt darauf der untere Wasserspiegel der Flüssigkeit a bis an das untere Ende des Dükerrohres, so fällt das flüssige Ventil aus dem Rohr heraus und lässt wieder frischen Dampf a_2 in dasselbe eintreten. Angewandt beim Black'schen Warner und beim Schwartzkopf'schen Sicherheitsapparat.

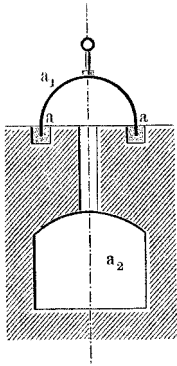
5. Beispiel. Beim Hochofen bildet das flüssige Eisen mit der darauf schwimmenden flüssigen Schlacke zusammen ein Dükerventil, welches das

*) An den sogenannten „Inexplosibles“ von Gäche aîné in Nantes.

***) Natürliche Standrohre mit periodisch eintretender ähnlicher Wirkung sind die Geiser.

Austreten der Gebläseluft a_2 verhindert. Im Bessemerofen dagegen wird die Luft a_2 so stark gespannt, dass sie das Eisen im Tümpel in Blasenform durchdringt, oder das Dükerventil blubbern macht, d. h. fortwährend hebt und wieder fallen lässt.

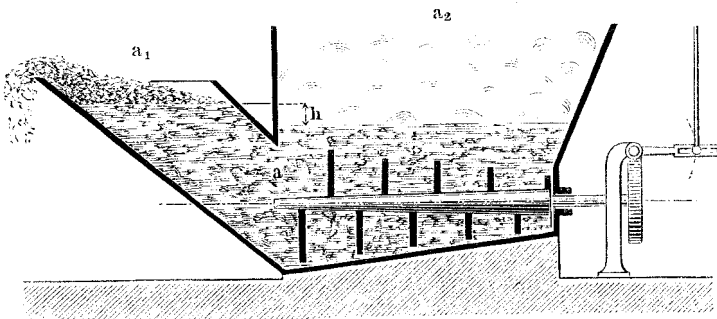
Fig. 1178.



6. Beispiel. Am Gasbehälter dient das Dükerventil in ringförmiger Gestalt als Abschlussventil, bezw. Kolbendichtung, vergl. Fig. 948 b, desgl. unter Anwendung von Sand für das Druckorgan a , Fig. 1178, u. a. am Hoffmann-Licht'schen Ringofen, wo a_1 Luft, a_2 Rauch ist und das glockenförmige Dükergehäuse ein Ventil genannt wird.

7. Beispiel. In Wilson's Wassergasofen*), Fig. 1179, dient ein Gemisch aus Wasser und Schlackengrus als Dükerventil. Der Schlackengrus wird als Druckorgan durch eine Transportschraube langsam den Düker hinaufgedrängt und ausgestürzt; a_1 Atmosphäre, a_2 Gasschicht, welche durch ein Dampfgebläse in Spannung erhalten wird.

Fig. 1179.



8. Beispiel. Zwei verbundene Düker bilden den Heronsbrunnen Fig. 1180 (a. f. S), wo a_1 und a_3 gewöhnliche atmosphärische Luft, a_2 gepresste Luft, a Wasser (manchmal „kölnisches“). Es findet so lange Aufsteigen von Wasser nach a_3 hin, d. h. Austreiben des Dükerventiles daselbst statt, bis $h_2 = h'_2$.

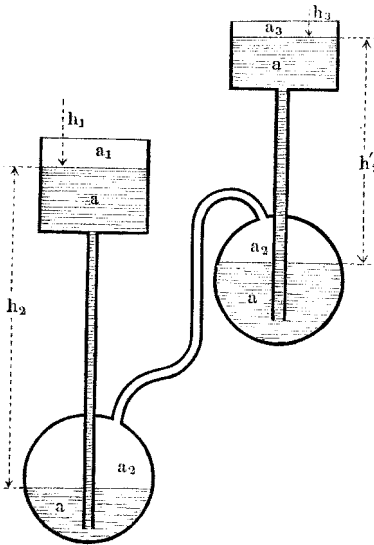
9. Beispiel. Der Heronsbrunnen hat praktische Anwendung gefunden in dem Wasserabzug von Morrison, Ingram & Cie, den Fig. 1181 (u. S. 1159) darstellt**). Derselbe wirkt mittelst flüssiger Ventile periodisch wie folgt. Durch den Einlauf E fließt Strassenwasser in den Fangkasten F und füllt diesen allmählich an, s. Fig. a. Vermöge der in denselben fest

*) Siehe A. Wilson, On the Generation of heating gas etc., Journal of the Soc. of Chemical Industries, Manchester, November 1883.

***) S. Revue industrielle 1888, Juni, S. 226.

eingesetzten Glocke *D* nebst Innenrohr *C* ist ein Düker gebildet, dessen unterer Schenkel der Raum zwischen *C* und *D* ist. Sobald der aufsteigende Flüssigkeitsspiegel den oberen Rand von *C* überschreitet, beginnt Abfluss nach *C* hinein und füllt den durch das Becken *B* am Fusse von *C* gebildeten zweiten

Fig. 1180.



Düker, der nun zunächst Wasserabschluss zwischen a_3 und a_2 herbeiführt, s. Fig. b. Von da ab bilden die beiden verbundenen Düker einen Heronsbrunnen, der bei fortgesetztem Zufluss von *E* her Flüssigkeit nach *A* hin entsendet. Inzwischen wird durch ferneres Aufsteigen des Spiegels in *F* die Luft in a_2 mehr und mehr zusammengedrückt, bis endlich die Drucksäule h grösser wird als die Schenkelhöhe s des unteren Dükers und nun das untere flüssige Ventil nach a_3 hin auswirft. Damit aber wird der gepressten Luft nach *A* hin Entweichung gestattet und der äussere Düker entlastet, der nun sofort *C*, *B* und *A* füllt und damit das

Ganze zu einem Heber von grosser Druckhöhe umwandelt, der alsdann mit grosser Schnelligkeit abläuft und den Inhalt von *F* nach unten befördert. Durch Einstellen des Zuflusses beim Einlauf kann man die Periode auf ein gewünschtes Zeitmaass bringen.

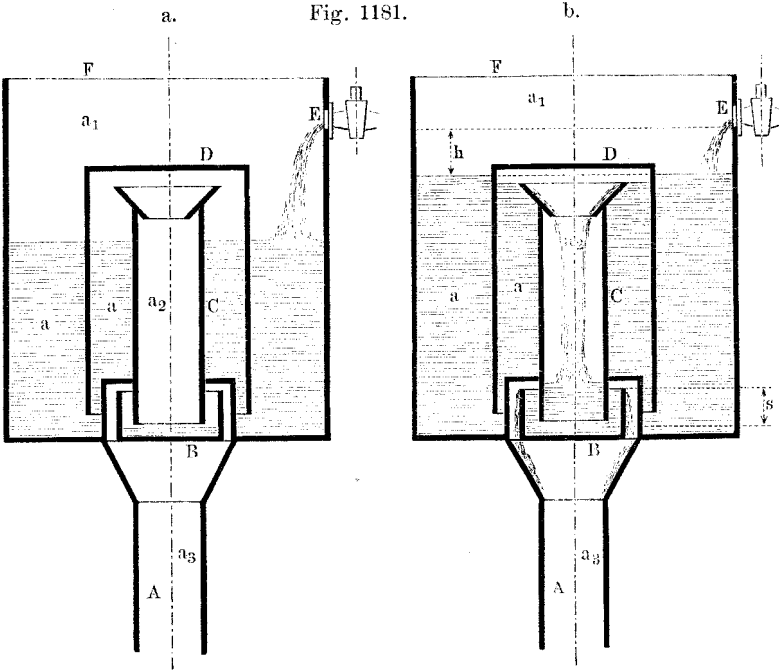
10. Beispiel. Richard's Manometer, Fig. 1182, ist aus Dükern und Hebern zusammengesetzt. a Quecksilber, a_1 Dampf, a_2 Wasser, a_3 atmosphärische Luft.

11. Beispiel. Aufeinanderfolgende flüssige Ventile in einer und derselben Leitung, bald Heber, bald Düker, sind auch die Wasserblöcke in der Spiralpumpe und der Cagniardelle, Fig. 966 a und b.

12. Beispiel. Die Langen'sche (von einem Wassersäulenmaschinen getriebene) Vorrichtung zum Entleeren der Glühöfen für Knochenkohle ist ein Schaltwerk, in welchem körneriges Druckorgan Ventil bildet. Die aus dem Glühofen unten herausragenden Röhren *d*, Fig. 1183 (a. S. 1160), in welchen sich die grusförmige, ausgeglühte Knochenkohle befindet, sind unten offen, werden aber zum Theil durch die, sich unter den Rohrmündungen hin- und herschiebende Platte *c* geschlossen gehalten. Das körnerige Druckorgan *a* rieselt beim Rückschreiten der abgetreppten Platte *c* auf diese herab, und wird beim darauffolgenden Vorschreiten, siehe unter *a*, in einer Schicht von der Höhe der Abtreppung ausgetragen und rieselt alsdann, wenn die Platte wieder zurückschreitet, siehe unter *b*, über den Plattenrand herab.

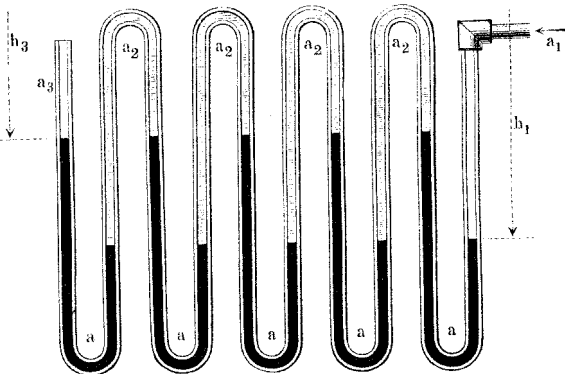
Die Druckorganschicht bildet bei b_1 ein Saugventil, bei b_2 ein Steigventil, die Platte c einen einfach wirkenden Kolben, das Ganze eine Pumpe.

Fig. 1181.



Statt) man die Platte c nur mit einer Mittelrippe aus, wie unter c , so bildet diese Rippe links wie rechts eine Abtreppung und die Platte c demzufolge einen doppelt wirkenden Kolben.

Fig. 1182.



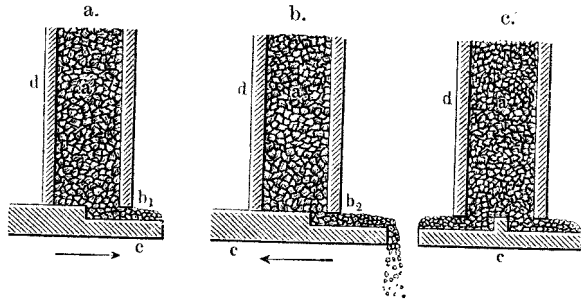
Wir sehen hier das flüssige Ventil in seiner allgemeineren Geltung, nämlich als Druckorganventil, in einer Pumpe verwendet.

Die flüssigen Ventile sind so gut, unter

Umständen sogar noch weit besser bezüglich des Verschlusses, als starre Ventile je sein können. Besonders bemerkenswerth

ist an ihnen, dass sie auf blosser Leitung beruhen, d. h. einzig und allein vermöge Leitung eines Druckorgans Sperrung bewir-

Fig. 1183.



ken. Sie stellen sich dadurch den anderen Ventilen ähnlich gegenüber, wie die Strahlpumpen den anderartigen Pumpen (vergl. S. 894).

§. 378.

Unthätige Ventile.

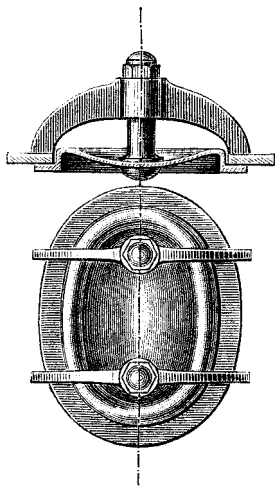
Wir haben die Ventile als Gesperre für Druckorgane behandelt, nämlich als Vorrichtungen, welche dazu dienen sollen, Druckorgane zeitweise an Fortbewegung zu verhindern (§. 365). Fasst man dieses „zeitweise“ recht allgemein auf, so hat man auch gewisse lösbare Gefässverschlüsse, wenn sie im übrigen wie Ventile schliessen und gebaut sind, als Ventile anzusehen. Sie unterscheiden sich aber dadurch von den übrigen Ventilen, dass sie während der Thätigkeit der Maschine nur abschliessend wirken, nicht beweglich thätig werden. Wir können sie deshalb unthätige Ventile nennen.

Unthätige Hebungsventile, und zwar runde Planventile, sind unter anderm die Dampfzylinderdeckel. Diese Ventile erfahren Hebungsdruk von der Unterseite her und müssen dem entsprechend auf ihrem Sitz festgehalten werden. Dies erfordert gewöhnlich eine beträchtliche Kraft, welche durch die Deckelschrauben auszuüben ist (vergl. das Beispiel auf S. 1004). Die Schieberkastendeckel sind meist rechteckige, unthätige Planventile; die Ventilkastenthür in Fig. 1128 ist eine unthätige Klappe; auch sie wird durch Schrauben auf ihrem Sitz festgehalten.

Man vergleiche auch die Kesselofenthür, Fig. 763, S. 664. Je häufiger ein unthätiges Ventil geöffnet zu werden bestimmt ist, um so mehr nähert man es in seiner Bauart auch den thätigen Ventilen; man sucht Dichtungsmittel zu umgehen, die Lösung möglichst leicht zu machen. Deutlich erkennt man beides an den Ventilkastendeckeln in Fig. 1131, welche auf ihre Sitze aufgeschliffen sind und durch einen leicht abwerfbaren Schraubbügel niedergehalten werden. Zahllos zu nennen sind die Ausführungen derjenigen unthätigen Ventile, welche in der neueren Zeit als leicht lösbare Flaschenverschlüsse eingeführt worden sind; sie haben den alten Verschluss mittelst des Korkstöpsels, der ein unthätiges Kolbenventil vorstellt, das oft bloss durch Reibung festgehalten wird, an vielen Stellen mit grossem Vortheil ersetzt. Auch flüssige unthätige Ventile sind als Flaschenverschlüsse noch hie und da im Gebrauch, z. B. in Italien und Griechenland.

In allen den angeführten Fällen muss die Kraft zum Niederhalten des unthätigen Ventils mindestens etwas grösser als der hebende Unterdruck derselben sein.

Fig. 1184.



Als ein unthätiges Hebungsv ventil, bei welchem dies umgangen ist, haben wir den gewöhnlichen Mannlochverschluss, Fig. 1184, anzusehen; hier ist der Oberdruck als Schliessungsdruck benutzt. Auch gewisse Probirventile an Dampfkesseln werden mittelst Oberdruckes geschlossen gehalten, desgleichen der unter den Namen Siphon ungemein verbreitete Verschluss von Flaschen für kohlen saure Wässer; ja es gibt Flaschenverschlüsse, bei welchen ein loses Kugelventil im Inneren des Gefässes den Abschluss zu bewirken hat. — Unthätige Gleitungsventile können ebenfalls als Verschlüsse dienen, werden aber wohl deshalb wenig

benutzt, weil ihr dichter Verschluss doch kaum anders zu erfolgen hat, als bei den Hebungsventilen, die den Vorzug gewähren, dass man sie gut von der Schliessfläche entfernen kann. Es zeigt sich aber auch hier wieder, wie weit und tief die Gesperrwerke auch auf dem Gebiet der Druckorgane in Wesen und Bau der Maschine eindringen und daselbst nothwendig sind.

§. 379.

Unthätige Maschinenelemente im allgemeinen.

Es ist nicht ein besonderer Vorzug der Ventile, häufig unthätig angewandt zu sein; vielmehr kommt diese Verwendungsort bei fast allen Maschinenelementen vor. Hier, wo wir am Schlusse des Buches stehen, scheint es angezeigt, darauf aufmerksam zu machen. In den vier ersten Kapiteln des dritten Abschnittes sind Elemente behandelt, welche ganz vorwiegend als unthätige benutzt werden.

Die Nieten unterscheidet sich in ihrer Hauptform nicht von einem cylindrischen Zapfen mit Anläufen; sie wird auf zweierlei Weise unthätig gemacht, d. h. ihrer Eigenschaft als Zapfens beraubt. Erstens durch äusserst festes Anlegen an ihre Umhüllung, zweitens dadurch, dass mindestens zwei Nieten nebeneinander gesetzt werden. Wo nicht eine zweite Niete, oder irgend ein anderes Hinderniss die gelenkartige Wirkung einer Niete verhütet, tritt trotz anfänglichem festen Einklemmen leicht eine Beweglichkeit wie zwischen Zapfen und Lager ein.

Die Zwängungen bilden ihrer Form nach ebenfalls in der Regel Zapfen und Lager. Man zwingt aber den Hohlkörper bei ihnen so fest auf den Vollkörper, dass, gegenüber den geringen vorhandenen, auf Drehung wirkenden Kräften, die Beweglichkeit ausgeschlossen ist.

Die Keilungen werden mit besonderem Vorzug unthätig verwendet. In der That haben wir nur ein einzigesmal, bei den Figuren 618 und 619, einen thätigen Keilanschub behandelt, überdies noch in der Form, dass es sich um besondere Fälle der Schraubenräder handelte.

Die Schrauben, namentlich in den Verschraubungen aller Art, dienen zum überwiegend grössten Theil als unthätige Elemente, und zwar in so zahlreichen Anwendungen, wie kein anderes Maschinenelement. Nur in §. 86 haben wir einen Blick auf die Schraube als thätiges Maschinenelement geworfen.

Die Zapfen sind sehr häufig als unthätige Elemente in Anwendung, so in den Verbindungen Fig. 254, 255, 256, 259, 260, 261. Dann aber haben wir S. 239 die „ruhenden“ Zapfen von den beweglichen unterschieden; es waren eben die unthätigen, die wir damit aussonderten.

Die Rollenlager für Brückenträger, S. 510, sind wesentlich als unthätige Elemente anzusehen.

Kurbelgetriebe sind bei den im vorigen Paragraph erwähnten Flaschenverschlüssen und verwandten Einrichtungen in zahllosen Fällen als unthätig in Anwendung.

Selten kommen Zahnräder unthätig vor, sehr häufig aber wieder die Gesperrwerke. Die Längskeilverbindungen zum Befestigen einer Nabe auf einer Achse sind fast ausnahmslos unthätige und „ruhende“ Gesperre, wie ein Vergleich zwischen Fig. 191 und 654 einleuchtend macht. Sodann finden die Gesperre eine überaus mannigfaltige Verwendung als unthätige Mechanismen in den Sicherungen für Verschraubungen, Keilungen u. dergl. Man betrachte nur darauf hin die Figuren 240 bis 246, sodann 249 bis 251. In den Kupplungen, Fig. 426 bis 432 haben wir ruhende Gesperre, unthätig verwendet, vor uns (vergl. übrigens auch S. 614 unten).

