

ZWEITER ABSCHNITT.

CONSTRUCTION DER MASCHINEN- ELEMENTE.

§. 19.

Vorbemerkungen.

Unter den baulichen Elementen der Maschinen, welche auch Maschinentheile genannt werden, versteht man solche einzelne Theile oder vereinzelbare Gruppen von Theilen, welche sich bei allen Maschinen mehr oder weniger zahlreich vorfinden und wiederholen, deren Construction sich daher allgemein gültigen Regeln unterwerfen lässt. Ihre Zahl ist nicht bedeutend, übrigens auch der Natur der Sache nach nicht fest bestimmbar; sie wird sich wahrscheinlich stets langsam vergrößern, indem immer mehr Maschinen in das Bereich besonderer theoretischer Untersuchung gezogen werden, wodurch die Möglichkeit geboten wird, sie in Elemente der genannten Art zu zerfällen, und diese in Regeln zu bringen. Die nachfolgend zusammengestellten Maschinenelemente werden jetzt ziemlich allgemein als solche aufgefasst.

Während im ersten Abschnitte alle Formeln allgemein gehalten werden konnten, müssen sie hier für bestimmte Maasseinheiten ausgerechnet werden. Die hier für die Abmessungen und die Belastungen gewählten Einheiten sind der Millimeter und das Kilogramm; nur bei ausdrücklicher Bemerkung ist eine Abweichung hiervon angewandt. Für die Berechnungen in preussischem und östreichischem Maass sind am Schlusse des Buches

die für Neupfund und Zoll umgerechneten Formeln tabellarisch zusammengestellt; die Bedeutung ihrer Buchstaben ist mit Hilfe der beigefügten Nummern leicht aufzufinden. Die Geschwindigkeiten sind im Text stets in Meter ausgedrückt und beziehen sich auf die Secunde als Zeiteinheit, die Umdrehungszahlen dagegen auf die Minute. Als Maass für Arbeitgrössen dient das Kilogrammeter (km); die Arbeitstärke (Intensität der Arbeit) wird durch das Sekundenkilogrammeter (km) gemessen; endlich dient zur Messung grosser Arbeitstärken die Pferdestärke = 75^{km} .

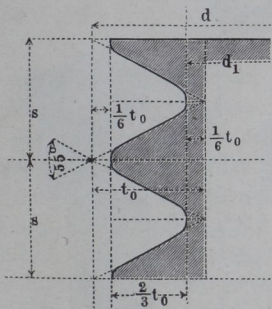
I. BEFESTIGUNGSSCHRAUBEN.

§. 20.

Das Whitworth'sche Schraubensystem.

Die Befestigungsschrauben werden vorzugsweise mit scharfem, nur bei grossen Dimensionen mit flachem Gewinde ausgeführt. Für das erstere richtet man sich in Bezug auf Steigung, Gangtiefe und Form der Gewinde fast ganz allgemein nach den von Whitworth vorgeschlagenen Regeln, welche nachstehend, dem metrischen Maass-System möglichst angepasst, angegeben sind.

Fig. 2.



Bezeichnet (Fig. 2):

d den Bolzendurchmesser,

d_1 den Kerndurchmesser,

s die Ganghöhe der Schraube,

so ist zu nehmen:

$$s = 1 + 0,08 d \dots (28)$$

Die Gewinde werden in aneinandergereihte gleichschenklige Dreiecke eingezeichnet, deren Grundlinie = s , und deren Spitzenwinkel = 55° ist, wonach ihre Höhe $t_0 = 0,96 s$ wird. Innen und aussen wird das Gewinde um $1/6 t_0$ abgerundet, so

dass die wirkliche Gangtiefe t wird:

$$t = 2/3 t_0 = 0,64 s \dots (29)$$

und der Kerndurchmesser:

$$d_1 = 0,9 d - 1,3 \dots (30)$$

§. 21.

Bolzendicke, Schraubenmutter, Schraubenkopf.

Der Bolzendurchmesser wird sehr häufig nach dem Gefühl bestimmt. Bei gegebener, in der Achsenrichtung der Schraube auf diese wirkender Kraft P ist zu nehmen (Morin):

$$P = 2,2d_1^2 \dots \dots \dots (31)$$

$$d_1 = 0,67 \sqrt{P} \dots \dots \dots (32)$$

Die Schraubenmutter wird gewöhnlich sechsseitig, seltener vierseitig gemacht. Die Höhe derselben ist $= d$ zu nehmen, um den Flächendruck auf die Gewinde zwischen 1,5 und 1^k auf den \square^{mm} einzuschränken. Ferner nehme man den Durchmesser des dem Sechseck oder Quadrat des Grundrisses der Mutter eingeschriebenen Kreises

bei bearbeiteten Muttern:

$$D = 5 + 1,4d \dots \dots \dots (33)$$

bei unbearbeitet bleibenden Muttern:

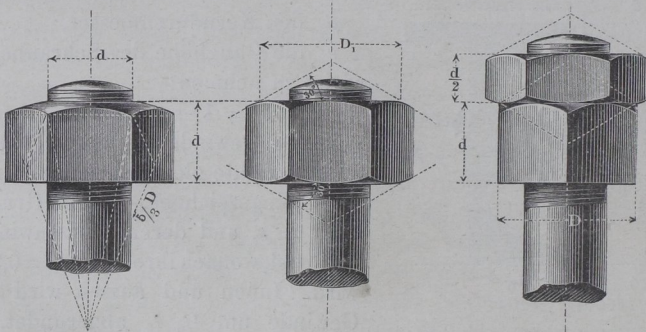
$$D_1 = 7 + 1,45d \dots \dots \dots (34)$$

Bei bearbeiteten Muttern wird die obere Fläche nach einer Kugel vom Halbmesser $\frac{5}{3}D$ abgerundet (Fig. 3), bei unbearbeiteten die Ecken unten und oben nach einem Kegel vom Basis-

Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.



durchmesser D_1 und dem Basiswinkel 30° abgestumpft (Fig. 4). Dieselbe Form wird bei der Gegenmutter (Fig. 5) angewandt, auch wenn beide Muttern bearbeitet sind. Manche legen aus Festigkeitsrücksichten die Gegenmutter unter die Hauptmutter,

was aber nicht nöthig ist, da die Mutter wegen der Gewindfestigkeit nur etwa $\frac{d}{3}$ hoch zu sein brauchte.

Die Unterlegscheibe erhält einen Durchmesser $U = \frac{4}{3} D$ resp. $\frac{4}{3} D_1$ und eine Dicke $u = \frac{D}{10}$. Bei grösseren Dimensionen wird ihre obere äussere Kante abgeschrägt.

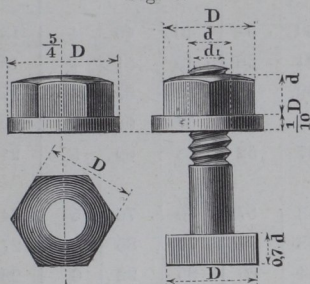
Der Schraubenkopf wird gewöhnlich mit quadratischer oder auch mit sechseckiger Grundfläche ausgeführt, und erhält, ob bearbeitet oder unbearbeitet, die Breite $D = 5 + 1,4 d$ und die Höhe $h = 0,7 d$. Nach den hier gemachten Angaben ist die folgende Tabelle berechnet.

§. 22.

Tabelle über die scharfgängigen Schrauben.

Es bezeichnet in der umstehenden Tabelle:

Fig. 6.



d den Bolzendurchmesser der Schraube;

d_1 den Kerndurchmesser;

n die Zahl der Gänge auf 10^{mm} Bolzenlänge;

D den Durchmesser des dem Sechseck oder Quadrat der bearbeiteten Schraubenmutter eingeschriebenen Kreises;

D_1 dieselbe Abmessung bei der unbearbeiteten Mutter;

U und U_1 den Durchmesser der bearbeiteten und der unbearbeiteten Unterlegscheibe;

u deren Dicke;

h die Höhe des Schraubenkopfes;

P die der Schraube anzuhängende Last;

d_w den Bolzendurchmesser der Whitworth'schen Scala in englischen Zoll, welcher d am nächsten entspricht;

n_w die zugehörige Anzahl der Schraubengänge auf einen Zoll englisch.

Beispiel. Für eine Schraube, welche einem Zug von 1200^k ausgesetzt werden soll, ist nach dieser Tabelle zu benutzen Nro. 9.; es wird $d = 27$, $p = 10/8$; die Mutter erhält, wenn sie unbearbeitet bleiben soll, einen Durchmesser von 47^{mm}, eine Höhe von 27^{mm}; der Kopf eine Breite von 47^{mm}, eine Höhe von 19^{mm}; die Unterlegscheibe erhält 63^{mm} Durchmesser und 5^{mm} Dicke.

Bolzen d	Kern	Gänge	Mutter		Scheibe			Kopf	Last	Whitworth	
	d_1	n	D	D_1	U	U_1	u	h	P	$\overline{d_w}$	n_w
			bearb.	roh.	bearb.	roh.					
6	4,1	7	13	17	17	21	2	4	37	1/4	20
8	5,9	6	16	19	21	25	2,5	6	77	5/16	18
10	7,7	5 1/2	19	22	25	29	3	7	130	3/8	16
12	9,5	5	22	25	29	33	3	8	199	1/2	12
15	12,2	4 1/2	26	30	34	40	4	10	327	5/8	11
18	14,9	4	30	34	40	45	4	13	488	3/4	10
21	17,6	3 3/4	34	38	45	51	4	15	681	7/8	9
24	20,3	3	39	43	52	57	4	17	907	1	8
27	23,0	3	43	47	57	63	5	19	1164	1 1/8	7
30	25,7	2 1/2	47	52	63	69	5	21	1453	1 1/4	7
34	29,3	2 1/2	53	57	70	76	5	24	1889	1 3/8	6
38	32,9	2 1/2	58	64	77	85	6	27	2381	1 1/2	6
42	36,5	2 1/8	64	69	85	92	6	29	2931	1 5/8	5
46	40,1	2 1/8	69	75	92	100	7	32	3528	1 3/4	5
50	43,1	1 7/8	75	81	100	108	7	35	4087	1 7/8	4 1/2
55	48,2	1 7/8	82	88	105	114	8	38	5111	2	4 1/2
60	52,7	1 5/8	89	95	116	124	9	42	6110	2 1/4	4
65	57,2	1 5/8	96	102	125	133	10	45	7198	2 1/2	4
70	61,7	1 3/8	103	109	134	142	10	49	8375	2 3/4	3 1/2
75	66,2	1 3/8	110	117	143	152	11	52	9641	3	3 1/2

Bemerkung. Es unterliegt keiner Frage, dass auch andere als die hier gegebenen Verhältnisse für die Ausführung der Muttern und Köpfe gut geeignet sein können; indessen ist es sicherlich zu empfehlen, sich an ein Dimensionensystem anzuschließen, damit die Gleichförmigkeit, welche man für die Gewindsysteme schon so glücklich erreicht hat, ihre Vorzüge auch bei den übrigen Abmessungen der Schrauben geltend machen könne.