Bei den Zugorganen ist die Unterscheidung zwischen Unthätigem und Thätigem althergebracht, indem man mit richtigem Verständniss „stehendes“ und „laufendes“ Tauwerk unterschied; bei den Seilbahnen (S. 707) haben wir die Unterscheidung beim „Standseil“ und „Laufseil“ wieder deutlich vor uns gehabt.

Auch bei den Druckorganen habe ich in §. 309 auf die Möglichkeit der Ausscheidung unthätiger Druckorgane hingewiesen, die aber dort unwichtig ist. Dagegen sind die Elemente zum Leiten der Druckorgane, die Röhren in ungezählten Fällen unthätig verwendet.

Die in Rede stehende Unterscheidung ist keineswegs theoretischer, sondern rein praktischer Natur. Immerhin empfiehlt es sich aber, sich dieselbe gegenwärtig zu halten, um das grosse Gebiet der Maschinenelemente besser übersehen zu können. Jedes Mittel hierzu muss willkommen sein. Die Unterscheidung hat übrigens auch dahin geführt, die vorzugsweise als unthätig benutzten Elemente zu Anfang gleich nach einander zu behandeln. Aus ihrer Eigenschaft der Unthätigkeit folgt endlich noch, dass sie diejenigen Elemente sind, welche für feste Bauwerke so zahlreiche Verwendungen finden und deshalb gleichsam ein Bindeglied abgeben zwischen den Studiengebieten des Bau- und des Maschinen - Ingenieurs.

VIERTER ABSCHNITT.
MATHEMATISCHE TAFELN.

§. 380.

Kurven-, Flächen- und Körpertafeln.

Die folgenden Tafeln enthalten in übersichtlicher Zusammenstellung die für den Maschinenbauer wichtigsten geometrischen und mechanischen Eigenschaften einer Reihe von gebräuchlichen Kurven, der von ihnen begrenzten Flächen und einfachen Körper. Die den Figuren beigeschriebenen Bezeichnungen erklären die Buchstaben der Formeln. Zu bemerken möchte indessen folgendes sein.

Bei der Streckung (Rektifikation) der Kurven ist s die Länge des Kurvenstückes vom Anfang bis zum Punkte xy , beziehentlich φ , S die ganze Länge der Kurve.

Bei den Trägheitsmomenten wurde die Massendichtigkeit = 1 gesetzt, um nutzlose Häufung der Buchstaben zu vermeiden. Um eine grössere Uebersichtlichkeit der Sätze aus der so wichtigen Trägheitsmomentenlehre zu ermöglichen, wurden einige vereinfachende Anschauungen durchgeführt. Die angegebenen Trägheitsmomente der Flächen zerfallen in äquatoriale und polare, jenachdem die Momenten-Achse gelegen ist. Diese heisst nämlich eine äquatoriale Achse, wenn sie in der Ebene der Fläche gelegen ist, und eine polare, wenn sie zu derselben senkrecht steht. Jede äquatoriale Achse, welche durch den Schwerpunkt der Fläche geht, heisst insbesondere eine Aequatorachse, während die durch den Schwerpunkt gehende polare Achse insbesondere Polachse heisst. Eine Fläche hat nur eine Polachse, dagegen unendlich viele Aequatorachsen. Entsprechend ihren Achsen sind nun die Trägheitsmomente in äquatoriale und polare getheilt.

Man findet das Trägheitsmoment J_p einer Fläche zu irgend einer polaren Achse durch Addition der beiden äquatorialen Trägheitsmomente J_{q1} und J_{q2} , deren Achsen sich in der polaren Achse rechtwinklig schneiden:

$$J_p = J_{q1} + J_{q2} \dots \dots \dots (416)$$

Ferner findet sich das Trägheitsmoment J' einer Fläche zu irgend einer Achse, welche vom Schwerpunkt S der Fläche um a absteht, aus dem Trägheitsmoment J zu der parallelen durch S gehenden Achse mittelst des Ausdruckes:

$$J' = J + a^2 F \dots \dots \dots (417)$$

wenn F noch den Inhalt der Fläche bezeichnet. Dieser Satz gilt auch für Körper, wenn man statt F die Masse des Körpers einführt.

Bei den Körpern wurde eine der vorstehenden ganz entsprechende Eintheilung eingehalten. In jedem der behandelten Körpergebilde ist eine der Hauptachsen, welche durch die Schwerpunkte aller zu ihr normalen Querschnitte geht, als Polachse, und der darauf rechtwinklige Schnitt durch den Schwerpunkt als Aequatorschnitt aufgefasst, wonach sich die äquatorialen und polaren Trägheitsmomente wieder je nach der Lage ihrer Achsen zum Aequatorschnitt unterscheiden. In allen hier angegebenen Beispielen für die Körper sind die Achsen stets wirkliche Aequator- und Polachsen.

Für ein gerades Prisma mit beliebiger Grundfläche, deren polares Trägheitsmoment i_p und dessen halbe Höhe $= l$ ist, ist das polare Trägheitsmoment:

$$J_p = 2 l i_p \dots \dots \dots (418)$$

und das Trägheitsmoment zu einer Aequatorachse:

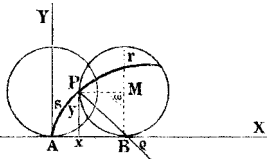
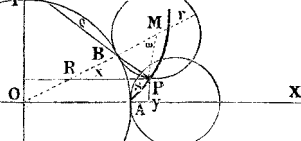
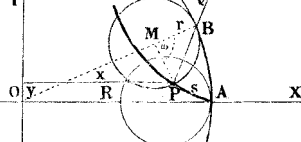
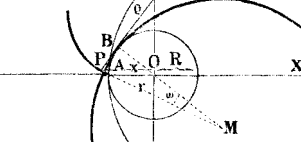
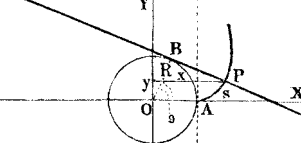
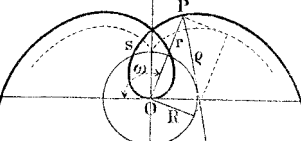
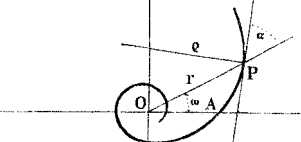
$$J_q = \frac{2}{3} f l^3 + 2 l i_q \dots \dots \dots (419)$$

wenn noch f den Flächeninhalt des Querschnittes, und i_q dessen äquatoriales Trägheitsmoment zu derselben Achse bezeichnet, für welche J_q gilt.

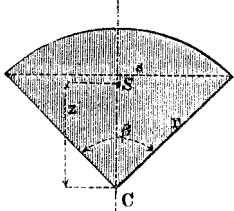
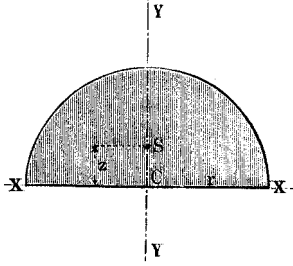
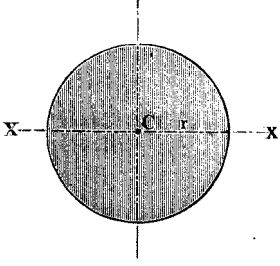
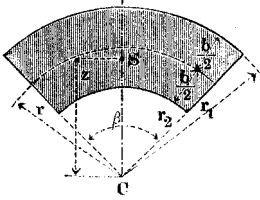
Die Schwerpunkte und Trägheitsmomente zu Flächen von unregelmässigen Formen lassen sich mit Hülfe der Graphostatik in vielen Fällen bequem und recht genau (numerisch) finden. Das Verfahren ist aus den im zweiten Abschnitt behandelten Aufgaben ableitbar, und besteht in einer wiederholten Anwendung des Kräfte- und Seilpolygones.

Nro.	Kurve	Parallelgleichung	Verschiedene Eigenschaften
I. Kreis.		<p>Allgemein (aus O): $(x-a)^2 + (y-b)^2 = r^2$ Scheitelgleichung (aus S): $y^2 = 2rx - x^2$. Mittelpunktsgleichung (aus M): $x^2 + y^2 = r^2$.</p>	<p>Annähernd, wenn $\frac{x}{y}$ klein: $\frac{r}{y} = \frac{y}{2x}$.</p>
II. Parabel.		<p>Scheitelgleichung (aus S): $y^2 = 2px$.</p>	<p>Halbparameter = p $AS = SF = \frac{p}{2}$. LL Leitlinie. F Brennpunkt.</p>
III. Ellipse.		<p>Mittelpunktsgleichung (aus M): $y^2 a^2 + x^2 b^2 = a^2 b^2$. Scheitelgleichung (aus S): $y^2 = \left(\frac{b}{a}\right)^2 (2ax - x^2)$ $y^2 = 2px - \frac{p}{a} x^2$.</p>	<p>Excentricität: lineare = e $= \sqrt{a^2 - b^2}$ numerische $\varepsilon = \frac{e}{a}$ Halbparameter: $p = a(1 - \varepsilon^2) = \frac{b^2}{a}$</p>
IV. Hyperbel.		<p>Mittelpunktsgleichung (aus O): $-y^2 a^2 + x^2 b^2 = a^2 b^2$.</p>	<p>Excentricität: lineare = $OF = e$ $= \sqrt{a^2 + b^2}$ numerische $\varepsilon = \frac{e}{a}$ Achse $b = a\sqrt{\varepsilon^2 - 1}$ Halbparameter: $p = a(\varepsilon^2 - 1) = \frac{b^2}{a}$</p>
V. Kettenlinie.		<p>Aus O: $y = \frac{c}{2} \left(e^{\frac{x}{c}} + e^{-\frac{x}{c}} \right)$</p>	<p>$\operatorname{tg} \varphi = \frac{l}{c} \sqrt{\frac{h^2 + 2hc}{c^2}}$ LL Leitlinie.</p>

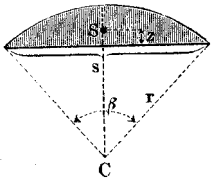
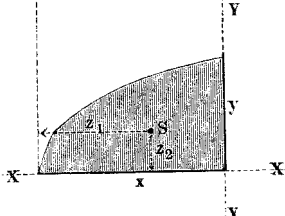
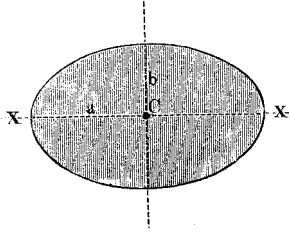
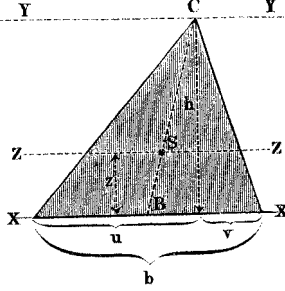
Polargleichung	Krümmungshalbmesser	Streckung (Rektifikation)
Allgemein (aus O): $\varrho^2 + f^2 - 2\varrho f \cos \varphi = r^2$. Aus dem Scheitel S : $\varrho = 2r \cos \varphi$.	$\varrho = r$.	$s = r \varphi$ $S = 2r\pi$.
Aus F : $r = \frac{p}{2} + x$ $r = \frac{p}{2 \sin^2 \frac{\varphi}{2}}$	$\varrho = p \sqrt{\left(1 + \frac{2x}{p}\right)^3}$	$s = \frac{p}{2} \left[\sqrt{\frac{2x}{p} \left(1 + \frac{2x}{p}\right)} + \log \operatorname{nat} \left(\sqrt{\frac{2x}{p} + \sqrt{1 + \frac{2x}{p}}} \right) \right]$ Annähernd bei kleinem $\frac{x}{p}$: $s = y \left[1 + \frac{2}{3} \left(\frac{x}{y}\right)^2 - \frac{2}{5} \left(\frac{x}{y}\right)^4 \right]$
Aus F' : $r = p + \varepsilon x = \frac{a^2 - e^2}{a - e \cos \varphi}$ $= \frac{p}{1 - \varepsilon \cos \varphi}$ Fahrstrahlen: $r = a + \varepsilon x, r' = a - \varepsilon x$.	$\varrho = \frac{(rr_1)^{3/2}}{ab}$. Für S ist: $\varrho = \frac{b^2}{a}$, für A : $\varrho = \frac{a^2}{b}$.	$S = \pi(a+b) \left(1 + \frac{n^2}{4} + \frac{n^4}{64} + \frac{n^6}{256} + \dots \right)$ wobei $n = \frac{a-b}{a+b}$
Aus F' : $r = p + \varepsilon x = \frac{e^2 - a^2}{a - e \cos \varphi}$ $= \frac{p}{1 - \varepsilon \cos \varphi}$ Fahrstrahlen: $r = \varepsilon x - a, r' = \varepsilon x + a$.	$\varrho = \frac{(a^4 y^2 + b^4 x^2)^{3/2}}{a^4 b^4}$	Sehr verwickelt.
—	$\varrho = \frac{y^2}{c}$	$s = \frac{c}{2} \left(e^{\frac{x}{c}} - e^{-\frac{x}{c}} \right)$ $= \sqrt{y^2 - c^2}, l = \sqrt{h^2 + 2hc}$

Nro.	Kurve	Gleichung
VI. Orthocykloide oder Radlinie.		$x = r \left(\omega - \frac{r'}{r} \sin \omega \right)$ $y = r \left(1 - \frac{r'}{r} \cos \omega \right)$
VII. Epicykloide od. Aufradlinie.		$x = (R + r) \cos \frac{r}{R} \omega - r' \cos \frac{R + r}{R} \omega$ $y = (R + r) \sin \frac{r}{R} \omega - r' \sin \frac{R + r}{R} \omega$
VIII. Hypo- cykloide oder Inradlinie.		$x = (R - r) \cos \frac{r}{R} \omega + r' \cos \frac{R - r}{R} \omega$ $y = (R - r) \sin \frac{r}{R} \omega - r' \sin \frac{R - r}{R} \omega$
IX. Pericykloide od. Umradlinie.		$x = (r - R) \cos \frac{r}{R} \omega - r' \cos \frac{r - R}{R} \omega$ $y = (r - R) \sin \frac{r}{R} \omega - r' \sin \frac{r - R}{R} \omega$
X. Kreis- evolvente oder Fadenlinie.		$x = R' \cos \vartheta + R \vartheta \sin \vartheta$ $y = R' \sin \vartheta - R \vartheta \cos \vartheta$
XI. Archimedi- sche Spirale.		$r = R \omega$
XII. Logarith- mische Spirale.		$r = a^\omega$

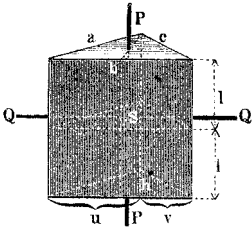
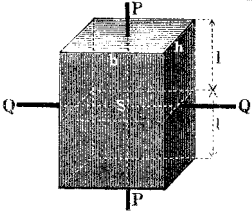
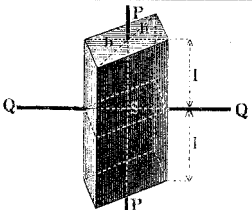
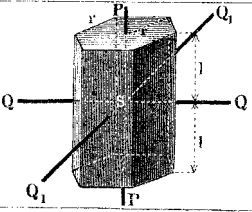
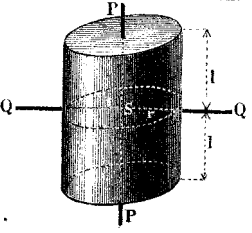
Streckung (Rektifikation)	Krümmungshalbmesser	Bemerkungen
$s = 4r \left(1 - \cos \frac{\omega}{2}\right)$ $S = 8r$	$\varrho = 4r \sin \frac{\omega}{2}$	<p>r' ist der Halbmesser zum beschreibenden Punkt. Wenn $r' = r$ ist, wie hier bei den Streckungs- und Krümmungsformeln angenommen ist, gelten die Gleichungen für die gemeine Orthocykloide, Epicykloide, Hypocykloide, Pericykloide. Aehnlich ist bei den Kreisevolventengleichungen R' die Entfernung des beschreibenden Punktes vom Mittelpunkt O des ruhenden Kreises bei $\vartheta = 0$; ist $R' = R$, so ist die Kurve die gemeine Kreisevolvente.</p>
$s = 4r \frac{R+r}{R} \left(1 - \cos \frac{\omega}{2}\right)$ $S = 8r \frac{R+r}{R}$	$\varrho = 4r \frac{R+r}{R+2r} \sin \frac{\omega}{2}$	<p>Länge der gemeinen Kardioiden</p>
$s = 4r \frac{R-r}{R} \left(1 - \cos \frac{\omega}{2}\right)$ $S = 8r \frac{R-r}{R}$	$\varrho = 4r \frac{R-r}{R-2r} \sin \frac{\omega}{2}$	<p>$S = 8.2R = 2.546 (2R\pi)$ oder angenähert $0,81\pi (2R\pi)$</p>
$s = 4r \frac{r-R}{R} \left(1 - \cos \frac{\omega}{2}\right)$ $S = 8r \frac{r-R}{R}$	$\varrho = 4r \frac{r-R}{2r-R} \sin \frac{\omega}{2}$	<p>s bei 1 Runde $\pi (2R\pi)$ s „ 2 Runden $4\pi (2R\pi)$ s „ 3 „ $9\pi (2R\pi)$ s „ n „ $n^2\pi (2R\pi)$</p>
$s = \frac{R\vartheta}{2} \vartheta$	$\varrho = R\vartheta$	<p>Die arch. Spirale ist die um R verlängerte Kreisevolvente.</p> <p>s bei 1 Runde $1,08\pi (2R\pi)$ s „ 2 Runden $4,09\pi (2R\pi)$ s „ „ „ $\sim n^2\pi (2R\pi)$</p>
$s = \frac{R}{2} [\omega \sqrt{1 + \omega^2} + \log \text{nat} (\omega + \sqrt{1 + \omega^2})]$	$\varrho = \frac{(r^2 + a^2)^{3/2}}{2(r^2 + 2a^2)}$ $\varrho = r \sqrt{1 + (\log \text{nat } a)^2}$ $= \frac{r}{\sin \alpha}$ <p>wobei $\cotg \alpha = \log \text{nat } a$</p>	<p>Bei der Logarithmischen Spirale schliesst die Tangente an einen Punkt P mit OP den Winkel α ein, wofür gilt: $\cotg \alpha = \log \text{nat } a$</p>

Nro.	Form	Flächeninhalt
XIII. Kreisausschnitt.		$F = r^2 \frac{\beta}{2}$
XIV. Halbkreis.		$F = \frac{r^2 \pi}{2}$
XV. Kreis.		$F = r^2 \pi$
XVI. Kreisringstück.		$F = (r_1^2 - r_2^2) \frac{\beta}{2}$ $= b r \beta$