§. 23.

Gewichte der Muttern, Scheiben und Köpfe

der Schrauben nach Tabelle §. 22.

Bolzen d	Mutter		Scheibe		Kopf	Bolzen d	Mutter		Scheibe		Kopf
	bearb.	roh.	bearb.	roh.	□		bearb.	roh.	bearb.	roh.	□
6	0,006	0,010	0,003	0,005	0,006	34	0,402	0,503	0,098	0,120	0,526
8	0,011	0,016	0,005	0,008	0,011	38	0,528	0,709	0,142	0,181	0,710
10	0,018	0,026	0,009	0,012	0,020	42	0,701	0,888	0,170	0,206	0,945
12	0,027	0,040	0,012	0,015	0,031	46	0,874	1,141	0,232	0,287	1,202
15	0,048	0,070	0,020	0,028	0,056	50	1,122	1,436	0,270	0,309	1,544
18	0,073	0,104	0,027	0,038	0,089	55	1,469	1,898	0,369	0,442	2,035
21	0,107	0,147	0,036	0,046	0,134	60	1,868	2,310	0,477	0,581	2,609
24	0,161	0,222	0,045	0,057	0,201	65	2,344	2,902	0,559	0,668	3,357
27	0,221	0,278	0,066	0,083	0,282	70	2,925	3,541	0,713	0,860	4,073
30	0,281	0,381	0,079	0,101	0,365	75	3,572	4,384	0,897	1,032	4,982

Die hier angegebenen Gewichte der Schraubenmuttern setzen letztere leer voraus und sind unter Vernachlässigung des Gewindeinhalts und der Abrundungen ermittelt, geben also das Gewicht um ein Unbedeutendes zu hoch an. Das Gewicht des Schraubenbolzens bestimmt sich aus der nachfolgenden Tabelle; als Bolzenlänge ist immer das Maass vom Kopfe bis zum Ende der Schraube, nicht etwa das Maass zwischen Kopf und Mutter einzuführen.

Beispiel. 100 Stück Schrauben von 21^{mm} Dicke, 200^{mm} Länge mit unbearbeiteten Muttern und Scheiben wiegen nach der vorstehenden und der folgenden Tabelle:

$$100 \cdot 2,00 \cdot 0,269 + 100 (0,147 + 0,046 + 0,134) \\ = 53,8 + 32,7 = 86,5^k,$$

das einzelne Stück also 0,865^k. Bearbeitet wiegen Mutter und Scheibe $0,147 + 0,046 - 0,107 - 0,036 = 0,050^k$ weniger.

Tabelle über die Gewichte der Rundeisenstäbe.
von 100^{mm} Länge.

<i>d</i>	<i>G</i>	<i>d</i>	<i>G</i>	<i>d</i>	<i>G</i>	<i>d</i>	<i>G</i>	<i>d</i>	<i>G</i>
1	0,0006	26	0,414	51	1,591	76	3,534	101	6,241
2	0,0024	27	0,446	52	1,654	77	3,628	102	6,365
3	0,0055	28	0,480	53	1,719	78	3,722	103	6,491
4	0,0098	29	0,515	54	1,784	79	3,818	104	6,617
5	0,0153	30	0,551	55	1,851	80	3,916	105	6,745
6	0,022	31	0,588	56	1,919	81	4,014	106	6,874
7	0,030	32	0,627	57	1,988	82	4,113	107	7,005
8	0,039	33	0,666	58	2,058	83	4,215	108	7,136
9	0,050	34	0,707	59	2,129	84	4,317	109	7,275
10	0,061	35	0,749	60	2,203	85	4,420	110	7,403
11	0,074	36	0,793	61	2,277	86	4,525	111	7,538
12	0,088	37	0,838	62	2,352	87	4,631	112	7,675
13	0,103	38	0,883	63	2,428	88	4,738	113	7,812
14	0,120	39	0,931	64	2,506	89	4,846	114	7,951
15	0,138	40	0,979	65	2,585	90	4,956	115	8,091
16	0,157	41	1,028	66	2,665	91	5,067	116	8,233
17	0,177	42	1,079	67	2,746	92	5,178	117	8,375
18	0,198	43	1,131	68	2,829	93	5,292	118	8,519
19	0,221	44	1,184	69	2,913	94	5,406	119	8,664
20	0,245	45	1,239	70	2,998	95	5,522	120	8,810
21	0,270	46	1,295	71	3,084	96	5,639	121	8,958
22	0,296	47	1,352	72	3,172	97	5,757	122	9,106
23	0,324	48	1,410	73	3,260	98	5,876	123	9,256
24	0,352	49	1,469	74	3,350	99	5,996	124	9,407
25	0,382	50	1,530	75	3,442	100	6,118	125	9,560

Diese Tabelle dient auch zur Gewichtberechnung cylindrischer Wellen u. s. w. Gusseiserne Cylinder von der angegebenen Grösse sind 0,93mal, bronzene 1,092mal so schwer als die schmiedeisernen.

Tabelle über die Gewichte der Rundeisenstäbe
von 100^{mm} Länge.