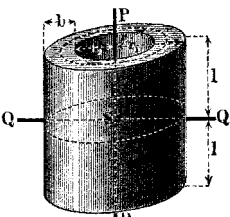
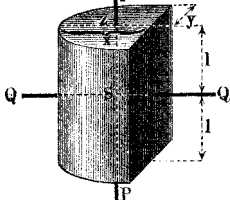
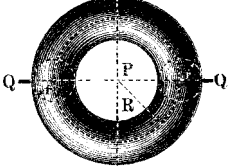
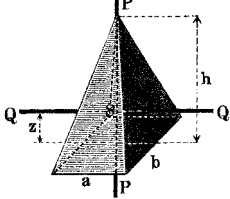
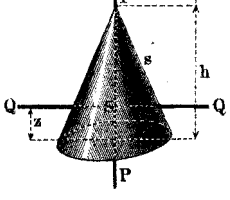
Schwerpunktlage	Trägheitsmomente
$z = \frac{4}{3} r \frac{\sin \frac{\beta}{2}}{\beta}$ $= \frac{8 r^2}{3 F}$	<p>Zur polaren Achse im Mittelpunkte C:</p> $J_c = \frac{\mu}{\beta} r^2 = \frac{r^4 \beta}{4}$ <p>Zur Polachse im Schwerpunkte S:</p> $J_s = \frac{\mu}{2} r^2 \left(1 - \frac{1 - \cos \beta}{\beta^2} \right) = \frac{r^4}{4} \left(\beta - \frac{1 - \cos \beta}{\beta} \right)$
$z = \frac{4}{3\pi} r$	<p>Zur polaren Achse C: $J_c = \frac{\mu}{2} r^2 = \frac{\pi}{4} r^4$</p> <p>Zur Polachse S: $J_s = \frac{\mu}{2} r^2 \left(1 - \frac{2}{\pi^2} \right) = 0,398 \mu r^2$</p> $= \frac{r^4}{4} \left(\pi - \frac{2}{\pi} \right) = 0,726 r^4$ <p>Zu den äquatorialen Achsen XX und YY:</p> $J_x = J_y = \frac{\mu r^2}{4} = \frac{\pi}{8} r^4$
$z = 0$	<p>Zur Polachse C: $J_c = \frac{\mu}{2} r^2 = \frac{\pi}{2} r^4$</p> <p>Zur Äquatorachse XX: $J_x = \frac{\mu}{4} r^2 = \frac{\pi}{4} r^4$</p>
$z = \frac{4}{3} \frac{\sin \frac{\beta}{2}}{\beta} \frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2}$ $= \frac{\sin \frac{\beta}{2}}{\beta} r \left(2 + \frac{1}{6} \frac{b^2}{r^2} \right)$	<p>Zur polaren Achse C:</p> $J_c = \frac{\mu}{2} (r_1^2 + r_2^2) = \mu \left(r^2 + \frac{b^2}{4} \right)$ $= \frac{\beta}{4} (r^4 - r_2^4) = \frac{\beta}{4} (4 b r^3 + r b^3)$

Nro.	Form	Flächeninhalt
XVII. Kreisabschnitt.		$F = \frac{r^2}{2} (\beta - \sin \beta)$
XVIII. Parabel.		$F = \frac{2}{3} x y$
XIX. Ellipse.		$F = a b \pi$
XX. Dreieck.		$F = \frac{b h}{2}$

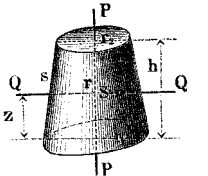
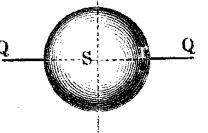
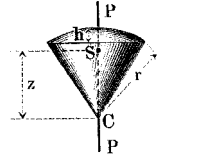
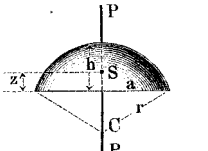
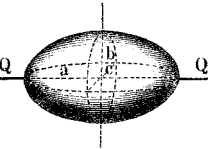
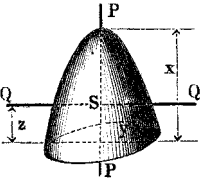
Schwerpunktlage	Trägheitsmomente
$z = \frac{s^3}{12 F}$ $= \frac{4}{3} r \frac{\sin^3 \frac{\beta}{2}}{\beta - \sin \beta}$	<p style="text-align: center;">Zur polaren Achse C:</p> $J_c = \frac{r^4 \beta}{4} - \frac{1}{4} \left[s r^3 \cos^3 \beta + \frac{r s^3 \cos \beta}{12} \right]$ $= \frac{r^4}{4} \left[\beta - 2 \sin \beta \cos^3 \beta - \frac{2}{3} \cos \beta \sin^3 \beta \right]$
$z_1 = \frac{3}{5} x$ $z_2 = \frac{3}{8} y$	<p style="text-align: center;">Zu den äquatorialen Achsen XX und YY:</p> $J_x = \mu \frac{y^2}{5} = \frac{8}{15} x y^3$ $J_y = \frac{8}{35} \mu x^2 = \frac{32}{105} y x^3$
$z = 0$	<p style="text-align: center;">Zur Äquatorachse XX: $J_x = \frac{\pi}{4} a b^3$</p> <p style="text-align: center;">Zur Polachse C: $J_c = \frac{\mu}{4} (a^2 + b^2) = \frac{\pi}{4} b a^3 \left(1 + \frac{b^2}{a^2} \right)$</p>
$z = \frac{h}{3}$	$J_x = \mu \frac{h^2}{6} = \frac{b h^3}{12}$ $J_z = \mu \frac{h^2}{18} = \frac{b h^3}{36}$ $J_y = \mu \frac{h^2}{2} = \frac{b h^3}{4}$ $J_c = \frac{b h^3}{4} + \frac{h}{12} (u^3 + v^3)$ $J_b = \frac{b h^3}{12} + \frac{h}{4} (u^3 + v^3) - \frac{b h}{24} [8(u^2 + v^2) - 3b^2]$ $J_s = \frac{b h^3}{36} + \frac{h}{12} (u^3 + v^3) - \frac{b h}{18} [2(u^2 + v^2) - b^2]$

Nro.	Form	Oberfläche
XXI. Dreiseitiges Prisma.		<p>Umfläche: $F_1 = 2l(a + b + c)$ Eine Endfläche: $F_2 = \frac{bh}{2}$</p>
XXII. Rechteckiges Prisma.		<p>Umfläche: $F_1 = 4l(b + h)$ Eine Endfläche: $F_2 = bh$</p>
XXIII. Rhombisches Prisma.		<p>Umfläche: $F_1 = 8l \sqrt{h^2 + \frac{b^2}{4}}$ Eine Endfläche: $F_2 = bh$</p>
XXIV. Sechseitig. Prisma.		<p>Umfläche: $F_1 = 12lr$ Eine Endfläche: $F_2 = \frac{3}{2}r^2 \sqrt{3} = 2,598 r^2$</p>
XXV. Cylinder.		<p>Umfläche: $F_1 = 4lr\pi$ Eine Endfläche: $F_2 = r^2\pi$</p>

Inhalt	Trägheitsmomente
$V = b h l$	<p>Zur Aequatorachse $Q Q$:</p> $J_q = m \left[\frac{l^2}{3} + \frac{h^2}{18} \right] = \frac{b h l^3}{3} + \frac{b l h^3}{81}$ <p>Zur Polachse $P P$:</p> $J_p = m \left[\frac{b h^3}{18} + \frac{h}{6} (a^3 + c^3) - \frac{b h}{9} (2 [a^2 + c^2] - b^2) \right]$
$V = 2 b h l$	<p>Zur Aequatorachse $Q Q$: $J_q = m \left(\frac{l^2}{3} + \frac{h^2}{12} \right)$</p> <p>Zur Polachse $P P$: $J_p = \frac{m}{12} (h^2 + b^2)$</p>
$V = 2 b h l$	<p>Zur Aequatorachse $Q Q$: $J_q = m \left(\frac{l^2}{3} + \frac{h^2}{6} \right)$</p> <p>Zur Polachse $P P$: $J_p = m \left(\frac{h^2}{6} + \frac{b^2}{24} \right)$</p>
$V = 3 l r^2 \sqrt{3} = 5,196 l r^2$	<p>Zu den Aequatorachsen $Q Q$ und $Q_1 Q_1$:</p> $J_q = J = m \left(\frac{l^2}{3} + \frac{5}{24} r^2 \right)$ <p>Zur Polachse $P P$: $J_p = \frac{5}{12} m r^2$</p>
$V = 2 \pi l r^2$	<p>Zur Aequatorachse $Q Q$: $J_q = m \left(\frac{l^2}{3} + \frac{r^2}{4} \right)$</p> <p>Zur Polachse $P P$: $J_p = \frac{1}{2} m r^2$</p>

Nro.	Form	Oberfläche	Inhalt
XXVI. Hohlzylinder.		Umfläche: $F_1 = 4\pi l(r_1 + r_2) = 8\pi lr$ Eine Endfläche: $F_2 = \pi(r_1^2 - r_2^2) = 2\pi r b$	$V = 2\pi l(r_1^2 - r_2^2)$ $= 4\pi r b l$
XXVII. Parabolisches Prisma.		Eine Endfläche: $F_2 = \frac{4}{3}xy$	$V = \frac{8}{3}lxy$
XXVIII. Globodring.		$F = 4\pi^2 R r$	$V = 2\pi^2 R r^2$
XXIX. Rechteckige Pyramide.		Umfläche: $F_1 = a\sqrt{h^2 + \frac{b^2}{4}}$ $+ b\sqrt{h^2 + \frac{a^2}{4}}$ Endfläche: $F_2 = ab$	$V = F_2 \frac{h}{3} = \frac{abh}{3}$
XXX. Normalkegel.		Umfläche: $F_1 = r\pi\sqrt{h^2 + r^2} = sr\pi$ Endfläche: $F_2 = r^2\pi$	$V = \frac{\pi r^2 h}{3}$

Schwerpunktlage	Trägheitsmomente
Mitte der Figur	<p>Zur Aequatorachse QQ:</p> $J_q = m \left[\frac{l^2}{3} + \frac{r_1^2 + r_2^2}{4} \right] = m \left[\frac{l^2}{3} + \frac{r^2}{2} + \frac{b^2}{8} \right]$ <p>Zur Polachse PP:</p> $J_p = \frac{m}{2} [r_1^2 + r_2^2] = m \left[r^2 + \frac{b^2}{4} \right]$
$z = \frac{3}{5} x$	<p>Zur Aequatorachse QQ: $J_q = m \left[\frac{l^2}{3} + \frac{8}{35} x^2 \right]$</p> <p>Zur Polachse PP: $J_p = m \left[\frac{y^2}{5} + \frac{8}{35} x^2 \right]$</p>
Mitte der Figur	<p>Zur Aequatorachse QQ: $J_q = m \left[\frac{R^2}{2} + \frac{5}{8} r^2 \right]$</p> <p>Zur Polachse PP: $J_p = m \left[R^2 + \frac{3}{4} r^2 \right]$</p>
$z = \frac{h}{4}$	<p>Zur Aequatorachse QQ: $J_q = m \left[\frac{3}{80} h^2 + \frac{b^2}{20} \right]$</p> <p>Zur Polachse PP: $J_p = \frac{m}{20} [a^2 + b^2]$</p>
<p>Für den Mantel allein ist:</p> $z = \frac{h}{4}$ $z' = \frac{h}{3}$	<p>Zur Aequatorachse QQ: $J_q = \frac{3}{20} m \left[r^2 + \frac{h^2}{4} \right]$</p> <p>Zur Polachse PP: $J_p = \frac{3}{10} m r^2$</p>

Nro.	Form	Oberfläche	Inhalt
XXXI. Kegeltumpf.		Umfläche: $F_1 = \pi(r_1 + r_2) \sqrt{h^2 - (r_1 - r_2)^2}$ $= 2\pi r s$ Endflächen: $F_2' = r_1^2 \pi$, $F_2'' = r_2^2 \pi$	$V = \frac{\pi}{3} h [r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2]$
XXXII. Kugel.		$F = 4r^2 \pi$	$V = \frac{4\pi}{3} r^3$
XXXIII. Kugelausschnitt.		Kegelmantel: $F_1 = a \pi r$ $= \pi r \sqrt{2rh - h^2}$	$V = \frac{2}{3} \pi r^2 h$
XXXIV. Kugelabschnitt.		Umfläche: $F_1 = 2\pi r h = \pi(a^2 + h^2)$ Endfläche: $F_2 = a^2 \pi$, $r = \frac{a^2 + h^2}{2h}$	$V = \pi h^2 \left(r - \frac{h}{3}\right)$ $= \frac{\pi}{6} h (3a^2 + h^2)$
XXXV. Ellipsoid.		—	$V = \frac{4}{3} \pi a b c$
XXXVI. Drehungsparaboloid.		Endfläche: $F_2 = y^2 \pi$	$V = \frac{\pi}{2} x y^2$

Schwerpunktlage	Trägheitsmomente
$z = \frac{h}{4} \left(\frac{r_1^2 + 2r_1 r_2 + 3r_2^2}{r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2} \right)$	<p>Zur Polachse PP:</p> $J_p = \frac{3}{10} m \frac{r_1^5 - r_2^5}{r_1^3 - r_2^3}$
Mitte der Figur	<p>Zur Aequatorachse QQ:</p> $J = \frac{2}{5} m r^2$
$z = \frac{3}{4} \left(r - \frac{h}{2} \right)$	<p>Zur Polachse PP:</p> $J_p = \frac{m}{5} (3 r h - h^2)$
$z = \frac{3}{4} \frac{(2r - h)^2}{3r - h}$ <p>Für den Mantel allein: $z' = \frac{h}{2}$</p>	<p>Zur Polachse PP:</p> $J_p = m \left[r^2 - \frac{3}{4} r h + \frac{3}{20} h^2 \right] \frac{2h}{3r - h}$
Mitte der Figur	<p>Zu der Aequatorachse QQ, welche mit a zusammenfällt:</p> $J_a = \frac{m}{5} (b^2 + c^2)$
$z = \frac{x}{3}$	<p>Zur Aequatorachse QQ:</p> $J_a = m \left(\frac{y^2}{6} + \frac{x^2}{18} \right)$ <p>Zur Polachse PP: $J_p = \frac{m}{3} y^2$</p>

§. 381.

Trigonometrische Tafel.

Die folgende Tafel enthält in der gebräuchlichen Form zusammengestellt die Sinusse, Cosinusse, Tangenten und Cotangenten der Winkel von 1 bis 90°, von 10 zu 10 Minuten fortschreitend; ausserdem sind, abweichend von der gebräuchlichen Weise, noch die Bogenlängen (für den Halbmesser 1) hinzugefügt. Zur Erleichterung für die Bestimmung der Bogenlängen grösserer Winkel sind auf dieser Seite unten noch mehrere oft gebrauchte Bogenlängen von ganz kleinen Winkeln und von solchen über 90° angegeben.

Winkel		arcus	sinus	cosinus	tang	cotang	arcus	Winkel	
Gr.	Min.							Gr.	Min.
0	0	0,0000	0,0000	1,0000	0,0000	∞	1,5708	90	0
	10	0,0029	0,0029	1,0000	0,0029	343,77	1,5679		50
	20	0,0058	0,0058	1,0000	0,0058	171,89	1,5650		40
	30	0,0087	0,0087	1,0000	0,0087	114,59	1,5621		30
	40	0,0116	0,0116	0,9999	0,0116	85,940	1,5592		20
	50	0,0145	0,0145	0,9999	0,0145	68,750	1,5563		10
1	0	0,0175	0,0175	0,9998	0,0175	57,290	1,5533	89	0
	10	0,0204	0,0204	0,9998	0,0204	49,104	1,5504		50
	20	0,0233	0,0233	0,9997	0,0233	42,964	1,5475		40
	30	0,0262	0,0262	0,9997	0,0262	38,188	1,5446		30
	40	0,0291	0,0291	0,9996	0,0291	34,363	1,5417		20
	50	0,0320	0,0320	0,9995	0,0320	31,242	1,5388		10
2	0	0,0349	0,0349	0,9994	0,0349	28,636	1,5359	88	0
	10	0,0378	0,0378	0,9993	0,0378	26,432	1,5330		50
	20	0,0407	0,0407	0,9992	0,0407	24,542	1,5301		40
	30	0,0436	0,0436	0,9990	0,0437	22,904	1,5271		30
	40	0,0465	0,0465	0,9989	0,0466	21,470	1,5243		20
	50	0,0495	0,0494	0,9988	0,0495	20,206	1,5213		10
3	0	0,0524	0,0523	0,9986	0,0524	19,081	1,5184	87	0
	10	0,0553	0,0552	0,9985	0,0553	18,075	1,5155		50
	20	0,0582	0,0581	0,9983	0,0582	17,169	1,5126		40
	30	0,0611	0,0610	0,9981	0,0612	16,350	1,5097		30
	40	0,0640	0,0640	0,9980	0,0641	15,605	1,5068		20
	50	0,0669	0,0669	0,9978	0,0670	14,924	1,5039		10
4	0	0,0698	0,0698	0,9976	0,0699	14,301	1,5010	86	0
	10	0,0727	0,0727	0,9974	0,0729	13,727	1,4981		50
	20	0,0756	0,0756	0,9971	0,0758	13,197	1,4951		40
	30	0,0785	0,0785	0,9969	0,0787	12,706	1,4923		30
	40	0,0814	0,0814	0,9967	0,0816	12,251	1,4893		20
	50	0,0844	0,0843	0,9964	0,0846	11,826	1,4864		10
Winkel		arcus	cosinus	sinus	cotang	tang	arcus	Winkel	
ang. = 0° 1'		0° 5'	135°	180°	225°	270°	315°	360°	
arc. = 0,0003		0,0015	2,3562	3,1416	3,9270	4,7124	5,4978	6,2832	

Winkel		arcus	sinus	cosinus	tang	cotang	arcus	Winkel	
Gr.	Min.							Gr.	Min.
5	0	0,0873	0,0872	0,9962	0,0875	11,430	1,4835	85	0
	10	0,0902	0,0901	0,9959	0,0904	11,059	1,4806		50
	20	0,0931	0,0929	0,9957	0,0934	10,712	1,4777		40
	30	0,0960	0,0958	0,9954	0,0963	10,385	1,4748		30
	40	0,0989	0,0987	0,9951	0,0992	10,078	1,4719		20
	50	0,1018	0,1016	0,9948	0,1022	9,7882	1,4690	10	
6	0	0,1047	0,1045	0,9945	0,1051	9,5144	1,4661	84	0
	10	0,1076	0,1074	0,9942	0,1080	9,2553	1,4632		50
	20	0,1105	0,1103	0,9939	0,1110	9,0098	1,4603		40
	30	0,1134	0,1132	0,9936	0,1139	8,7769	1,4573		30
	40	0,1164	0,1161	0,9932	0,1169	8,5555	1,4544		20
	50	0,1193	0,1190	0,9929	0,1198	8,3450	1,4515	10	
7	0	0,1222	0,1219	0,9925	0,1228	8,1443	1,4486	83	0
	10	0,1251	0,1248	0,9922	0,1257	7,9530	1,4457		50
	20	0,1280	0,1276	0,9918	0,1287	7,7704	1,4428		40
	30	0,1309	0,1305	0,9914	0,1317	7,5958	1,4399		30
	40	0,1358	0,1334	0,9911	0,1346	7,4287	1,4370		20
	50	0,1367	0,1363	0,9907	0,1376	7,2687	1,4341	10	
8	0	0,1396	0,1392	0,9903	0,1405	7,1154	1,4312	82	0
	10	0,1425	0,1421	0,9899	0,1435	6,9682	1,4283		50
	20	0,1454	0,1449	0,9894	0,1465	6,8269	1,4254		40
	30	0,1484	0,1478	0,9890	0,1495	6,6912	1,4224		30
	40	0,1526	0,1507	0,9886	0,1524	6,5606	1,4195		20
	50	0,1542	0,1536	0,9881	0,1554	6,4348	1,4166	10	
9	0	0,1571	0,1564	0,9877	0,1584	6,3138	1,4137	81	0
	10	0,1600	0,1593	0,9872	0,1614	6,1970	1,4108		50
	20	0,1629	0,1622	0,9868	0,1644	6,0844	1,4079		40
	30	0,1658	0,1650	0,9863	0,1673	5,9758	1,4050		30
	40	0,1687	0,1679	0,9858	0,1703	5,8708	1,4021		20
	50	0,1716	0,1708	0,9853	0,1733	5,7694	1,3992	10	
10	0	0,1745	0,1736	0,9848	0,1763	5,6713	1,3963	80	0
	10	0,1774	0,1765	0,9843	0,1793	5,5764	1,3934		50
	20	0,1804	0,1794	0,9838	0,1823	5,4845	1,3904		40
	30	0,1833	0,1822	0,9833	0,1853	5,3955	1,3875		30
	40	0,1862	0,1851	0,9827	0,1883	5,3093	1,3846		20
	50	0,1891	0,1880	0,9822	0,1914	5,2257	1,3817	10	
11	0	0,1920	0,1908	0,9816	0,1944	5,1446	1,3788	79	0
	10	0,1949	0,1937	0,9811	0,1974	5,0658	1,3759		50
	20	0,1978	0,1965	0,9805	0,2004	4,9894	1,3730		40
	30	0,2007	0,1994	0,9799	0,2035	4,9152	1,3701		30
	40	0,2036	0,2022	0,9793	0,2065	4,8430	1,3672		20
	50	0,2065	0,2051	0,9787	0,2095	4,7729	1,3643	10	
12	0	0,2094	0,2079	0,9781	0,2126	4,7046	1,3614	78	0
	10	0,2123	0,2108	0,9775	0,2156	4,6382	1,3584		50
	20	0,2153	0,2136	0,9769	0,2186	4,5736	1,3555		40
	30	0,2182	0,2164	0,9763	0,2217	4,5107	1,3526		30
	40	0,2211	0,2193	0,9757	0,2247	4,4494	1,3497		20
	50	0,2240	0,2221	0,9750	0,2278	4,3897	1,3468	10	
Winkel		arcus	cosinus	sinus	cotang.	tang.	arcus	Winkel	

Winkel		arcus	sinus	cosinus	tang	cotang	arcus	Winkel	
Gr.	Min.							Gr.	Min.
13	0	0,2269	0,2250	0,9744	0,2309	4,3315	1,3439	77	0
	10	0,2298	0,2278	0,9737	0,2339	4,2747	1,3410		50
	20	0,2327	0,2306	0,9730	0,2370	4,2193	1,3381		40
	30	0,2356	0,2334	0,9724	0,2401	4,1653	1,3352		30
	40	0,2385	0,2363	0,9717	0,2432	4,1126	1,3323		20
	50	0,2414	0,2391	0,9710	0,2462	4,0611	1,3294	10	
14	0	0,2443	0,2419	0,9703	0,2493	4,0108	1,3264	76	0
	10	0,2473	0,2447	0,9696	0,2524	3,9617	1,3235		50
	20	0,2502	0,2476	0,9689	0,2555	3,9136	1,3206		40
	30	0,2531	0,2504	0,9681	0,2586	3,8667	1,3177		30
	40	0,2560	0,2532	0,9674	0,2617	3,8208	1,3148		20
	50	0,2589	0,2560	0,9667	0,2648	3,7760	1,3119	10	
15	0	0,2618	0,2588	0,9659	0,2679	3,7321	1,3090	75	0
	10	0,2647	0,2616	0,9652	0,2711	3,6891	1,3061		50
	20	0,2667	0,2644	0,9644	0,2742	3,6470	1,3032		40
	30	0,2705	0,2672	0,9636	0,2773	3,6059	1,3003		30
	40	0,2734	0,2700	0,9628	0,2805	3,5656	1,2974		20
	50	0,2763	0,2728	0,9621	0,2836	3,5261	1,2945	10	
16	0	0,2793	0,2756	0,9613	0,2867	3,4874	1,2915	74	0
	10	0,2822	0,2784	0,9605	0,2899	3,4495	1,2886		50
	20	0,2851	0,2812	0,9596	0,2931	3,4124	1,2857		40
	30	0,2880	0,2840	0,9588	0,2962	3,3759	1,2828		30
	40	0,2909	0,2868	0,9580	0,2994	3,3402	1,2799		20
	50	0,2938	0,2896	0,9572	0,3026	3,3052	1,2770	10	
17	0	0,2967	0,2924	0,9563	0,3057	3,2709	1,2741	73	0
	10	0,2996	0,2952	0,9555	0,3089	3,2371	1,2712		50
	20	0,3025	0,2979	0,9546	0,3121	3,2041	1,2683		40
	30	0,3054	0,3007	0,9537	0,3153	3,1716	1,2654		30
	40	0,3083	0,3035	0,9528	0,3185	3,1397	1,2625		20
	50	0,3113	0,3062	0,9520	0,3217	3,1084	1,2595	10	
18	0	0,3142	0,3090	0,9511	0,3249	3,0777	1,2566	72	0
	10	0,3171	0,3118	0,9502	0,3281	3,0475	1,2537		50
	20	0,3200	0,3145	0,9492	0,3314	3,0178	1,2508		40
	30	0,3229	0,3173	0,9483	0,3346	2,9887	1,2479		30
	40	0,3258	0,3201	0,9474	0,3378	2,9600	1,2450		20
	50	0,3287	0,3228	0,9465	0,3411	2,9319	1,2421	10	
19	0	0,3316	0,3256	0,9455	0,3443	2,9042	1,2392	71	0
	10	0,3345	0,3283	0,9446	0,3476	2,8770	1,2363		50
	20	0,3374	0,3311	0,9436	0,3508	2,8502	1,2334		40
	30	0,3403	0,3338	0,9426	0,3541	2,8239	1,2305		30
	40	0,3432	0,3365	0,9417	0,3574	2,7980	1,2275		20
	50	0,3462	0,3393	0,9407	0,3607	2,7725	1,2246	10	
20	0	0,3491	0,3420	0,9397	0,3640	2,7475	1,2217	70	0
	10	0,3520	0,3448	0,9387	0,3673	2,7228	1,2188		50
	20	0,3549	0,3475	0,9377	0,3706	2,6985	1,2159		40
	30	0,3578	0,3502	0,9367	0,3739	2,6746	1,2130		30
	40	0,3607	0,3529	0,9356	0,3772	2,6511	1,2101		20
	50	0,3636	0,3557	0,9346	0,3805	2,6279	1,2072	10	
Winkel		arcus	cosinus	sinus	cotang	tang	arcus	Winkel	

Winkel		arcus	sinus	cosinus	tang	cotang	arcus	Winkel	
Gr.	Min.							Gr.	Min.
21	0	0,3665	0,3584	0,9336	0,3839	2,6051	1,2043	69	0
	10	0,3694	0,3611	0,9325	0,3872	2,5826	1,2014		50
	20	0,3723	0,3638	0,9315	0,3906	2,5605	1,1985		40
	30	0,3752	0,3665	0,9304	0,3939	2,5386	1,1955		30
	40	0,3782	0,3692	0,9293	0,3973	2,5172	1,1926		20
	50	0,3811	0,3719	0,9283	0,4006	2,4960	1,1897		10
22	0	0,3840	0,3746	0,9272	0,4040	2,4751	1,1868	68	0
	10	0,3869	0,3773	0,9261	0,4074	2,4545	1,1839		50
	20	0,3898	0,3800	0,9250	0,4108	2,4342	1,1810		40
	30	0,3927	0,3827	0,9239	0,4142	2,4142	1,1781		30
	40	0,3956	0,3854	0,9228	0,4176	2,3945	1,1752		20
	50	0,3985	0,3881	0,9216	0,4210	2,3750	1,1723		10
23	0	0,4014	0,3907	0,9205	0,4245	2,3559	1,1694	67	0
	10	0,4043	0,3934	0,9194	0,4279	2,3369	1,1664		50
	20	0,4072	0,3961	0,9182	0,4314	2,3183	1,1636		40
	30	0,4102	0,3987	0,9171	0,4348	2,2998	1,1606		30
	40	0,4131	0,4014	0,9159	0,4383	2,2817	1,1577		20
	50	0,4160	0,4041	0,9147	0,4417	2,2637	1,1548		10
24	0	0,4189	0,4067	0,9135	0,4452	2,2460	1,1519	66	0
	10	0,4218	0,4094	0,9124	0,4487	2,2286	1,1490		50
	20	0,4247	0,4120	0,9112	0,4522	2,2113	1,1461		40
	30	0,4276	0,4147	0,9100	0,4557	2,1943	1,1432		30
	40	0,4305	0,4173	0,9088	0,4592	2,1775	1,1403		20
	50	0,4334	0,4200	0,9075	0,4628	2,1609	1,1374		10
25	0	0,4363	0,4226	0,9063	0,4663	2,1445	1,1345	65	0
	10	0,4392	0,4253	0,9051	0,4699	2,1283	1,1316		50
	20	0,4421	0,4279	0,9038	0,4734	2,1123	1,1286		40
	30	0,4451	0,4305	0,9026	0,4770	2,0965	1,1257		30
	40	0,4480	0,4331	0,9013	0,4806	2,0809	1,1228		20
	50	0,4509	0,4358	0,9001	0,4841	2,0655	1,1199		10
26	0	0,4538	0,4384	0,8988	0,4877	2,0503	1,1170	64	0
	10	0,4567	0,4410	0,8975	0,4913	2,0353	1,1141		50
	20	0,4596	0,4436	0,8962	0,4950	2,0204	1,1112		40
	30	0,4625	0,4462	0,8949	0,4986	2,0057	1,1082		30
	40	0,4654	0,4488	0,8936	0,5022	1,9912	1,1054		20
	50	0,4683	0,4514	0,8923	0,5059	1,9768	1,1025		10
27	0	0,4712	0,4540	0,8910	0,5095	1,9626	1,0996	63	0
	10	0,4741	0,4566	0,8897	0,5132	1,9486	1,0966		50
	20	0,4771	0,4592	0,8884	0,5169	1,9347	1,0937		40
	30	0,4800	0,4617	0,8870	0,5206	1,9210	1,0908		30
	40	0,4829	0,4643	0,8857	0,5243	1,9074	1,0879		20
	50	0,4858	0,4669	0,8843	0,5280	1,8940	1,0850		10
28	0	0,4887	0,4695	0,8829	0,5317	1,8807	1,0821	62	0
	10	0,4916	0,4720	0,8816	0,5354	1,8676	1,0792		50
	20	0,4945	0,4746	0,8802	0,5392	1,8546	1,0763		40
	30	0,4974	0,4772	0,8788	0,5430	1,8418	1,0734		30
	40	0,5003	0,4797	0,8774	0,5467	1,8291	1,0705		20
	50	0,5032	0,4823	0,8760	0,5505	1,8165	1,0676		10
Winkel		arcus	cosinus	sinus	cotang	tang	arcus	Winkel	

Winkel		arcus	sinus	cosinus	tang	cotang	arcus	Winkel	
Gr.	Min.							Gr.	Min.
29	0	0,5061	0,4848	0,8746	0,5543	1,8040	1,0647	61	0
	10	0,5091	0,4874	0,8732	0,5581	1,7917	1,0617		50
	20	0,5120	0,4899	0,8718	0,5619	1,7796	1,0588		40
	30	0,5149	0,4924	0,8704	0,5658	1,7675	1,0559		30
	40	0,5178	0,4950	0,8689	0,5696	1,7556	1,0530		20
	50	0,5207	0,4975	0,8675	0,5735	1,7437	1,0501		10
30	0	0,5236	0,5000	0,8660	0,5774	1,7321	1,0472	60	0
	10	0,5265	0,5025	0,8646	0,5812	1,7205	1,0443		50
	20	0,5294	0,5050	0,8631	0,5851	1,7090	1,0414		40
	30	0,5323	0,5075	0,8616	0,5890	1,6977	1,0385		30
	40	0,5352	0,5100	0,8601	0,5930	1,6864	1,0356		20
	50	0,5381	0,5125	0,8587	0,5969	1,6753	1,0326		10
31	0	0,5411	0,5150	0,8572	0,6009	1,6643	1,0297	59	0
	10	0,5440	0,5175	0,8557	0,6048	1,6534	1,0268		50
	20	0,5469	0,5200	0,8542	0,6088	1,6426	1,0239		40
	30	0,5498	0,5225	0,8526	0,6128	1,6319	1,0210		30
	40	0,5527	0,5250	0,8511	0,6168	1,6212	1,0181		20
	50	0,5556	0,5275	0,8496	0,6208	1,6107	1,0152		10
32	0	0,5585	0,5299	0,8480	0,6249	1,6003	1,0123	58	0
	10	0,5614	0,5324	0,8465	0,6289	1,5900	1,0094		50
	20	0,5643	0,5348	0,8450	0,6330	1,5798	1,0065		40
	30	0,5672	0,5373	0,8434	0,6371	1,5697	1,0036		30
	40	0,5701	0,5398	0,8418	0,6412	1,5597	1,0007		20
	50	0,5730	0,5422	0,8403	0,6453	1,5497	0,9977		10
33	0	0,5760	0,5446	0,8387	0,6494	1,5399	0,9948	57	0
	10	0,5787	0,5471	0,8371	0,6536	1,5301	0,9919		50
	20	0,5818	0,5495	0,8355	0,6577	1,5204	0,9890		40
	30	0,5847	0,5519	0,8339	0,6619	1,5108	0,9861		30
	40	0,5876	0,5544	0,8323	0,6661	1,5013	0,9832		20
	50	0,5905	0,5568	0,8307	0,6702	1,4919	0,9803		10
34	0	0,5934	0,5592	0,8290	0,6745	1,4826	0,9774	56	0
	10	0,5963	0,5616	0,8274	0,6787	1,4733	0,9745		50
	20	0,5992	0,5640	0,8258	0,6830	1,4641	0,9716		40
	30	0,6021	0,5664	0,8241	0,6873	1,4550	0,9687		30
	40	0,6050	0,5688	0,8225	0,6916	1,4460	0,9657		20
	50	0,6080	0,5712	0,8208	0,6959	1,4370	0,9628		10
35	0	0,6109	0,5736	0,8192	0,7002	1,4281	0,9599	55	0
	10	0,6138	0,5760	0,8175	0,7046	1,4193	0,9570		50
	20	0,6167	0,5783	0,8158	0,7089	1,4106	0,9541		40
	30	0,6196	0,5807	0,8141	0,7133	1,4019	0,9512		30
	40	0,6225	0,5831	0,8124	0,7177	1,3934	0,9483		20
	50	0,6254	0,5854	0,8107	0,7221	1,3848	0,9454		10
36	0	0,6283	0,5878	0,8090	0,7265	1,3764	0,9425	54	0
	10	0,6312	0,5901	0,8073	0,7310	1,3680	0,9396		50
	20	0,6341	0,5925	0,8056	0,7355	1,3597	0,9367		40
	30	0,6370	0,5948	0,8039	0,7400	1,3514	0,9338		30
	40	0,6400	0,5972	0,8021	0,7445	1,3432	0,9308		20
	50	0,6429	0,5995	0,8004	0,7490	1,3351	0,9279		10
Winkel		arcus	cosinus	sinus	cotang	tang	arcus	Winkel	

Winkel		arcus	sinus	cosinus	tang	cotang	arcus	Winkel	
Gr.	Min.							Gr.	Min.
37	0	0,6458	0,6018	0,7986	0,7536	1,3270	0,9250	53	0
	10	0,6487	0,6041	0,7969	0,7581	1,3190	0,9221		50
	20	0,6516	0,6065	0,7951	0,7627	1,3111	0,9192		40
	30	0,6545	0,6088	0,7934	0,7673	1,3032	0,9163		30
	40	0,6574	0,6111	0,7916	0,7720	1,2954	0,9134		20
	50	0,6603	0,6134	0,7898	0,7766	1,2876	0,9105		10
38	0	0,6632	0,6157	0,7880	0,7813	1,2799	0,9076	52	0
	10	0,6661	0,6180	0,7862	0,7860	1,2723	0,9047		50
	20	0,6690	0,6202	0,7844	0,7907	1,2647	0,9018		40
	30	0,6720	0,6225	0,7826	0,7954	1,2572	0,8988		30
	40	0,6749	0,6248	0,7808	0,8002	1,2497	0,8959		20
	50	0,6778	0,6271	0,7790	0,8050	1,2423	0,8930		10
39	0	0,6807	0,6293	0,7771	0,8098	1,2349	0,8901	51	0
	10	0,6836	0,6316	0,7753	0,8146	1,2276	0,8872		50
	20	0,6865	0,6338	0,7735	0,8195	1,2203	0,8843		40
	30	0,6894	0,6361	0,7716	0,8243	1,2131	0,8814		30
	40	0,6923	0,6383	0,7698	0,8292	1,2059	0,8785		20
	50	0,6952	0,6406	0,7679	0,8342	1,1988	0,8756		10
40	0	0,6981	0,6428	0,7660	0,8391	1,1918	0,8727	50	0
	10	0,7010	0,6450	0,7642	0,8441	1,1847	0,8698		50
	20	0,7039	0,6472	0,7623	0,8491	1,1778	0,8668		40
	30	0,7069	0,6494	0,7604	0,8541	1,1708	0,8639		30
	40	0,7098	0,6517	0,7585	0,8591	1,1640	0,8610		20
	50	0,7127	0,6539	0,7566	0,8642	1,1571	0,8581		10
41	0	0,7156	0,6561	0,7547	0,8693	1,1504	0,8552	49	0
	10	0,7185	0,6583	0,7528	0,8744	1,1436	0,8523		50
	20	0,7214	0,6604	0,7509	0,8796	1,1369	0,8494		40
	30	0,7243	0,6626	0,7490	0,8847	1,1303	0,8465		30
	40	0,7272	0,6648	0,7470	0,8899	1,1237	0,8436		20
	50	0,7301	0,6670	0,7451	0,8952	1,1171	0,8407		10
42	0	0,7330	0,6691	0,7431	0,9004	1,1106	0,8378	48	0
	10	0,7359	0,6713	0,7412	0,9057	1,1041	0,8348		50
	20	0,7389	0,6734	0,7392	0,9110	1,0977	0,8319		40
	30	0,7418	0,6756	0,7373	0,9163	1,0913	0,8290		30
	40	0,7447	0,6777	0,7353	0,9217	1,0850	0,8261		20
	50	0,7476	0,6799	0,7333	0,9271	1,0786	0,8232		10
43	0	0,7505	0,6820	0,7314	0,9325	1,0724	0,8203	47	0
	10	0,7534	0,6841	0,7294	0,9380	1,0661	0,8174		50
	20	0,7563	0,6862	0,7274	0,9435	1,0599	0,8145		40
	30	0,7592	0,6884	0,7254	0,9490	1,0538	0,8116		30
	40	0,7621	0,6905	0,7234	0,9545	1,0477	0,8087		20
	50	0,7650	0,6926	0,7214	0,9601	1,0416	0,8058		10
44	0	0,7679	0,6947	0,7193	0,9657	1,0355	0,8029	46	0
	10	0,7709	0,6967	0,7173	0,9713	1,0295	0,7999		50
	20	0,7738	0,6988	0,7153	0,9770	1,0235	0,7970		40
	30	0,7767	0,7009	0,7133	0,9827	1,0176	0,7941		30
	40	0,7795	0,7030	0,7112	0,9884	1,0117	0,7912		20
	50	0,7824	0,7050	0,7092	0,9942	1,0058	0,7883		10
45	0	0,7854	0,7071	0,7071	1,0000	1,0000	0,7854		0
Winkel		arcus	cosinus	sinus	cotang	tang	arcus	Winkel	

Trigonometrische Linien zusammengesetzter Winkel.