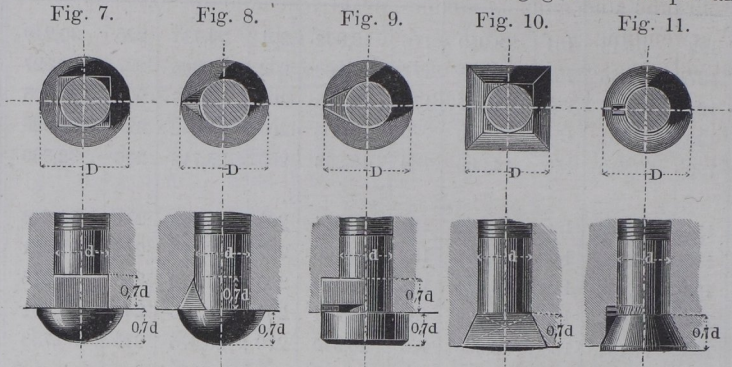
<i>d</i>	<i>G</i>	<i>d</i>	<i>G</i>	<i>d</i>	<i>G</i>	<i>d</i>	<i>G</i>	<i>d</i>	<i>G</i>
126	9,713	151	13,950	176	18,952	201	24,718	226	30,249
127	9,868	152	14,136	177	19,168	202	24,965	227	30,527
128	10,024	153	14,322	178	19,385	203	25,213	228	30,805
129	10,181	154	14,510	179	19,603	204	25,462	229	31,085
130	10,340	155	14,699	180	19,823	205	25,712	230	32,366
131	10,500	156	14,889	181	20,044	206	25,963	231	32,648
132	10,660	157	15,081	182	20,266	207	26,216	232	32,931
133	10,823	158	15,274	183	20,489	208	26,470	233	33,215
134	10,986	159	15,468	184	20,714	209	26,725	234	33,401
135	11,151	160	15,663	185	20,940	210	26,975	235	33,788
136	11,316	161	15,859	186	21,167	211	27,239	236	34,076
137	11,483	162	16,057	187	21,395	212	27,498	237	34,366
138	11,652	163	16,256	188	21,624	213	27,758	238	34,656
139	11,821	164	16,456	189	21,855	214	28,019	239	34,948
140	11,992	165	16,657	190	22,087	215	28,282	240	35,241
141	12,164	166	16,859	191	22,320	216	28,545	241	35,535
142	12,337	167	17,063	192	22,554	217	28,810	242	35,831
143	12,511	168	17,268	193	22,790	218	29,076	243	36,128
144	12,686	169	17,474	194	23,027	219	29,344	244	36,426
145	12,864	170	17,682	195	23,265	220	29,612	245	36,725
146	13,042	171	17,890	196	23,504	221	29,882	246	37,025
147	13,221	172	18,100	197	23,744	222	30,153	247	37,327
148	13,301	173	18,311	198	23,986	223	30,425	248	37,630
149	13,583	174	18,524	199	23,229	224	30,699	249	37,934
150	13,766	175	18,737	200	24,473	225	30,974	250	38,239

Die hier angegebenen Gewichte sind gefunden aus der Formel $G = 100 \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \cdot 0,00000779 = 0,00611825 d^2$; es ist also das spezifische Gewicht des Schmiede Eisens mit der Grösse 7,79 in Rechnung gebracht.

§. 25.

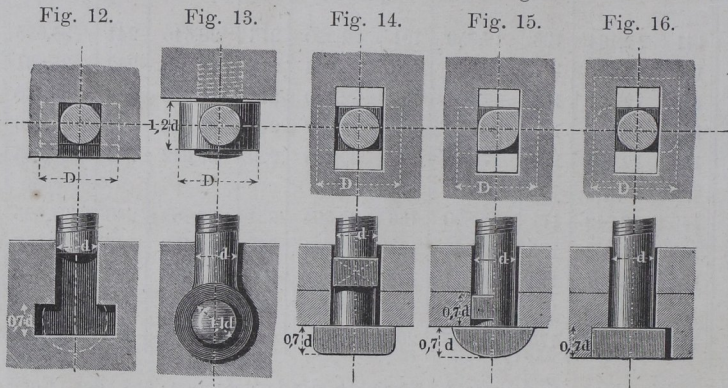
Andere Formen für Befestigungsschrauben.

Statt des vier- oder sechsseitigen Schraubenkopfes wendet man unter Umständen die in Fig. 7 bis 11 angegebenen Köpfe an,



wovon die beiden letzten versenkt sind. Alle sind mit einem Kopfhalter versehen, einer Vorrichtung, welche die Schraube hindert, sich beim Anziehen der Mutter zu drehen.

Weitere Umgestaltungen des Schraubenkopfes zeigen die folgenden Figuren. Fig. 12 ankerförmiger Kopf, von der Seite in das eine der zu verbindenden Stücke eingelegt; neuerdings formt man diesen

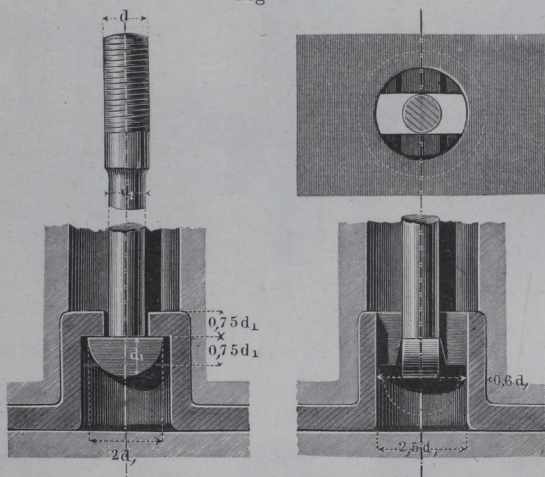


Kopf auch rund (s. die Punktirung), was das Versenken desselben erleichtert. Fig. 13 Oehrschraube, bei Stopfbüchsen oft zu finden.

Fig. 14 bis 16 Schrauben mit Ankerkopf, welcher von oben durch das untere der zu verbindenden Stücke eingeführt, und vermittelt einer Drehung um 90° in die richtige Stellung gebracht wird. Der bei allen dreien vorhandene Kopfhalter ist bei Fig. 16 an dem Ankerkopfe selbst angebracht. Die beiden letzten Formen der Befestigungsschraube sind ganz besonders praktisch, und verdienen vielfache Verwendung, u. a. bei den Zapfenlagern (siehe diesen Gegenstand), wo sie eine ausserordentliche Bequemlichkeit gewähren.

Fig. 17 Fundamentanker für die Fälle, wo gusseiserne Grundplatten benutzt werden. Auch hier wird der Bolzen von oben eingesenkt (siehe die Punktirung rechts unten), darauf um 90°

Fig. 17.



gedreht und in die Höhe gezogen. Beim Gebrauch von Quadern wird das Schraubenloch im Stein unten mit einer passenden Guss-eisenkapsel abgeschlossen. Der Vortheil, dass der Anker jederzeit herausgehoben werden kann, und die Gründungsmauerung so einfach wird — bei derselben können nämlich sämtliche Ankerkanäle, welche bei der sogleich folgenden Construction (Fig. 19), unent-behrlich sind, erspart werden — ist hoch anzuschlagen.

Oft ist es nicht möglich oder nicht bequem, einen Schraubenkopf anzuwenden; derselbe wird dann auf eine der folgenden Wei-sen ersetzt. Fig. 18 (a. f. S.) Klauenschraube, zum Einlassen und Ein-giessen in Quaderstein bestimmt. Fig. 19 (a. f. S.) Fundament- oder

Gründungsanker mit gusseiserner Druckplatte. Diese Construction ist in vielen Fällen derjenigen in Fig. 17 an Güte nachzustellen.

Fig. 18.

Fig. 19.

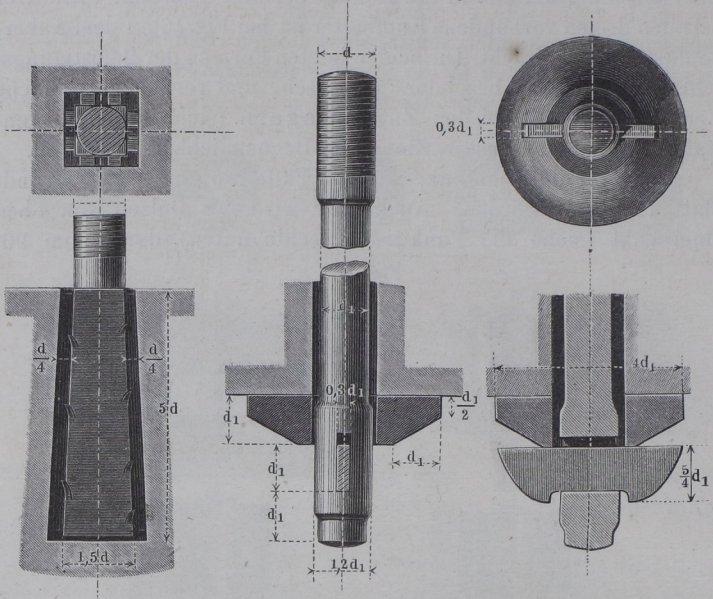


Fig. 20 und 21 Ersetzung des Kopfes durch Querkeil und

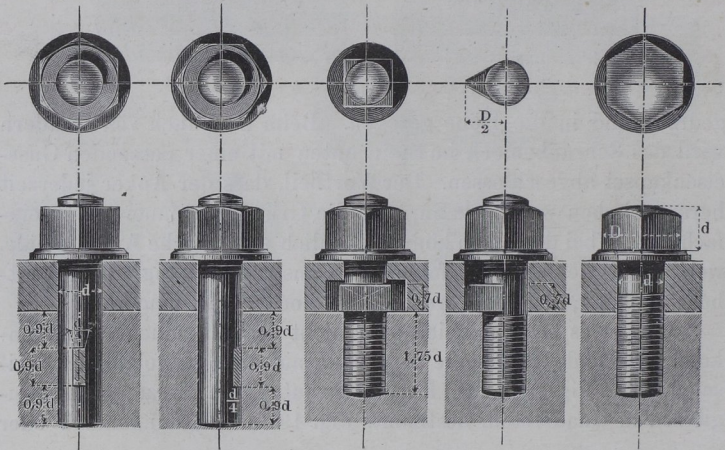
Fig. 20.

Fig. 21.

Fig. 22.

Fig. 23.

Fig. 24.



Streifkeil. In diesen beiden Figuren sind gleichzeitig zwei Manieren, die Schraubenmuttern im Kleinen zu zeichnen, angegeben; die erstere einfachere (Fig. 20) ist für ganz kleine Zeichnungen besonders zu empfehlen. Beide Zeichnungsarten setzen indessen wohlverstanden voraus, dass die Ausführung der Muttern nach den Formen in Fig. 3 bis 5 geschehe.

Fig. 22 und 23 Schraubenstifte. Fig. 24 Kopfschraube. Bei kleinen Ausführungen erhält der Kopf eine cylindrische oben gewölbte Form mit einem Schnitt zur Aufnahme eines Schraubenziehers; die Schraube heisst dann Schnittschraube.

Fig. 25 Schraube mit Zwischenkopf, zum Verbinden dreier Stücke; der Zwischenkopf wird auch häufig vierseitig gemacht.