1. $\sin(\alpha \pm \beta) = \sin \alpha \cos \beta \pm \cos \alpha \sin \beta$
2. $\cos(\alpha \pm \beta) = \cos \alpha \cos \beta \mp \sin \alpha \sin \beta$
3. $\sin 2\alpha = 2 \sin \alpha \cos \alpha$
4. $\sin 3\alpha = 3 \sin \alpha - 4 \sin \alpha^3 = \sin \alpha (4 \cos \alpha^2 - 1)$
5. $\cos 2\alpha = \cos \alpha^2 - \sin \alpha^2 = 2 \cos \alpha^2 - 1 = 1 - 2 \sin \alpha^2$
6. $\cos 3\alpha = 4 \cos \alpha^3 - 3 \cos \alpha = \cos \alpha (1 - 4 \sin \alpha^2)$
7. $\sin \alpha + \sin \beta = 2 \sin \frac{\alpha + \beta}{2} \cos \frac{\alpha - \beta}{2}$
8. $\sin \alpha - \sin \beta = 2 \cos \frac{\alpha + \beta}{2} \sin \frac{\alpha - \beta}{2}$
9. $\cos \alpha + \cos \beta = 2 \cos \frac{\alpha + \beta}{2} \cos \frac{\alpha - \beta}{2}$
10. $\cos \alpha - \cos \beta = 2 \sin \frac{\alpha + \beta}{2} \sin \frac{\beta - \alpha}{2}$
11. $\sin \alpha^2 = \frac{1}{2}(1 - \cos 2\alpha)$
12. $\cos \alpha^2 = \frac{1}{2}(1 + \cos 2\alpha)$
13. $\sin \alpha^3 = \frac{1}{4}(3 \sin \alpha - \sin 3\alpha)$
14. $\cos \alpha^3 = \frac{1}{4}(3 \cos \alpha + \cos 3\alpha)$
15. $\tan(\alpha \pm \beta) = \frac{\tan \alpha \pm \tan \beta}{1 \mp \tan \alpha \tan \beta}$
16. $\cotang(\alpha \pm \beta) = \frac{\cotang \alpha \cotang \beta \mp 1}{\pm \cotang \alpha + \cotang \beta}$
17. $\tan 2\alpha = \frac{2 \tan \alpha}{1 - \tan \alpha^2}$
18. $\cotang 2\alpha = \frac{\cotang \alpha^2 - 1}{2 \cotang \alpha}$
19. $\tan \alpha = \sqrt{\frac{1 - \cos 2\alpha}{1 + \cos 2\alpha}} = \frac{\sin 2\alpha}{1 + 2 \cos \alpha} = \frac{2 \tan \frac{1}{2} \alpha}{1 - \tan^2 \frac{1}{2} \alpha}$
20. $\cotang \alpha = \sqrt{\frac{1 + \cos 2\alpha}{1 - \cos 2\alpha}} = \frac{\sin 2\alpha}{1 - \cos 2\alpha} = \frac{\cotang \frac{1}{2} \alpha^2 - 1}{2 \cotang \frac{1}{2} \alpha}$
21. $\tan \alpha \pm \tan \beta = \frac{\sin(\alpha \pm \beta)}{\cos \alpha \cos \beta}$
22. $\cotang \alpha \pm \cotang \beta = \frac{\sin(\beta \pm \alpha)}{\sin \alpha \sin \beta}$
23. $\frac{\sin \alpha + \sin \beta}{\sin \alpha - \sin \beta} = \frac{\tan \frac{1}{2}(\alpha + \beta)}{\tan \frac{1}{2}(\alpha - \beta)}$

ALPHABETISCHES REGISTER.

A.

- Ablenkung beim Kreuzgelenk 384.
 Ablenkung des Riemens 754.
 Abnutzung der Zahnflanken 543. 593.
 Abprallwinkel 1002.
 Achard 358.
 Achsbüchsen 290.
 Achse 333.
 Achse, hohle 353.
 Achse, hölzerne 360.
 Achse, schief belastete 340. 346.
 Achse des Hebels 408.
 Achsenkopf 335.
 Achsenschenkel 335.
 Achszapfen 406.
 Acker & Cie. 256.
 Adams on 1084.
 Adyman's Kupplung 864.
 Aequatorachse 1164.
 Agudio 713.
 Aitken's Ventil 1130.
 Akkumulator 950. 1067.
 Allan's Doppelschieber 1140.
 Allan's Steuerung 949.
 Allen 155. 467. 471.
 Allgemeine Verzahnung 520.
 Almgren 1091. 1096.
 Amontons 733.
 Amos & Smyth 901.
 Andreae's Dampfalle 923.
 Andrew's Dampfwinde 505.
 Angriffsschwerpunkt 369.
 Angström's Steuerung 950.
 Anker 216. 617. 657. 672. 932.
 Ankeresperre 617.
 Ankerhemmung 672. 673.
 Ankerketten 745.
 Ankerröhren 1082.
 Ankerzapfen 261.
 Anlauf, Anpass 238.
 Anspannungsmodul 720.
 Antifriktrionsräder 494.
 Anzug beim Keil 185.
 Appleton 508. 975.
 Arbel's Räder 971.
 Archimedische Schraube 887.
 Archimedische Spirale 1168.
 Arithmographie 76.
 Armbreite des Hebels 411.
 Arme der Riemscheibe 778.
 Arme der Seilscheibe 813.
 Arme des Zahnrades 596.
 Armengaud 256. 298. 316. 382. 396. 399. 509. 695. 700.
 Armstrong 919. 1148.
 Arnheim 666.
 Arnoux 700.
 Artesische Brunnen 1154.
 Asphaltpapier 997.
 Aster 659.
 Asthörer & Cie. 566. 568.
 Atwood's Fallmaschine 514.
 Audemar's Pumpe 904.
 Aufbereitungsmaschine 974.
 Aufleger für Treibseile 821.
 Aufradlinie 525. 1168.
 Ausrückkupplungen 391. 614.
 Amsler's Planimeter 514.
 Auswuchtung 781. 815.
 Ballige Riemscheiben 753.
 Banddrahtseile 776.
 Barlow 53. 54.
 Barnhurst 502.
 Barren 1082.
 Barufet 899.
 Bastardräder 546.
 Baulänge der Ketten 739.
 Baulänge der Röhren 988. 1009.
 Baumeister 5.
 Baumwollriemen 763. 771.
 Baumwollseile 723. 790.
 Bayenthal (M. B. Ges.) 941.
 Bayliss 194.
 Bayles 986.
 Beale's Gaspumpe 910.
 Beanspruchung 2.
 Beaumarchais 674.
 Becherwerk 701.
 Becker 401.
 Befestigungskeile 184. 410.
 Befestigungsschrauben 195.
 Behrens 883. 890.
 Bélidor 898. 923. 1126.
 Bellederte Riemscheiben 781.
 Belleville - Kessel 1071. 1078.
 Bergner 692.
 Berlin - Anhaltische M. B. Ges. 517. 760. 779. 786.
 Bernados 1078.
 Bernier - Fontaine und Widmann 959.
 Bernier 699.
 Bessemerofen 1157.
 Beylich 549.
 Birckel 490.
 Biegungsfedern 62.
 Biegungsfestigkeit 7.
 Biegungsfestigkeit, Körper von gleicher 27.

B.

- Bach 902. 911. 1116.
 Bagshaw & Sons 864.
 Baird-Smyth 877.
 Baker's Gebläse 890.
 Balancier 441.
 Balgdichtung 870.

- Biegsame Rohre 1022.
 Bilgram's Steuerung 952.
 Birkenrinde, zur Dichtung 1034.
 Blake's Dampfmaschine 929.
 Blanchod & Cie. 1123.
 Blasebalg 870. 897. 976.
 Blattgelenk 458. 664. 669.
 Bleichert & Cie. 707.
 Bleiröhren 1021.
 Bleyberg 899. 1116.
 Blindwagen 701.
 Blitzableiter 732.
 Blockräder 595.
 Blocksystem 663.
 Bloxam's Hemmung 671.
 Bluntschli 203.
 Blutgefäße 998.
 Bötter's Riemenschloss 776.
 Bötter's Schutzmasse 993.
 Bochet 249.
 Bocklager 277.
 Bocklagerstuhl 301.
 Bodmer 203. 271. 399.
 Boje 896.
 Boller 230.
 Bond 1012.
 Boone 835.
 Boosig 178. 220. 221. 244. 484. 1138. 1147.
 Boulton & Watt 1146.
 Bourdon 513.
 Bourne 1148.
 Bramahschloss 665.
 Brandau's Schieber 1149.
 Brandt 228.
 Brauer 448. 506. 660.
 Bréguet 564.
 Briart & Weiler 851.
 Bricolwinkel 1002.
 Briegleb, Hansen & Cie. 517. 547. 760. 777. 779. 786. 936.
 Briggs 200. 1012.
 Brindley 922. 1155.
 Bristol-Schieber 1148.
 Britannia-Brücke 983.
 Brittelketten 896.
 Britton's Stellsteuerung 962.
 Brix 53. 1075.
 Brocot 562.
 Brown 481. 695. 1006.
 Brown's Steuerung 950.
 Brückenlagerstuhl 310.
 Bruchmodul 1. 3.
 Bürstenbesatz an Kolben 870.
 Bufferfedern 72.
 Bunsen's Luftpumpe 894.
 Burgh 192. 159.
 Burmeister & Wain 975.
 Busch 1089.
 Butler 380.
- C.
- Cadiat-Turbine 885.
 Cagniardelle 888. 1157.
 Cagniard-Latour 888.
 Cail 203. 646.
 Cambon's Rollenlager 511.
 Caméré 1107.
 Cammel 1023.
 „Caps“ s. Kapphebel.
 Cardanisches Gelenk 383.
 Cardano 383. 388.
 Caron 674.
 Carter 642.
 Cavé's Schieber 1148.
 Chemische Spannwerke 687.
 Chinesische Winde 696. 701. 878.
 Chronometerhemmung 669. 927.
 Chubb'schloss 665.
 Clair 639.
 Clark, Edwin 917.
 Clavenaud 1127. 1129.
 Clegg & Crosley's Gasuhr 967.
 Clemens 389.
 Clement'sche Hemmung 674.
 Clerk 175.
 Cliftonbrücke 511.
 Cocquerill 242.
 Cohnfeld 923.
 Colladon 1154.
 Collier 565.
 Collins 1152.
 Colyer 918. 1155.
 Combes 784.
 Connery 163.
 Conwaybrücke 155. 983.
 Cooper 495. 756. 761. 776.
 Couche 1092.
 Coulomb 249.
 Cramer's Ventil 1126. 1127. 1129.
 Creuzot 1111. 1119.
 Cresson 380.
 Crown-Wassermesser 966.
 Crozet & Cie. 925.
 Culmann 76. 80.
 Cuvelier's Schieber 956. 1148.
 Cuyper, De 74.
 Cyklische Kurven 524. 1168.
 Cykloide 525. 1168.
 Cykloidische Sinoide 47. 466.
- D.
- Dachstühle 138.
 Dampfzylinder 979.
 Dampffälle 922.
 Dampfmaschine 1070.
 Dampfkesselnetzungen 165.
 Dampfkolben 868. 1024.
 Dampfleitungen 991.
 Dampfschieber 946. 1136.
 Darapsky 55.
 Darcy 999. 1001.
 Daumenverzahnung 538. 578. 630.
 David's Seilspinn 699.
 Davis' Stellsteuerung 963.
 Day & Cie. 299.
 Deane 928. 936.
 De Chardonne 972.
 Dehne 922.
 Dehnungsdose 995.
 Dehnungskupplungen 995.
 Dehnungsstopfbüchse 995.
 Delisle 203. 204.
 Delnest 509.
 Deltametall 987.
 De Naeyer 1011.
 Denison's Hemmung 771.
 Dewrance 251.
 Dichtung 868.
 Dichtungslinsen 1005.
 Dickes Treibseil 803.
 Dille 284.
 Dingler 390. 953. 1150.
 Dirschauer Brücke 154.
 Diskusrad 499. 503.
 Dobo 639.
 Dockenventil 1127.
 Dohmen-Leblanc 401.
 Donkin 519.
 Donnadieu 899.
 Doppelhaken 747.
 Doppelpumpe 901.
 Doppelradhemmung 670.
 Doppelriemen 771.
 Doppelsitzventile 1127.
 Doppeltwirkende Kolben 868.
 Doppeltwirkender Riementrieb 762.
 Doppelzapfen 406.
 Dorémieux 741.
 Domkraft 582. 596.
 Douglass & Coulson's Stellsteuerung 963.

Douglass & Grant 592.
 Downton-Pumpe 901.
 Drahtseil 725.
 Drahtseiltrieb 792.
 Drahtzahl in Seilen 725.
 Drehbank 588. 832.
 Drehbiegemoment 127.
 Drehpumpen 912.
 Drehungsfestigkeit 35.
 Drehungsfestigkeit, Körper
 von gleicher 42.
 Drehungsmodul 37.
 Drehschieber 1132. 1150.
 1151.
 Drehwerksteuerungen 944.
 Dreieckshebel 448.
 Dreilitzige Hanfseile 722.
 Dreischaliges Lager 275.
 Drewitz 320.
 Drosselgesperre 643.
 Drosselklappe 1125.
 Druckhalter 1067.
 Druckhemmwerke 914.
 Druckorgane 865.
 Druckplatte 451.
 Dübelscheibe 234.
 Düker 874. 1000. 1153 bis
 1159.
 Dükerventil 1155.
 Dubuc 900.
 Ducommun 203.
 Dudley 68.
 Dudley-Feder 68. 69.
 Dumesnil 709.
 Duminy & Bossière's
 Stellsteuerung 962.
 Duplexhemmung 670.
 Dupuit 876. 1000.
 Dwelshawers-Dery 732.

E.

Earnshaw 669.
 Eckbildungen 173. 223.
 Eckert 756.
 Edwards 1131.
 Egells 247.
 Eggestorff 1027.
 Eggers 76.
 Ehrhardt 183.
 Eingeriichte 664.
 Eingleisige Querhäupter 485.
 Eingriffdauer 523. 542.
 Eingrifflinie 522. 530. 532.
 Einlage bei Stopfbüchsen
 1030.
 Einlaufen der Zapfen 249.
 Einlegescheibe 235.
 Einsenkung des Treibseiles
 796. 803. 805. 807.

Einspritzer 893.
 Eintrumig 419.
 Einzahnrad 659.
 Eisenbahnwagenachse 342.
 345.
 Eisendrahtseile 725.
 Eisenlohr 67.
 Eisenverbrauch der Ketten 744.
 Elastizitätsgrenze 1.
 Elastizitätsmodul 1. 3.
 Elastische Linie 7. 27. 359.
 Elder, John 464.
 Elemente, bauliche der Ma-
 schinen 152.
 Ellipse 621. 1166.
 Ellipsoid 1178.
 Emery 695.
 Enderlein 671.
 Entlastete Keilungen 193.
 Entlastete Schieber 1144.
 Entlastete Verschraubungen
 234.
 Epicykloide 525. 1168.
 Ergänzungskegel 544.
 Ernst 518. 918.
 Erweiterte Schrauben 225.
 1031.
 Erweiterte Zapfen 244.
 Escher Wyss 256. 266.
 821. 884.
 E-Schieber 1140.
 Eve 883.
 Evolvente 525. 530. 539.
 576. 1168.
 Evolventenverzahnung 530.
 565.
 Evrard's Gebläse 890.
 Exzentrik 438.
 Exzentrikkügel 463.
 Exzentrische Scheibe 438.
 Eytelwein 782.

F.

Fabry's Wellerrad 889.
 Fachrad (Ventilator) 892.
 Fadenlinie 525.
 Fahlun 1034.
 Fairbairn 160. 354. 356.
 367. 369. 399. 593. 760.
 Fangwerk 601. 651.
 Farcot 892. 952. 958.
 Farey 603. 945.
 Faserseile 722.
 Federgelänge 220.
 Federn, Berechnung der 61.
 Felbinger's Rohrpost 915.
 Felge der Riemscheibe 778.
 Felge der Seilscheibe 811.
 Felge des Zahnrades 594.
 Felten & Guillaume 728.
 735. 738.
 Ferntriebwerk 784. 1036.
 1047.
 Festgeschlagene Seile 722.
 Festigkeit d. Gefäßwände 51.
 Festigkeit der Materialien 1.
 Festigkeitscoefficienten 3.
 Festigkeit, zus. gesetzte 47.
 Feuerbüchse 1072. 1086.
 1095.
 Fichtenholzröhren 997.
 Field 191.
 Fink 906.
 Fink's Steuerung 948.
 Fitch's Schieber 1149.
 Fives-Lilles 275.
 Flächendruck 1.
 Flache Drathseile 726.
 Flache Hanfseile 722.
 Flachschieber 1136.
 Flammrohrkessel 1071. 1085.
 Flaschenverschlüsse 1160.
 1163.
 Flaschenzug 692. 700.
 Flantsche 232. 1004.
 Fleming 592.
 Fliegende Fähre 895.
 Fliegendtragend 339.
 Fliegner 948.
 Flügelachse 354.
 Flügelprofile 358.
 Flügelssäulen 324.
 Flügelstange 471.
 Flügelzapfen 262.
 Flüssige Ventile 1153 ff.
 Flussrad 883.
 Flussradschiff 896.
 Fontaine 230. 1126. 1129.
 Fördermaschine 858.
 Forchheimer 1059.
 Formänderung 4.
 Fossey 248. 399.
 Fourneyron's Pumpe 901.
 Fourneyron-Turbine 885.
 Fowler 698. 812.
 Francis-Turbine 886.
 Frankfurt a. M. 874.
 Franklin-Institut 996.
 Franklin's Doppelpumpe
 902.
 Frauenholz 876.
 Freitragend 336. 339.
 Freiträger 13.
 Friedmann's Strahlpumpe
 894.
 Friktionsräder 494.
 Führungsgleise 488.
 Fusskreis 527.
 Fusslager, stehendes 293.
 Fusslagerstuhl 311. 312.

G.

Gabellager 281.
 Gabelzapfen 245.
 Gâche aîné 1156.
 Galilei 670.
 Galle'sche Kette 699. 740.
 744.
 Gangspil 613. 699.
 Ganz & Cie. 959.
 Garand 400.
 Garbe 877.
 Garforth 155.
 Gasbehälter 156. 1067. 1099.
 Gashaltung 1098.
 Gaskill-Pumpmaschine 941.
 Gasmesser 661.
 Gasometernietungen 169.
 Gasröhren 1006.
 Gasuhr 661. 967. 970.
 Gee 538.
 Gefässwände, Festigkeit 57.
 Gegenkurbel 419.
 Gegenmutter 220.
 Gegenpunkt bei Cykloiden 526.
 Gegenzapfen 420.
 Gehäusekessel 1074. 1098.
 Gehrekens 755.
 Geiser 1156.
 Geiserpumpe 895.
 Gelenkführungen 475.
 Gelenkkette 247. 740.
 Gelenkpolygon 97.
 Gelenkventile 1104.
 Gemischte Liderung 1028.
 Gemischte Verzahnung 538.
 Gemörschkette 739.
 Genfer Gesperre 659.
 Geoffroy 1092.
 Gerbert 675.
 Gerike's Luftpumpe 906.
 Gerland 670. 675.
 Geschütz 54.
 Geschwindigkeit d. Radzähne 584.
 Geschwindigkeit der Riemen 771.
 Geschwindigkeit der Seile 793.
 Gesperre 600.
 Gestaltung der Druckorgane 971.
 Getreidemühlen 363. 840.
 Getreidepumpe 889.
 Gewehrshlösser 645.
 Gewichte der Ketten 744.
 Gewichte der Metallplatten 163.
 Gewichte der Nieten 165.

Gewichte der Röhren 980.
 Gewichte der Rundeisenstäbe 214.
 Gewichte der Seile 722. 730.
 Gewichte d. Seilscheiben 814.
 Gewichte der Zahnräder 598.
 Gewindeformen 199. 202. 225.
 Gezogene Röhren 986. 1011.
 Gichtenzug 700.
 Giddings 1145. 1146.
 Giertau 890.
 Giffard's Strahlpumpe 893. 1124.
 Girard 259.
 Girard's Stromturbine 885.
 Githen's Steinbohrmaschine 932.
 Gitterschieber 1138.
 Glättewalzwerk 507.
 Glaser's Annalen 877. 879. 1038. 1041.
 Glaslagerpfannen 256.
 Glattläufig 376.
 Gleise 488.
 Gleitpfannen 479.
 Gleitungsventile 1103.
 Gleitungsverlust bei Riementrieb 783.
 Gletscher 1101.
 Globoidgelenk 572. 740.
 Globoidring 511. 1174.
 Globoidschraube 513.
 Glockenventil 1111.
 Glogoidräder 513. 569. 627.
 Glover's Gasuhr 970.
 Glynn 746.
 Gonzenbach's Steuerung 950.
 Goodeve 637.
 Goodwin's Riemscheibe 780.
 Gotthardtunnel 1001.
 Gouin 155.
 Grad 877.
 Graham 673.
 Grahn 966.
 Graphostatik 75.
 Grashof 32. 1084.
 Green 700. 916.
 Greenock 592.
 Greiftrommel 812.
 Greindl's Pumpe 889.
 Gresham's Strahlpumpe 893.
 Grist 951.
 Gröditz 232. 1052.
 Gros 1126. 1149.
 Grove 248.
 Gründungsanker 187. 217.
 Grüson 255.

Grundkegel 544.
 Grundkreis 530.
 Gruppenräder 585.
 Guhrauer & Wagner 959.
 Guibal-Rad 892.
 Gummifedern 72. 604. 861.
 Gurtbremse 846.
 Gutehoffnungshütte 741.
 Gutmann 975.
 Guttapertscha bei Seilscheiben 810.
 Gwynne'sche Pumpe 505. 892.

H.

Hänglager 283.
 Haedicke 903.
 Hahn 907. 924. 1104. 1130.
 Hahnschlüssel 1131.
 Haken 746.
 Hakenrumpf 748.
 Halbgeschränkter Riemen 754. 758. 765.
 Halbzapfen 247.
 Hall 938.
 Hallady's Windrad 886.
 Halsey 932.
 Halszapfen 244.
 Haltung 866. 874. 944. 1052.
 Haltung d. Druckorgane 874. 971.
 Handkurbel 439. 583.
 Handnietung 154.
 Handrick 922.
 Hanfkolben 1025.
 Hanfliderung 1030.
 Hanfseele 722. 725.
 Hanfseiltrieb 785.
 Harlow 930.
 Harmon, Gibbs & Cie. 952.
 Hartblei 251.
 Hartig 613. 680.
 Hartwich 709.
 Haspel 694.
 Hasse 498.
 Hastie 954.
 Hastie's Stellsteuerung 964.
 Haswell 971.
 Haton 564.
 Hauptarm d. Gegenkurbel 420.
 Hawkins 574.
 Hebelachse 408.
 Hebelarm 407. 410.
 Hebel, einfacher 405.
 Hebel, zusammengesetzter 440.
 Hebelzapfen 405.
 Heber 1153 bis 1159.
 Hebung d. Sperrklinken 603. 955.

- Hebungsventile 1103. 1104.
 Heckrad 896.
 Heizfläche 1091.
 Heizröhren 1072.
 Hele 675.
 Helfenberger 954. 982.
 Hemmräder 660.
 Hemmwerk 601. 667.
 Henning 886.
 Henry 1121.
 Hensch 918.
 Henschel-Turbine 885.
 Herbertz 894.
 Heronsbrunnen 1157.
 Hersbruck 982.
 Herzog 999.
 Heuberger 709.
 Heusinger 292.
 Heusinger's Steuerung 949.
 Hick 1030. 1084.
 Hildebrandt 765.
 Hipp 670.
 Hirn 249. 250. 784.
 Höhenkeil 189.
 Hölzerne Achsen 360.
 Hölzerne Lagerpfannen 268.
 Hoboken 197.
 Hobrecht 878.
 Hochdruck-Dampfmaschine 926.
 Hochdruckhalter 1067.
 Hochdruckröhren 981.
 Hodgkinson 43.
 Hodgson 191. 290. 299.
 Hofmann 650. 1131.
 Hoffmann & Licht 1157.
 Hohle Säulen 322.
 Hohlkeil 188.
 Hohlpackung 868.
 Hohlrad 528. 530.
 Hohlschlüssel beim Hahn 1132.
 Hohnstorffer Brücke 511.
 Holländerbetrieb 843.
 v. Holstein 709.
 Holt's Stellsteuerung 962.
 Holzisenräder 585.
 Holzkammen 595.
 Hooke 384. 564. 647.
 Hooke'scher Schlüssel 384.
 Hoppe 953. 1009. 1010.
 Hoppe's Fangbremse 653.
 Hornblower 642. 945. 1126. 1149.
 Hotchkiss & Stiles 498. 1068.
 Howaldt, Gebr. 1032.
 Howard 1071.
 Hüllräder 546.
 Hilfsdrehung 941.
 Hubmaschine 923.
 Hubsteuerungen 944.
 Hudswell, Clark & Cie. 780.
 Humboldt, M. B. Ges. 1114. 1115.
 Hummel 985. 986.
 Humphry - Tennant 457. 486. 555.
 Hurdy-Gurdy-Rad 884.
 Huygens 675.
 Hydraulische Presse 984. 985.
 Hydraul. Widder 939.
 Hydromanometer 183.
 Hydrostatische Dichtung 869.
 Hyperbel 1166.
 Hyperbelräder 549.
 Hypocykloide 525. 1166.
 Iben 999. 1001.
 Immerwasser bei Wehren 1134.
 Indikator 868.
 Indret 259. 366. 369.
 Injektor 893.
 Inradlinie 525. 1166.
 Intze 877. 1055. 1064.
 Isselburger M. B. Anstalt 326.
 Jackson & Cie. 568.
 Jacob 757.
 Jacquardstuhl 651.
 Jaubert de Passa 877.
 Jensen's Göpel 513. 575.
 Jonval-Turbine 885.
 Jopling's Wassermesser 969.
 Jouffray 256.
 Jürgensen 609.
 Jullien le Roy 669.
 I. und J.
 Käsekupplung 393. 604.
 Kahlenbergbahn 697.
 Kalibrirte Ketten 741.
 Kaltaufziehen 176.
 Kamine, gute Form steiner-
 ner 5.
 Kammen 594.
 Kammlager 298.
 Kammwalze 567.
 Kammzapfen 258.
 Kanalschieber 1137.
 Kantenbildung 172.
 Kapitäle für Säulen 329.
 Kapphebel 605.
 Kapselräderwerk 882.
 Kardioid 360.
 Kaselowsky 1085.
 Katarakt 651. 1122.
 Kautschukfedern 72. 604. 861.
 Kautschukklappe 1107.
 Kautschukriemen 770.
 Kegel 1174.
 Kegelfeder 64.
 Kegelkupplung 394.
 Kegelräder 544.
 Kegelschalenkupplung 379.
 Kegelschraubenräder 568.
 Kegelspiralpumpe 888.
 Kegelventil 1109.
 Kehrseil 853.
 Kehrwalzwerk 567. 589.
 Keilräder 505. 636.
 Keilsicherungen 194.
 Keilungen 154.
 Keilzapfen 261.
 Kennedy's Wassermesser 969.
 Kernaual 190.
 Kette 738.
 Kettenlinie 796.
 Kettennietungen 157.
 Kettenräder 846.
 Kettenrollen 849.
 Kettenschiffahrt 709. 751.
 Kettentrieb 846.
 Kettentrommel 749.
 Kirchenorgel 976. 1102.
 Kirchweger 922. 1147.
 Kirkaldy 371.
 Kippesperre 610. 909. 923.
 Kippspanwerk 649.
 Klappen 1104.
 Klappentrommel 698. 812.
 Klavier 615.
 Klein 923.
 Kleinert 666.
 Kley 649. 943.
 Klett & Cie. 72.
 Klobenzüge 512.
 Klug's Steuerung 949.
 Knierohr 1002. 1006. 1017.
 Köchlin 398.
 König 502. 899.
 Kolben und Kapsel 867.
 Kolbenschieber 925. 1149.
 Kolbenstange 1034.
 Kompensation 668.
 Kompensator 995.
 Kornischer Kessel 1072.
 Kraftstätte 827.
 Kran 100. 349. 748.
 Krantz 877.
 Krauss 499. 1025.
 Krauswalze 567.
 Kreiselpumpe 891. 896.
 Kreiss 888.

Kreisheiltrieb 824.
 Kreistrieb aus Leitungsröhren 1039.
 Kreiswassertrieb 1041.
 Kreuzgelenk 383.
 Krongesperre 614.
 Knieleder 776.
 Krüger 154.
 Krümmer 1002. 1006. 1017.
 Kühne & Cie. 1090.
 Künzel 257.
 Kugelige Kesseltheile 1080.
 Kuhn 877.
 Kuhlmann 923.
 Kupferne Röhren 996.

L.

Längskeil 188.
 Längsnäthe der Kessel 1077.
 Läubungsdruck bei Hanfseilen 789.
 Läubungsdruck bei Riemen 772. 778.
 Laboulaye 671.
 Lagarousse 656. 902.
 Lagerstühle 306.
 Lamb's Hemmung 671.
 Lamé 53. 54. 981.
 Lamellengelenk 246. 260. 741.
 Lamellenkupplung 401.
 Langdon 189.
 Langen 260. 458. 640. 683. 1157. 1159.
 Lattentuch 701.
 Lauchhammer 1008. 1052.
 Laufende Gesperre 600.
 Laufrollen 509.
 Laufseil 707.
 Laufwerk 687.
 Laufwerke mit Druckorgan 881.
 Leblanc 885.
 Lechner 717.
 Lecoeur 500.
 Ledieu 382.
 Lefeldt 975.
 Legg 717.
 Lehmann's Heissluftmasch. 1043.
 Leitrollenträger 760.
 Leitung der Druckorgane 866. 971.
 Leitung der Zugorgane 691.
 Leitungsfeuerung 1089.
 Leitungsflaschenzug 715.
 Leitwerke mit Druckorgan 871.
 Leloutre 734. 773. 776. 777. 823.

Lemielle 319.
 Leoni 256.
 Lepaute'sche Hemmung 674.
 Levasseur 1023.
 Lichtern (eine Kette) 741.
 Lichtwerk 765.
 Linant de Bellefonds 877.
 Lindner's Schieber 1147.
 Linientrieb aus Leitungsröhren 1039.
 Lippold 902.
 Lloydampfer Lahn 996.
 Lösungsbremse 860.
 Logarithmische Spirale 1168.
 Logelbach 367.
 Long's Spiralwerk 576.
 Lorenz 985.
 Love 1084.
 Lüpfrahmen 603. 612.
 Ludewig 222. 1153.
 Lufthaltung 1098.
 Lufthahn 991.
 Luftreibung 1001.
 Lupton 879.

M.

Magelline 933.
 Mair 937.
 Maiss 652.
 Malteserkreuz 659.
 Mandel u. Muffe 1007.
 Mannesmann 815. 987. 1015. 1039. 1045.
 Mannlochverschluss 1161.
 Marks 242.
 Marolle 891.
 Marshall 949.
 Martini 724.
 Maudslay 191. 195. 224. 301. 482. 487.
 Mauser 656. 662.
 Mayrhofer 688.
 Mechwart 572.
 Medart's Riemscheibe 779.
 Medianhöhe der Seilsenkung 797.
 Meier's Steuerung 952. 959.
 Merrill's Fallhammer 497.
 Messung von Flüssigkeiten 965.
 Metalline 724.
 Metallliderung 869.
 Meyer 1078. 1132.
 Milchscheuder 893.
 Minderungsventil 1131.
 Minotto 504. 505.
 Mississippibrücke 234.

M'Kay u. M'George 155. 444.
 Mönchspumpe 870.
 Molinos u. Pronnier 155.
 Moll 523.
 Mont-Céris-Tunnel 979. 982.
 Montéjus 923.
 Montgolfier 939.
 Morin 249. 250. 733.
 Morrison, Ingram & Cie. 1157.
 Morsetelegraph 651.
 Mosler's Hahn 1132.
 Mosses & Mitschell 1107.
 Mouline 954.
 Müller 270.
 Müller's Hemmung 673.
 Mudge 671.
 Muldentrommel 749. 849.
 Muschelschieber 946. 1136.
 Muschenbroek 899.

N.

Nachriegel 664.
 Nadaut de Buffon 877.
 Nadelwehr 1134.
 Naeyer, De 1011.
 Nagel's Strahlpumpe 894.
 Napier 487. 858.
 Nasmyth 1150.
 Navier 733.
 Neumann 1033.
 Neumann, Schwarz u. Weill 717.
 Neustadt 247. 255. 699. 741. 743.
 Neut & Dumont 892.
 Newcomen 924.
 Niemax 974.
 Nietungen 156. 1088.
 Nitzsch 652.
 Noël's Pumpe 890.
 Normalien (s. Standmaasse) 290. 1005. 1033.
 Normandy 1008.

O.

Obach 707.
 Obelisk 103.
 Oberflächenkondensator 1197.
 Oberlin Smyth 973.
 Oeking 873.
 Oldham's Kupplung 382.
 Oppermann 259. 956. 958.
 Oram 1097. 1098.

Ordway 992. 993. 994.
Orgel 976. 1102.
Orthocykloide 525. 1168.
Ortolan 382.
Osterkamp 738.
Otis 919.

P.

Paletten 674.
Papiere Riemscheiben 782.
Pappenheim 882. 889.
Parallelführung 691. 695.
724. 873.
Parallelräder 537.
Parr-Curtis 680.
Parson 222. 251.
Paternosterwerk 700. 882.
Pattison's Pumpe 910.
Pauksch u. Freund 1086.
Payton 882. 966.
Pearsall's hydr. Widder
939.
Pelton-Rad 884.
Pelzer's Fangwerk 685.
Pendel 686. 671.
Penn 191. 192. 222. 223.
253. 300. 377. 1025. 1138.
1147.
Pericykloide 525. 1168.
Peripherie-Maassstab 518.
Perrotine 976.
Pétan 699.
Petit's Rohrmuffe 1007.
Petroleumförderung 874.
Pfaff 1150.
Pfeilräder 566. 589.
Physikalische Spannwerke
685.
Piat 565.
Pichering 930.
Piedboeuf 155.
Piezometer 1154.
Pimont'sche Masse 992.
Pinn in Schekeln 745.
Plinchon-Havez 741.
Pockholz 253. 268. 289. 296.
Poillon (Pumpen) 890. 899.
900. 901. 903. 904. 912.
914. 928. 930. 933.
Polder 893.
Polonceau 457.
Polysius 666.
Poncelet 121. 521. 695.
733. 954.
Poncelet-Rad 883.
Popp, Victor 879.
Porter 941.
Porter-Allen 471.

Porter-Allen's Schieber
1152. 1153.
Porter-Allen's Steuerung
952.
Postdampfer Elbe 996.
Pouyer-Quertier 403.
608. 616.
Powel 648.
Präzisionsgesperre 628.
Präzisionsräder 558.
Prahmwehr 1134.
Pratt's Klappe 1105.
Prentiss' Kupplung 864.
Presse, hydraulische 983. 984.
985. 1029.
Pressschraube 225.
Priesterpumpe 870.
Prisma 1174.
Probediagramm 342.
Proell 219.
Pronnier 154.
Proportionsriss 159. 213. 266.
721. 767. 798.
Prüfungsdruck für Röhren
982.
Püschel 922.
Pulsometer 938.
Pumpe 897. 906.
Pumpencylinder 379.
Pumpenkolben 868.
Punktverzahnungen 532. 535.
Pyramide 1176.

Q.

Quadranteisen 231.
Quadrantengesperre 611.
Quellwasserleitung 874.
Querhaupt 475.
Querkeil 186.
Quernäthe der Kessel 1079.
Querschnitt, gefährlicher 8.
39.
Querschnitte, zusammenge-
setzte bei Hebelarmen 412.
Querschnittmodul 16.
Quersieder 1072.
Quersteg bei Ketten 740.

R.

Räder, Eintheilung der 492.
Räderform-Maschine 517.
Rademacher 193.
Radkranz beim Zahnrad 594.
Radkreis 527.
Radlinienverzahnung 527.

Radnabe 598.
Radschirm 313. 314.
Radspeichen 596.
Rampe 697. 702.
Ramsbotton 394. 724. 791.
Ratschhebel 613.
Ravenhill 191. 290. 299.
377. 482. 552.
Redtenbacher 46. 203. 628.
659. 754. 968.
Reduzirventil 113.
Regelschraube 196.
Regulator 959.
Reibräder 494.
Reibung in Röhren 997.
Reibungsgesperre 631.
Reibungskoeffizient 249.
Reibungskupplungen 393.
Reibungsrollen 509.
v. Reiche 154.
Reichenbach 925. 930.
Reishauer 203.
Rennie 249. 250.
Repitirwerk 678.
Repsold'sche Pumpe 889.
Revolver (Mauser's) 657.
662.
Reye 248.
Rheinfall 367.
Richard's Manometer 1158.
Richards & Cie. 780.
Rider's Steuerung 952. 959.
Riedler 688. 911. 1009.
1107. 1112. 1113. 1114.
1115. 1116. 1122.
Riegel 613. 618.
Riemenführer 763.
Riemen geschwindigkeit 771.
Riemenleitung 753.
Riemenquerschnitt 769.
Riemscheiben 777.
Riemenschränkung 754.
Riemensteifigkeit 783.
Riementrieb 753.
Riementrum, führendes 769.
Riemenverband 775.
Rieter 256. 356. 724. 755.
814. 817. 818. 819. 822.
Riffelscheibenkupplung 396.
Rigg 444. 945.
Riggelbach 693. 700.
Ringselbetrieb 839.
Ringspindel 642. 791.
Ringwalzenstuhl 512.
Ringzapfen 262.
Rippenhängler 284.
Ritter 138.
Ritter & Mayhew 923.
Rittershaus 764. 958. 964.
Rittinger 900.
Röhren 978 ff.