Fig. 26 Stehbolzen, zum Verbinden zweier voneinander entfernt zu haltenden Stücke.

Fig. 25.

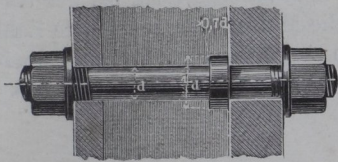
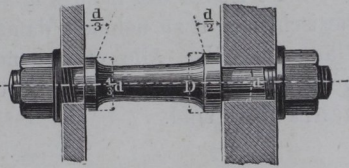


Fig. 26.



§. 26.

Andere Gewindeformen.

Statt des scharfen (Whitworth'schen) Gewindes wird bei bronzenen Schrauben oft das sogenannte runde Gewinde, Fig. 27, angewandt, bei welchem Ganghöhe s und Gewindtiefe t nach Formel (28) und (29) genommen werden können. Bei eisernen Schrauben von starkem Druck und sehr häufigem Gebrauch bedient

Fig. 27.

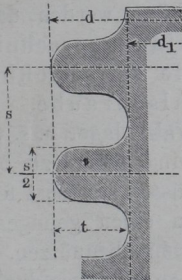


Fig. 28.

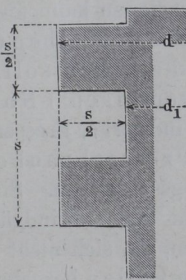
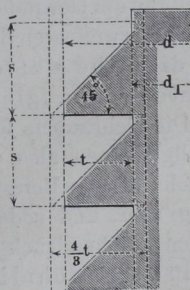


Fig. 29.



man sich vielfach des flachen Gewindes Fig. 28, und neuerdings, wenn der Druck immer nur einseitig wirkt, des dem älteren Holz-Maschinenbau entlehnten Trapez-Gewindes Fig. 29.

Bei der flachgängigen wie bei der Trapez-Schraube nehme man die Gangtiefe t :

$$t = \frac{1}{2}(2 + 0,09 d) \dots \dots \dots (35)$$

also der Kerndurchmesser d_1 :

$$d_1 = 0,91 d - 2 \dots \dots \dots (36)$$

die Ganghöhe s bei der flachgängigen Schraube:

$$s = 2t = 2 + 0,09 d$$

und bei der Trapezschraube:

$$s = \frac{4}{3}t = \frac{4}{3} + 0,06 d \left. \dots \dots \dots (37) \right\}$$

im übrigen die in Fig. 29 angegebenen Verhältnisse einhaltend. P und d_1 richten sich nach den Formeln (31) und (32); die Mutterhöhe ist bei der flachgängigen Schraube $= 1,5 d$, bei der trapezischen $= d$ zu nehmen, damit die Mutter eine genügende Zahl Gänge enthält. Alle vorstehenden Angaben beziehen sich übrigens zunächst auf die Fälle, wo die Schrauben Befestigungsschrauben sind.

§. 27.

Die erweiterte Schraube. Press-Schrauben.

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 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 (oder „gleichwerthigen“) Normalschraube.

Die Schrauben für Windwerke, Pressen, Walzenlager u. s. w.; im allgemeinen also die Pressschrauben sind anders zu behandeln, als die Befestigungsschrauben. Sie müssen zunächst fest genug sein, und sodann in den Gewindgängen einen genügend kleinen Flächendruck haben, um sich nicht zu sehr abzunützen.

In den gewöhnlichen Fällen berechne man, nachdem durch

Schätzung oder Rechnung so gut irgend thunlich die Belastung P festgestellt worden, die Kerndicke d_1 nach Formel (31) und (32). Soll die Schraube mit dem möglichsten Minimum vom Durchmesser ausgeführt werden, so Sorge man zunächst dafür, dass die Schraubenmutter immer genau ringsum, und nie einseitig auf die Gewindgänge presst; alsdann, aber nur dann darf man unbesorgt gehen bis zu:

$$P = 4,71 d_1^2, \text{ d. i. } d_1 = 0,46 \sqrt{P} (38)$$

Als Gewinde wendet man das flache (Fig. 28) oder das trapezische (Fig. 29) an. Gewöhnlich kann die Schraube als Normal-schraube ausgeführt werden; dann mache man bei beiden Gewindformen die Gangtiefe t :

$$t = \frac{d}{10} = \frac{d_1}{8} (39)$$

woraus für die Steigung s folgt bei der flachgängigen Schraube:

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{d}{5} = \frac{d_1}{4} \\ \text{bei der Trapezschraube:} \\ s &= \frac{2}{15} d = \frac{d_1}{6} \end{aligned} \right\} (40)$$

Nur in seltenen Fällen muss die Schraube so lang gemacht werden, dass auf ihre rückwirkende Festigkeit Bedacht genommen werden muss. Ist dies einmal der Fall, so rechne man nach Fall II, §. 14 unter Anwendung vierfacher Sicherheit, rechne indess auch nach den obigen Formeln, und behalte das grössere Resultat bei.

Damit die Mutter sich nicht festreibe und nicht zu sehr abnütze, soll der Flächendruck zwischen den Gewindegängen $\frac{1}{2}^k$ nicht ohne Noth übersteigen. Diese Bedingung wird eingehalten, wenn die Zahl i 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:

$$i = 0,636 \frac{P}{d^2} \frac{1}{t \left(1 - \frac{t}{d}\right)} (41)$$

Für die als normale behandelte Schraube, bei welcher also $t = 0,1 d$, wird hieraus:

$$i = 7 \frac{P}{d^2} = 4,48 \frac{P}{d_1^2} (42)$$

Fällt i bei dieser Rechnung kleiner aus als 12, so bleibe man bei 12 stehen.