- Röhren, Tabelle über die Gewichte der 980.
 Röhrenverbindungen 1003 ff.
 Robertson 503. 504. 505.
 Robinson 918. 919. 1117. 1124. 1146. 1148.
 Rohrknie 1002. 1006. 1017.
 Rohrmuffe 1006.
 Rohrpost 915.
 Rohrventil 1126.
 Rohrwellen 1046.
 Roll 979. 982.
 Rolland 333.
 Rollen 509. 575.
 Rollenhalbmesser, Tabelle über den 793.
 Rollenlager 510.
 Rollenstand 803.
 Rollschützen 1108.
 Root 1071.
 Root's Bläser 889.
 Rose 951.
 Rotationszahnstange 561.
 Roux 925. 930. 998. 1020.
 Rücklaufspeiser 923.
 Rückschlächtiges Wasserrad 128. 881.
 Rückwirkende Festigkeit 42.
 Rühlmann 678. 889. 968.
 Ruderpinne 697.
 Ruderrad 896.
 Rudler 695.
 Ruggle 378.
 Ruhendes Gesperre 600.
 Ruhrast 606.
 Rumpflager 236. 269.
 Rundeisenstäbe, Gewichte der 214.
 Rundventile 1104. 1108.
 Rupp 506.
- S.**
- Säulen, Berechnung der 319.
 Säulenhänglager 285.
 Sackdichtung 870.
 Saftsteiger 923.
 Saint-Venant 999.
 Saladin 642.
 Saltair, Spinnerei in 367.
 Salzenberg 383. 394. 519.
 Sambon's Kettenaufzug 660.
 Sanders' Schwimmer 967.
 San Francisco 988.
 Satinirwalze 507.
 Satzräder 515. 524.
 Saugpumpe 898.
 Saxby & Farmer 663.
 Schäffer u. Budenberg 183. 1131.
 Schachtpumpenkolben 1032.
 Schaffhausen 367. 369. 817.
 Schaft der Achse 354.
 Schaft der Pleuelstange 464.
 Schake 741.
 Schakenkette 741.
 Schalen der Lager 267.
 Schalen der Pleuelstangen 450.
 Schalenkupplung 378. 379.
 Schaltenbrand 388.
 Schaltenbrand's Schieber 1149.
 Schaltwerk 601. 655. 897.
 Schartengesperre 623. 629.
 Schartenverzahnung 600.
 Scheerfestigkeit in der neutralen Schicht 32.
 Scheffler 53. 345. 1077.
 Scheiben, exzentrische 438. 463. 945. 951.
 Scheibenkolben 868. 1024.
 Scheibenkupplung 377.
 Scheitelspielraum 528.
 Schekel 739. 745.
 Schenkel einer Achse 334.
 Schieberdiagramm 946. 947.
 Schieberkraftmesser 1145.
 Schieberpumpe 908.
 Schieblade bei Lagerstühlen 313.
 Schiebventile 908. 1103.
 Schiele's Turbine 866.
 Schiffahrtsschleuse 916.
 Schiffmühlenrad 883.
 Schiffstauwerk 729.
 Schild eines Balanciers 443.
 Schildräder 535.
 Schildzapfen an Lagerpfannen 267.
 Schilling 1059.
 Schirmrolle 831.
 Schlagwerk 678.
 Schlauchschloss 1023.
 Schlauder 134.
 Schlesinger 94.
 Schleudertrommel 260.
 Schleusenwinden 534.
 Schlieper 741.
 Schliesskopf 153.
 Schliesswerk 601. 661.
 Schlösser 664.
 Schlüssel, Hooke'scher 383.
 Schlusslinie 96.
 Schlyckeisen's Thonpresse 972.
 Schmick 877. 1135.
 Schmid 953. 956. 970.
 Schmid's Wassermesser 970.
 Schmidt 1023.
 Schmidt, Gustav 948.
 Schmiedeiserne Riemenscheibe 780.
 Schmirlgesscheiben 985.
 Schneckenrad 557.
 Schneider 954.
 Schöpfrad 887.
 Scholl 922. 923. 1109.
 Schraube, erweiterte 225.
 Schraube ohne Ende 557.
 Schraubendampfer 385. 390. 393.
 Schraubfeder 62. 70.
 Schraubenmuffen 1008. 1012.
 Schraubenräder 514. 554.
 Schraubenschlüssel 218.
 Schraubensicherungen 219.
 Schraubensystem, Sellers's 202.
 Schraubensystem, Whitworth's 199.
 Schraubenturbine 885.
 Schraubenverbindungen 227.
 Schraubmuffe 1012. 1022.
 Schülke 970.
 Schürmann 401. 863.
 Schubstangen 448.
 Schulz, Knaut & Cie. 1085.
 Schwamkrugrad 884.
 Schwedischer Kolben 1027.
 Schwibkette 706.
 Scott Moncrieff 877.
 Segelschiff 896.
 Segner'sches Rad 885. 966.
 Seide, künstliche 972.
 Seilaufleger 821.
 Seilbüchse, Seilbuffer 736.
 Seile, laufende, stehende 690.
 Seilgehänge 736.
 Seilgeschwindigkeit 793.
 Seilkurven, Verzeichnung der 807.
 Seillitze 722. 725.
 Seillokomotive 713.
 Seilpolygon 97.
 Seilrampe 693.
 Seilreibung 718.
 Seilscheiben 813.
 Seilsenkungen 392. 795. 798. 804.
 Seilsteifigkeit 727.
 Seiltrieb, schiefer 804.
 Seiltrieb, straffer 801.
 Seiltrum, führendes 796.
 Seiltrum, geführtes 796.
 Seilverjüngung 730.
 Seilwinde 694.
 Seitendruckzapfen 238.
 Seitenscheibe 595.
 Sekundenkilogramm 152.

Sella 249.
 Sellers 271. 272. 279.
 287. 379. 380. 506. 1012.
 Sellers's Schraubensystem
 202. 211.
 Senkbleileine 723.
 Seraing 457. 1148.
 Setzkopf 153.
 Setzmaschine 869.
 Setzstücke für Röhren 1017.
 Severin 643.
 Seydell 896.
 Seyler 918.
 Shanks 565. 649.
 Sharp 381. 382. 451.
 Shelley 200.
 Shuttleworth 959.
 Sichelträger 143.
 Sicherheit 2.
 Sickles 645. 961.
 Sickles' Stellsteuerung 961.
 Siederohrkessel 1071. 1073.
 Siemens 663. 894. 966.
 987. 1089. 1096.
 Siemens & Halske 663.
 Siemens' Wassermesser
 966.
 Simon 770.
 Sinoide, cykloidsche 47. 466.
 Smeaton 574.
 Smyth jr. 987. 988. 990.
 991.
 Sohlplatte eines Lagers 266.
 Spambremse 857.
 Spannrollen 776. 826.
 Spannung 1.
 Spannungsmoment 8.
 Spannwerk 601. 645.
 Spannwerksteuerungen 646.
 955.
 Spannwirbel 228.
 Speichen der Riemscheiben
 777.
 Speichen der Seilscheiben 813.
 Speichen der Zahnräder 596.
 Speichenkrümmung 813.
 Speisepumpe 928. 1109.
 Sperrwerk 601.
 Spezifischer Ferntriebwerth
 1047.
 Spezifische Leistung 769. 785.
 792. 1036. 1043.
 Spezifische Leistung der
 Drucktriebwerke 1036.
 Spill 698.
 Spindelhemmung 674.
 Spinnstuhl 678.
 Spirale, archimedische 1168.
 Spirale, logarithmische 1168.
 Spiralpumpe 888. 1157.
 Spiralschaltung 661.

Splette 216.
 Spritmesser 966.
 Sprunggesperre 610.
 Spurpflanne, stellbare 295.
 Spurplatten, drehbare 255.
 Spurzapfen 252.
 Stabgesperre 603.
 Staffagesperre 618.
 Staffeldähne 565.
 Stamm 76. 613. 680.
 Standmaasse 1012. 1019.
 Standrohr 1155.
 Standseil 707.
 Starck & Cie. 780. 781.
 Stationen d. Seiltriebs 808.
 815.
 Stegkette 740.
 Stehbolzen 172.
 Stehelin 562.
 Stehlager 264.
 Stehlager, dreischalige 275.
 Stehlager, gelenkige 271.
 Stehlagerstühle 307.
 Stehröhren 1082.
 Steib's Ventilator 892.
 Steifigkeit der Riemen 783.
 Steigung der Schrauben 197.
 Stellfälle 823.
 Stellhemmung 680.
 Stellsteuerungen 956.
 Stephenson 483. 573.
 Stephenson's Steuerung
 948.
 Sternkegel 610.
 Sternrad 896.
 Sternräder 659.
 Steuerungen 944.
 Stévert 74.
 St. Germain 333.
 Stichzahl (Zahnräder) 518.
 Stirnkurbel 415.
 Stirnlager 281.
 Stirnräder 514. 520.
 Stirnzapfen 238. 243. 415.
 Stockalper 1001.
 Stockleiter 534.
 Stoltz'sche Pumpe 901.
 Stopfbüchse 868. 1029.
 Straffes Treibseil 801.
 Strahlfeuerung 1089. 1096.
 Strahlpumpen 893. 894.
 1070. 1159.
 Strandketten 739.
 Strebe 134.
 Strebefestigkeit 42.
 Streifkeil 186.
 Stromföhre 895.
 Stroudley 486.
 Stülken 1078.
 Stützachsen 298. 334.
 Stützlager 293.

Stützlinie 799.
 Stützung 606.
 Stützzapfen 252. 257.
 Stufenscheibe 765. 791.
 Stulpdichtung 1009. 1010.
 1029.
 Stumm 589.
 Stunnes Gesperre 611.
 Sturgeon 879.
 Sturm 1154.
 Sturtevant 268. 273. 780.
 892. 952.
 Suez-Kanal 741.
 Sweet's entlasteter Schieber
 1152. 1153.
 Sweet's Steuerung 951.
 Sydenhampalast 811.
 Syrene 976.

T.

Takelwerk der Schiffe 726.
 729.
 Taktgeber 668.
 Talje 724.
 Tandem-Aufstellung 1140.
 Tangentialrad 884.
 Taubahnen 705.
 Taucherglocke 869.
 Tauchkolben 868. 1078. 1069.
 Taugye 401. 692. 928.
 T-Eisen 171.
 Tellerventile 1104.
 Tennant 486.
 Theilgesperre 615.
 Theilkreis 519.
 Thiele 643.
 Thomas 610. 627.
 Thomas & Laurent 909.
 Thometzek's Ventil 1114.
 Thomson-Turbine 885.
 Thomröhren 978.
 Thornycroft 896.
 Tiede 671.
 Tilghman 975.
 Todd & M'Gregor 298.
 Todte Verzahnung 608. 660.
 Tom Richard 538.
 Tompedo 896. 960.
 Torsionsfedern 64.
 Torsionskeil 189.
 Torsionswinkel 38.
 Towne 742. 771.
 Trägheitsmoment 1114. 1165.
 1171 ff.
 Tragachsen 333.
 Tragkeil 189.
 Tragkraft 1. 2.
 Traglänge der Ketten 745.
 Traglänge der Seile 723. 731.

Traglager 264. 289.
 Tragmodul 1. 3.
 Tragrollen 808. 814.
 Tragsicherheit 2.
 Tragzapfen 238.
 Transportriemen 701.
 Transportschraube 888.
 Trapezschraube 225.
 Tredgold 248. 546. 584.
 Treibflaschenzug 701. 715.
 Treibketten 846.
 Treibriemen 773.
 Treibeil 790. 792.
 Treibung der Druckorgane 880. 971.
 Treibung durch Zugorgane 698.
 Treibwerk 687.
 Treibwinde 699.
 Trélat 971.
 Tresca 973.
 Trick 944. 1141. 1163.
 Trick's Schieber 1140.
 Triebfling 538. 1136.
 Triebstockverzahnung 533.
 Triebwellen, lange 365.
 Triebwerkkräder 576. 584.
 Trigonometrische Linien 1180.
 Triplexhemmung 671.
 Trockenbagger 891.
 Trogschleuse 917.
 Trommeln 749.
 Trosse 729.
 Tulpin 922.
 Turbinen 884. 885. 886.
 Tweddell 155. 920. 1069.
 Tympanon 887.

U.

Uferkrane 100. 101. 349.
 Uhlant 399. 525. 757. 1110.
 Uhlhorn 404. 613. 616.
 Ulrich 518.
 Umradlinie 525. 1168.
 Umschlagwinkel bei Riemenscheiben 718.
 Universalgelenk 383.
 Universalräder 549.
 Universal-Rohrknie 1006.
 Unruhe 689.
 Unterwasserbauten 1098.
 Unthätige Ventile 1159.
 Unwin 1001.

V.

Veciana 899.
 Ventile 897. 1101.
 Ventilkasten 1106.

Ventilkolben 1033.
 Ventilsiß 1106.
 Verbunddampfmaschine 961.
 1042. 1097. 1132. 1144.
 Verbundstahl 1045.
 Verdrehungswinkel 368.
 Verjüngte Nietungen 160.
 Verjüngte Seile 730.
 Verschirren 594.
 Verschlussnietungen 156.
 Verschraubungen 227.
 Verstärkungsrippen 15.
 Verzahnung, allgemeine 520.
 Verzahnung, gemischte 538.
 Verzahnungsmethoden, beurtheilt 543.
 Vierwehahn 907. 1149.
 Virgulehemmung 670.
 Völkens 755.
 Völtergang 842. 851.
 Vogt 972.
 Voith 886.
 Vollhering 247.
 Voreilen 946.
 Vose's Pumpe 901. 904.
 Vulkanisirte Faser 1107.
 Vulkanit 72.

W.

Wälzungsbogen 523.
 Wärmeverlust der Dampfleitungen 992.
 Waag (an Uhren) 675.
 Waagebalken 447.
 Wagenwinden 582.
 Waghäusel 325.
 Waldästel 1114.
 Walzenkessel 1070.
 Walzwerke 394. 507. 566.
 Wandfüßlager 294.
 Wandlager 278.
 Wandlagerstühle 309. 310.
 Wanniek 647.
 Ward 954.
 Warl, Warrel 746.
 Wasserhebel 872. 877.
 Wasserhebung 897.
 Wasserleitungen 989.
 Wasserleitungsröhren 997.
 Wassermesser 966. 969. 970.
 Wasserprallschiff 896.
 Wasserrad 236. 241. 358.
 587. 592. 881.
 Wasserreibung 997.
 Wasserschlussdichtung 869.
 Watt 377. 905. 928. 945.
 Watt's Luftpumpe 905.
 Weaver's Riementrieb 756.
 Webb 754.

Weber 704.
 Webers 505.
 Webers & Cie. 1027.
 Wechselräder der Drehbänke 588.
 Wedding-Percy 898.
 Wehage 1084.
 Weichenstellung 663.
 Weidtmann 1110.
 Weigand 777.
 Weissbach 576. 733. 871.
 884. 888. 909. 917. 920.
 925. 938. 997. 999. 1001.
 1002. 1003.
 Weiserann 672.
 Weiss 909. 912.
 Weissguss 251.
 Weissmetall 251. 273. 288.
 482.
 Wellblech 1085.
 Wellen 361.
 Wellen, belastete 372.
 Wellen, hölzerne 371.
 Wellen, rundgewalzte 370.
 Wellenkröpfung 423.
 Wellrohr 1085.
 Wendt 68.
 Werder 72. 248.
 Wertheim 666.
 Wesel, Brücke bei 511.
 Weston 401. 615.
 Wethli 566.
 Wheeler & Wilson 640.
 White 566.
 Whitehead-Torpedo 960.
 Whitworth 513.
 Whitworth's Schraubensystem 199.
 Wicklin 495.
 Wicklung 694.
 Wiedenbrück 193.
 Wilbers 612.
 Wilkinson 898.
 Willis 538. 564.
 Wilson 1149. 1150. 1151.
 Wilson's entl. Flaschenschieber 1151. 1152.
 Wilson's Gasofen 1156.
 Winan 383.
 Winddruck 143.
 Windkessel 685.
 Windmühle 886.
 Windwerke an Schleusen, Drehbrücken etc. 534.
 Winkelreisen 171.
 Winkelhebel 440.
 Winkelriementrieb 758.
 Winkelstation des Seiltriebs 807. 819.
 Wippkran 696.
 Wirbel 739. 745.

Wirbelring 746.
 Wähler 345. 1005.
 Woltmann'scher Flügel
 967.
 Woolf 248.
 Worthington 934. 937.
 938. 1148.
 Würgelpumpe 889.
 Wurfrad 887.
 Wurmrud 551. 574.
 Wurzelzapfen 261.
 Wyck (Heinr. von) 675.

Y.

Yale-Schloss 665.
 Yale-Towne-Manu-
 factory 666.

Z.

Zähigkeit 3.
 Zähnezahl 516. 585.
 Zackenverzahnung 600.
 Zahneingriff 523.
 Zahnkupplungen 391. 623.
 Zahnprofil 520.

Zahnquerschnitt 576.
 Zahnräder 514.
 Zahnräder, Gewichte der 598.
 Zahnreibung 541.
 Zahnstange 531. 534. 538.
 540. 553. 561. 565. 581.
 Zahntheilung 519. 577. 584.
 Zapfen 237.
 Zapfen, erweiterte 244.
 Zapfen, hohle 240.
 Zapfendruck im Lager 240.
 Zapfenhülse 407.
 Zapfenkreuz 387.
 Zapfenlager 263.
 Zapfenreibung 248. 257.
 Zapfenscheitel 238.
 Zapfenstiel 406. 455.
 Zapfenverbindungen 261.
 Zapfenwurzel 238.
 Zellenkessel 1074.
 Zentrifugalpumpe 892.
 Zerknickungsfestigkeit 42.
 Zerreißlänge 723. 731.
 Zeugdruck 977.
 Zervas 716.
 Zeuner 946. 948.
 Ziegler 735. 809. 811. 816.
 821. 823. 824.

Ziehbank 561.
 Ziehpresse 973.
 Zimmermann 764.
 Zimmerwerke 132.
 Zobel, Neubert & Cie.
 743.
 Zonca 536.
 Zuber 734. 823.
 Zuckerschleuder 160.
 Zugfeder an Uhren 651.
 Zugfestigkeit 4.
 Zugkraftorgan 690.
 Zugorgane 690.
 Zugorgantriebe 753.
 Zugseite eines Querschnittes 8.
 Zulage 187.
 Zuppinger 881. 883.
 Zusammengesetzte Festigkeit
 47.
 Zwängungen 59. 174.
 Zweischildig 443.
 Zweiverbund 1139. 1140.
 Zwieselkolben 1070.
 Zwischenkopf 269. 280.
 Zwischenrollen 809.
 Zwischenträger 119.
 Zwischschake 745.
 Zwischschraube 952. 1016.