Beispiel. Für einen Druck von 25000^k ergibt sich, die erwähnten Vorsichtsmaassregeln vorausgesetzt, aus (38) die Kerndicke d , der Pressschraube = $0,46 \cdot \sqrt{25000} = 0,46 \cdot 158 = 72,68 \sim 72\text{mm}$, woraus, die Schraube als Normalschraube behandelnd, die Gangtiefe $t = \frac{72}{8} = 9\text{mm}$, die Dicke $d = \frac{5}{4}72 = 90\text{mm}$ folgt. Aus (42) folgt nun die Minimalzahl der in die Mutter aufzunehmenden Gänge: $i = 7 \cdot \frac{25000}{90^2} = \frac{7 \cdot 250}{81} \sim 21$, was bei Benutzung der Trapezschraube eine Mutterhöhe $h = i \cdot s = \frac{21 \cdot 2 \cdot 90}{15} = 252\text{mm}$ liefert. Erweitert man die Schraube auf 120mm äussere Dicke, und behält $t = 9$ bei, so kommt nach (41) $i = 18$.

II. SCHRAUBENVERBINDUNGEN.

§. 28.

Die Constructionstheile, welche die Schrauben umgeben, haben sehr häufig dieselben von Seitendruck frei zu halten, und werden alsdann dafür besonders vorgerichtet.

Fig. 30 und 31 Verbindungen mit aneinandergepassten Falzen.

Fig. 30.

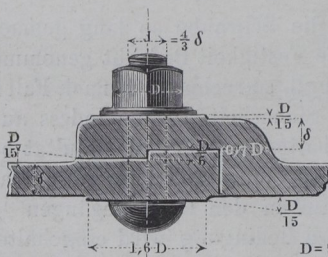


Fig. 31.

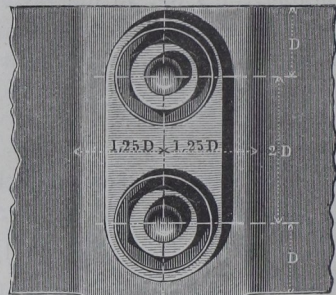
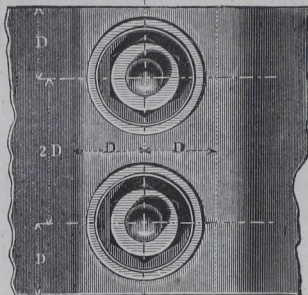
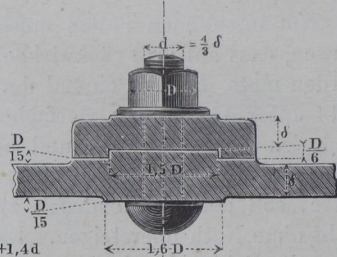
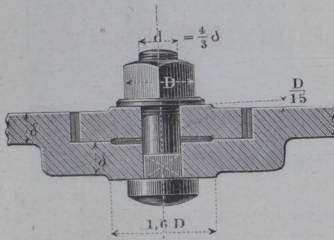
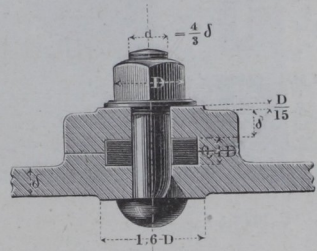


Fig. 32 ankerförmige Einpassung; Fig. 33 Verbindung mit Einlegescheibe. Die beiden letzteren Verbindungen befreien die Schrauben vom Seitendruck aus irgendwelcher Richtung, während die Verbindungen in Fig. 30 und 31 nur für Seitenpressungen normal zu den Leisten eingerichtet sind. Die Einlegescheibe lässt sich sehr häufig benutzen, und ist wegen ihrer Einfachheit und Sicherheit sehr zu empfehlen. Sie wird aus Schmiedeisen gefertigt und passend abgedreht; ihre Versenkungen werden nach dem

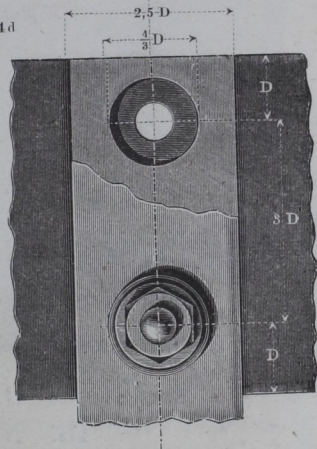
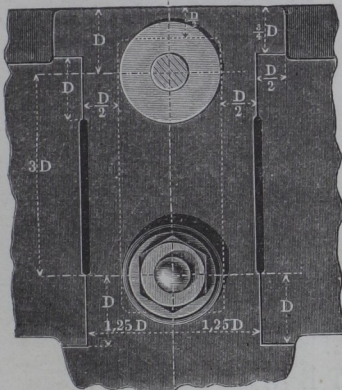
Fig. 32.