Berichtigungen.

- Seite 19, Zeile 3 v. u. lies: $Z'' = \frac{bh^2}{21}$ statt $Z'' = \frac{bh^2}{18}$
- „ 41, „ 3 „ o. „ in der Figur: d statt b
- „ 49, „ 9 „ u. „ biegendes statt liegendes
- „ 52, „ 2 „ o. „ $\left(1 + \frac{p}{\xi}\right)$ statt $\left(1 + \frac{p}{2\xi}\right)$
- „ 60, „ 12 „ „ „ 0,486 statt 0,468
- „ 66, „ 13 „ „ „ (40) statt (26)
- „ 66, „ 9 „ u. „ 282,1 statt 28,21
- „ 67, „ 7 „ o. „ (41) statt (27)
- „ 73, „ 13 „ u. „ (42) statt (40)
- „ 73, „ 6 „ „ „ $l = 35$ mm statt $l = 35$ mm
- „ 157, „ 4 „ „ „ $\sqrt{\frac{d}{\delta}} \frac{d}{\delta}$ statt $\sqrt{\frac{d}{\delta}}$
- „ 161, in Figur 149 lies: 4 a statt 1 a
- „ 163, Zeile 5 v. o. lies: zweistellige statt dreistellige und dreistellige
statt vierstellige
- „ 164, „ 18 v. u. lies: die der statt der
- „ 167, „ 1 „ „ „ $(2a - d)$ statt $2a - d$
- „ 188, „ 15 und 16 v. o. lies: 191 statt 189
- „ 199, „ 8 v. u. lies: gleichschenklige statt gleichseitige
- „ 212, „ 12 „ „ „ 21,50 statt 20,50
- „ 226, „ 7 und 8 v. u. lies: $3 \frac{t}{d}$ statt $3 \frac{d}{t}$
- „ 240, „ 5 „ 8 „ „ „ $\frac{d_0}{d}$ statt $\frac{d_1}{d}$
- „ 245, „ 2 v. u. lies: 3,5 statt 5
- „ 245, „ 1 „ „ „ $\frac{9}{8}$ statt 9,8
- „ 253, Formel (101) soll lauten: $(\frac{2}{9}\pi - \frac{1}{9})pd^2 = 0,5866 pd^2$
- „ 253, „ (102) „ „ $0,5866 d^2 \frac{a}{n} = P$
- „ 253, Zeile 8 v. u. lies: d statt p
- „ 253, „ 4 „ „ „ 0,15 statt 0,21
- „ 259, „ 1 „ „ „ steigt p statt sinkt p herab
- „ 305, „ 1 der Tabelle lies: 0,78659 statt 0,32427
- „ 323, „ 4 v. o. lies: 3,20 statt 320

- Seite 325, ist Figur 370 umgedreht zu denken.
- „ 341, Zeile 3 v. o. lies: $A2$ statt 1.2
- „ 341, „ 4 „ „ „ $2A$ „ 2.1
- „ 348, Figur 409 ist $3\frac{3}{4}''$ die Zapfen-, nicht die Bunddicke
- „ 363, Zeile 7 v. u. lies: ebenso dick statt $\sqrt[4]{0,6}$ d. i. 0,88 mal so dick
- „ 411, „ 14 „ „ „ $\frac{5}{8}\sqrt{R^2 + c^2}$ statt $\frac{3}{8}\sqrt{R^2 + c^2}$
- „ 500, „ 13, 19 und 24 v. o. lies: $\beta = 90^\circ$ statt $\beta = 180^\circ$
- „ 503, „ 12 v. o. lies: Reibrädern statt Rädern
- „ 535, „ 11 „ „ „ SII statt SI
- „ 535, „ 12 „ „ „ T_1 statt T
- „ 535, „ 16 „ „ „ SI statt SII
- „ 535, „ 17 „ „ „ T statt T_1
- „ 554, „ 21 „ „ „ §. 220 statt §. 222
- „ 556, „ 9 „ u. „ 10 statt 0
- „ 561, Figur 618 sind die beiden Pfeile umzukehren.
- „ 570, Zeile 18 und 17 v. u. lies: Ebene statt Anfangslage
- „ 581, Figur 645 links lies: b_1 statt b
- „ 582, Zeile 18 v. u. lies: erwähnt statt erörtert
- „ 584, „ 13 „ o. „ 2,88 statt 2,89
- „ 590, „ 4 der Tabelle lies: zu Nr. 3 statt zu Nr. 8
- „ 607, „ 7 v. o. lies: Hebung der Klinke statt Hebung
- „ 652, „ 18 „ „ „ an h statt g
- „ 668, „ 9 „ „ „ isochronisch statt idochronisch
- „ 669, „ 11 „ „ „ 768 statt 786
- „ 675, „ 8 „ „ „ 15. statt 16.
- „ 692, „ 14 „ „ „ 566 statt 506
- „ 700, „ 7 „ „ „ 786 statt 791
- „ 712, „ 17 „ u. „ allgemeiner statt allgemeineu
- „ 718, „ 8 „ „ „ 2,718⁴ statt 2,7184
- „ 730, „ 9 „ o. „ 0,0077 $i\delta^2$ statt 0,0077
- „ 738, „ 10 „ „ „ sogenanntes statt sogenannte
- „ 738, „ 2 „ u. „ 3000 statt 300
- „ 750, „ 2 „ o. „ 2,414 l statt 1,414 l
- „ 750, „ 1 „ u. „ 1,4619 „ 1,3619
- „ 795, „ 12 „ o. „ $\frac{1}{500000}$ „ $\frac{1}{50000}$
- „ 795, „ 13 „ „ „ $\pi/4 \delta^2 : 100$ statt $\pi/4 \delta^2$
- „ 797, „ 1 „ u. „ $(c_m : h_m)$ statt $(c_m : 8 h_m)$
- „ 798, „ 3 „ o. „ $(h_m + a^2 : 8 h_m)$ statt $(h_m + a^2 : h_m)$
- „ 804, „ 4 „ u. „ $2 c x_1$ statt $2 c x$
- „ 805, „ 3 „ o. „ $\mathcal{E}' + \psi(x_2)$ statt $\mathcal{E} + \psi(x_2)$
- „ 805, „ 5 „ „ „ $\mathcal{E}'' = \mathcal{E}' +$ statt $\mathcal{E}' = \mathcal{E}' +$
- „ 822, „ 7, 14 und 15 v. u. lies: Fc statt Fc
- „ 823, „ 17 v. o. lies: Sv statt Sv
- „ 828, „ 1 „ „ „ die statt der
- „ 845, „ 1 „ u. „ XXIV statt XXIII
- „ 847, „ 13 „ „ „ als statt also
- „ 856, „ 16 „ „ „ 1,33 statt 1,28
- „ 856, „ 4 „ „ „ Anspannung statt Spannung
- „ 859, „ 15 „ „ „ 10 statt 20

- Seite 891, Zeile 4 v. o. lies: Lattenketten statt Lattenbetten
" 895, " 4 " u. " welcher die statt welches der
" 923, " 6 " " " c statt d
" 946, Figur 1024, rechts in der Mitte lies: α_0 statt α
" 988, Zeile 18 v. u. lies: anderem statt anderen
" 990, " 2 " o. " aufgeführte statt ausgeführte
" 1000, " 14 " u. " Rechnung statt Reibung
" 1001, " 6 " " " anderem statt anderen
" 1066, " 5 " o. " 2,986 — statt 2,986 =
" 1102, " 15 und 16 v. u. lies: Sperrung statt Spannung
" 1102, " 10 v. u. lies: hiernach statt hiernach

Erste Zahlentafel des Konstrukteurs.

n	$\frac{1}{n}$	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\frac{1}{\sqrt{n}}$	$\sqrt[3]{n}$	$\frac{1}{\sqrt[3]{n}}$	$\sqrt[4]{n}$	$\frac{1}{\sqrt[4]{n}}$
0,30	3,333	0,090	0,027	0,548	1,826	0,669	1,495	0,740	1,351
0,375	2,667	0,141	0,053	0,612	1,633	0,721	1,387	0,783	1,278
0,60	1,667	0,360	0,216	0,775	1,291	0,843	1,186	0,880	1,136
0,625	1,600	0,391	0,244	0,791	1,265	0,855	1,170	0,889	1,125
0,70	1,429	0,490	0,343	0,837	1,195	0,888	1,126	0,915	1,093
0,75	1,333	0,563	0,422	0,866	1,155	0,909	1,100	0,931	1,075
0,875	1,143	0,766	0,670	0,935	1,069	0,956	1,046	0,974	1,024
0,90	1,111	0,810	0,729	0,949	1,054	0,965	1,036	0,987	1,013
1,10	0,909	1,210	1,331	1,049	0,953	1,032	0,969	1,024	0,976
1,2	0,833	1,440	1,728	1,095	0,913	1,063	0,941	1,047	0,955
1,25	0,800	1,563	1,953	1,118	0,894	1,077	0,928	1,057	0,946
1,50	0,667	2,250	3,375	1,225	0,816	1,145	0,874	1,107	0,904
1,75	0,571	3,063	5,359	1,323	0,756	1,205	0,830	1,150	0,869
2,0	0,500	4,0	8,0	1,414	0,707	1,260	0,794	1,189	0,841
2,25	0,444	5,063	11,391	1,500	0,667	1,310	0,763	1,225	0,816
2,50	0,400	6,250	15,625	1,581	0,632	1,357	0,737	1,257	0,795
2,75	0,364	7,563	20,797	1,658	0,603	1,401	0,714	1,288	0,777
3,0	0,333	9,0	27,0	1,732	0,577	1,442	0,693	1,318	0,759
3,25	0,308	10,563	34,328	1,803	0,555	1,481	0,675	1,342	0,745
3,50	0,286	12,250	42,875	1,871	0,535	1,518	0,659	1,368	0,731
3,75	0,267	14,063	52,734	1,936	0,516	1,554	0,644	1,392	0,719
4,0	0,250	16,0	64,0	2,0	0,500	1,587	0,630	1,414	0,707
4,5	0,222	20,250	91,125	2,121	0,471	1,651	0,606	1,457	0,687
5,0	0,200	25,0	125,0	2,236	0,447	1,710	0,585	1,495	0,669
5,5	0,182	30,250	166,375	2,345	0,426	1,765	0,567	1,531	0,653
6,0	0,167	36,0	216,0	2,449	0,408	1,817	0,550	1,565	0,639
6,5	0,154	42,25	274,625	2,550	0,392	1,866	0,536	1,597	0,626
7,0	0,143	49,0	343,0	2,646	0,378	1,913	0,523	1,627	0,615
7,5	0,133	56,250	421,875	2,739	0,365	1,957	0,510	1,655	0,604
8,0	0,125	64,0	512,0	2,828	0,354	2,0	0,500	1,682	0,595

Erste Zahlentafel des Konstrukteurs.

n	$\frac{1}{n}$	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\frac{1}{\sqrt{n}}$	$\sqrt[3]{n}$	$\frac{1}{\sqrt[3]{n}}$	$\sqrt[4]{n}$	$\frac{1}{\sqrt[4]{n}}$
8,5	0,118	72,250	614,125	2,915	0,343	2,041	0,490	1,707	0,586
9,0	0,111	81,0	729,0	3,000	0,333	2,080	0,481	1,732	0,577
9,5	0,105	90,250	857,375	3,082	0,324	2,118	0,472	1,756	0,570
10	0,100	100,0	1000,0	3,162	0,316	2,154	0,464	1,778	0,562
11	0,091	121,0	1331,0	3,317	0,302	2,224	0,450	1,821	0,549
12	0,083	144	1728	3,464	0,289	2,289	0,431	1,861	0,537
13	0,077	169	2197	3,606	0,277	2,351	0,425	1,899	0,527
14	0,071	196	2744	3,742	0,267	2,410	0,415	1,934	0,517
15	0,067	225	3375	3,873	0,258	2,466	0,405	1,968	0,508
16	0,063	256	4096	4,000	0,250	2,520	0,397	2,000	0,500
17	0,059	289	4913	4,123	0,243	2,571	0,389	2,031	0,492
18	0,056	324	5832	4,243	0,236	2,621	0,381	2,060	0,485
19	0,053	361	6859	4,359	0,229	2,668	0,375	2,088	0,479
20	0,050	400	8000	4,472	0,224	2,714	0,368	2,115	0,473
50	0,020	2500	125000	7,071	0,141	3,684	0,271	2,659	0,376
100	0,010	10000	1000000	10,0	0,10	4,642	0,215	3,162	0,316
1000	0,001	1000000	1000000000	31,623	0,032	10,0	0,100	5,623	0,178
$\pi = 3,142$	0,318	9,870	31,006	1,772	0,564	1,465	0,683	1,331	0,751
$2\pi = 6,283$	0,159	39,478	248,050	2,507	0,399	1,845	0,542	1,583	0,632
$\frac{\pi}{2} = 1,571$	0,637	2,467	3,878	1,253	0,798	1,162	0,860	1,120	0,893
$\frac{\pi}{3} = 1,047$	0,955	1,097	1,148	1,023	0,977	1,016	0,985	1,012	0,989
$\frac{4}{3}\pi = 4,189$	0,239	17,546	73,496	2,047	0,489	1,612	0,622	1,431	0,699
$\frac{\pi}{4} = 0,785$	1,274	0,617	0,484	0,886	1,128	0,923	1,084	0,941	1,062
$\frac{\pi}{6} = 0,524$	1,910	0,274	0,144	0,724	1,382	0,806	1,241	0,851	1,176
$\pi^2 = 9,870$	0,101	97,409	961,390	3,142	0,318	2,145	0,466	1,772	0,564
$\pi^3 = 31,006$	0,032	961,390	29809,910	5,568	1,796	3,142	0,318	2,360	0,424
$\frac{\pi}{32} = 0,098$	10,186	0,0095	0,001	0,313	3,192	0,461	2,168	0,560	1,782
$\frac{3\pi}{16} = 0,589$	1,698	0,347	0,204	0,768	1,303	0,838	1,194	0,876	1,142
$g = 9,808$	0,102	96,197	943,498	3,132	0,319	2,141	0,467	1,770	0,565
$2g = 19,616$	0,051	384,888	7547,996	4,429	0,226	2,697	0,371	2,105	0,475

Zweite Zahlentafel des Konstrukteurs.

n	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	n	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
0,01	0,10000	0,21544	0,26	0,50990	0,63825
0,02	0,14142	0,27144	0,27	0,51962	0,64633
0,03	0,17321	0,31072	0,28	0,52915	0,65421
0,04	0,20000	0,34200	0,29	0,53852	0,66191
0,05	0,22361	0,36840	0,30	0,54772	0,66943
0,06	0,24495	0,39149	0,31	0,55678	0,67679
0,07	0,26458	0,41213	0,32	0,56569	0,68399
0,08	0,28284	0,43089	0,33	0,57446	0,69104
0,09	0,30000	0,44814	0,34	0,58310	0,69795
0,10	0,31623	0,46416	0,35	0,59161	0,70473
0,11	0,33166	0,47914	0,36	0,60000	0,71138
0,12	0,34641	0,49324	0,37	0,60828	0,71791
0,13	0,36056	0,50658	0,38	0,61644	0,72432
0,14	0,37417	0,51925	0,39	0,62450	0,73061
0,15	0,38730	0,53133	0,40	0,63246	0,73681
0,16	0,40000	0,54288	0,41	0,64031	0,74290
0,17	0,41231	0,55397	0,42	0,64807	0,74889
0,18	0,42426	0,56462	0,43	0,65574	0,75478
0,19	0,43589	0,57489	0,44	0,66332	0,76059
0,20	0,44721	0,58480	0,45	0,67082	0,76631
0,21	0,45826	0,59439	0,46	0,67823	0,77194
0,22	0,46904	0,60368	0,47	0,68557	0,77750
0,23	0,47958	0,61269	0,48	0,69282	0,78297
0,24	0,48990	0,62145	0,49	0,70000	0,78837
0,25	0,50000	0,62996	0,50	0,70711	0,79370

$\sin 30^\circ = \cos 60^\circ = \frac{1}{2};$ $\cos 30^\circ = \sin 60^\circ = \frac{1}{2} \sqrt{3} = 0,8660.$
 $\sin 75^\circ = \cos 15^\circ = 0,9659;$ $\operatorname{tg} 30^\circ = \operatorname{cotg} 60^\circ = \frac{1}{\sqrt{3}} = 0,5774;$
 $\cos 75^\circ = \sin 15^\circ = 0,2588;$ $\operatorname{cotg} 30^\circ = \operatorname{tg} 60^\circ = \sqrt{3} = 1,7321.$

Zweite Zahlentafel des Konstrukteurs.

n	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	n	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
0,51	0,71414	0,79896	0,76	0,87178	0,91258
0,52	0,72111	0,80415	0,77	0,87750	0,91657
0,53	0,72801	0,80927	0,78	0,88318	0,92052
0,54	0,73485	0,81433	0,79	0,88882	0,92443
0,55	0,74162	0,81932	0,80	0,89443	0,92832
0,56	0,74833	0,82426	0,81	0,90000	0,93217
0,57	0,75498	0,82913	0,82	0,90554	0,93599
0,58	0,76158	0,83396	0,83	0,91104	0,93978
0,59	0,76811	0,83872	0,84	0,91652	0,94354
0,60	0,77460	0,84343	0,85	0,92195	0,94727
0,61	0,78102	0,84809	0,86	0,92736	0,95097
0,62	0,78740	0,85270	0,87	0,93274	0,95464
0,63	0,79373	0,85726	0,88	0,93808	0,95828
0,64	0,80000	0,86177	0,89	0,94340	0,96190
0,65	0,80623	0,86624	0,90	0,94868	0,96549
0,66	0,81240	0,87066	0,91	0,95394	0,96905
0,67	0,81854	0,87503	0,92	0,95917	0,97259
0,68	0,82462	0,87937	0,93	0,96437	0,97610
0,69	0,83066	0,88366	0,94	0,96954	0,97959
0,70	0,83666	0,88790	0,95	0,97468	0,98305
0,71	0,84261	0,89211	0,96	0,97980	0,98648
0,72	0,84853	0,89628	0,97	0,98489	0,98990
0,73	0,85440	0,90041	0,98	0,98995	0,99329
0,74	0,86023	0,90450	0,99	0,99499	0,99666
0,75	0,86603	0,90856	1,00	1,00000	1,00000

$n = \frac{60 \cdot 75 \cdot 1000}{2\pi} = 716198; \quad \frac{1}{n} = 0,000\,001\,396; \quad \log n = 5,8550331.$
 $\sqrt{n} = 846,285; \quad \sqrt[3]{n} = 89,470; \quad \sqrt[4]{n} = 29,091; \quad \log \pi = 0,4971499;$
 $\frac{1}{\sqrt{n}} = 0,001\,182; \quad \frac{1}{\sqrt[3]{n}} = 0,001\,176; \quad \frac{1}{\sqrt[4]{n}} = 0,034\,376; \quad \log g = 0,9915805.$