- Fig. 33.



$$D = 5 + 1,4 d$$

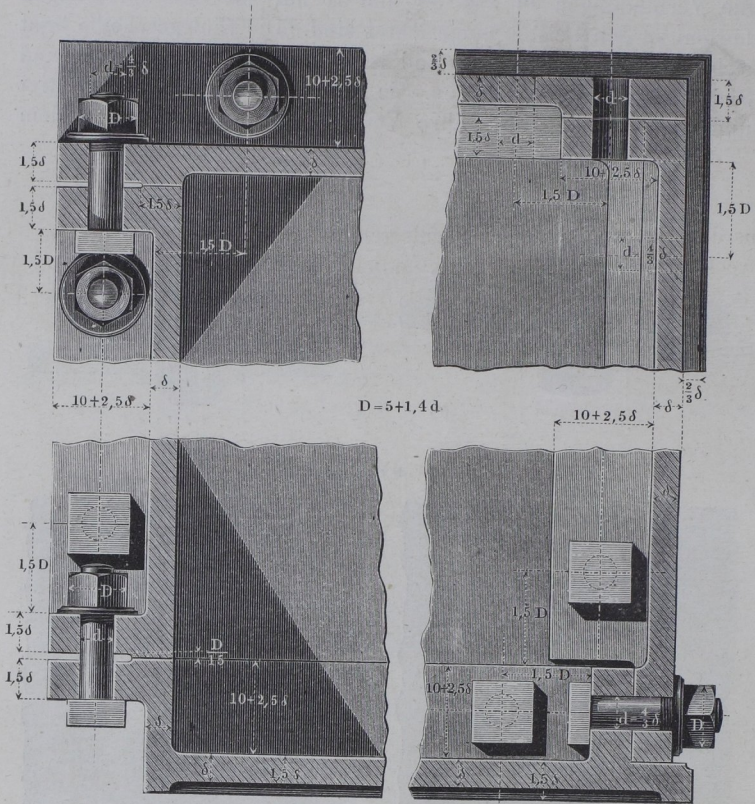


Bohren des Schraubenloches gemacht, wodurch ihre richtige Lage gesichert wird. Bei grossen Ausführungen kann die Scheibe aus Gusseisen hergestellt werden; oft auch lässt sie sich durch einen abgedrehten und halb eingelassenen Zwischenkopf (Fig. 25) ersetzen, vergl. das Lager in §. 87.

Fig. 34 und 35 Eckbildungen für Gefäße. Aus der Wanddicke δ wird d und daraus die übrigen Abmessungen abgeleitet.

Fig. 34.

Fig. 35.



III. NIETEN.

§. 29.

Die Nieten dienen zur Verbindung plattenförmiger Körper, namentlich der Bleche. Verschiedene Formen derselben zeigen die folgenden Figuren.

Die gewöhnliche schmiedeiserne Niete enthält einen ange-

schmiedeten Kopf, den Setzkopf, siehe Fig. 37, und einen zweiten, den Schliesskopf Fig. 36, welcher beim Schliessen der Nietung

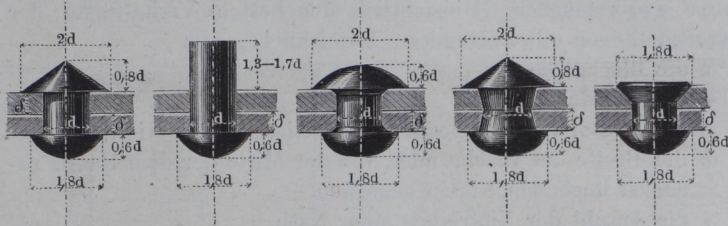
Fig. 36.

Fig. 37.

Fig. 38.

Fig. 39.

Fig. 40.



aus dem anderen Ende des Nagels gebildet wird, welches zu diesem Zwecke um 1,3 bis 1,7 der Nietendicke, je nach der Genauigkeit, mit welcher die Niete in das Loch passt, vorstehen soll. Die Nieten Fig. 38 und 39 werden bei schmiedeisernen Brücken gebraucht; Fig. 40, Niete mit versenktem Schliesskopf, bei den Schiffwänden oft angewandt.

IV. NIETVERBINDUNGEN.

§. 30.

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 Festigkeits- oder Kraftnietungen und Verschlussnietungen, zwischen welchen diejenigen der Dampfkessel mitten inne stehen.

Die Kraftnietungen werden als einseitige Nietungen Fig. 41, oder zweiseitige oder als sogenannte Kettennietungen Fig. 42 ausgeführt; letztere Form ist namentlich bei Nietungen für Brückenträger in Gebrauch gekommen.

Fig. 41.

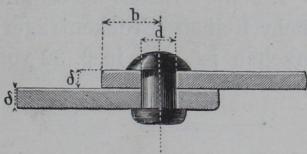
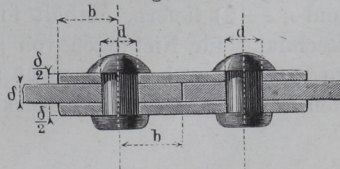


Fig. 42.



Eine constante Blechdicke δ vorausgesetzt, kann eine Nietung nie so fest gemacht werden, als das volle Blech; immerhin aber kann man die Festigkeit der Nietung durch passend gewählte Verhältnisse gross machen. Hinsichtlich der besten Verhältnisse der Kraftnietungen gilt Folgendes. Bezeichnet:

δ die Blechdicke,

d den Nietdurchmesser,

a den Abstand zweier benachbarter Niete einer Nietreihe,

b die Breite des Blechrandes, von der Mitte der dem Rande zunächst liegenden Niete gemessen,

i die Anzahl der Nietreihen einer Nath,

φ das Verhältniss zwischen der Festigkeit der Nietnath und derjenigen des vollen Bleches,

so ist, wenn die Niete, das zwischen ihnen bleibende Blech und der Blechrand gleiche Festigkeit haben sollen, zu nehmen,

1. bei der einseitigen Nietung:

$$\frac{a}{\delta} = i \frac{\pi}{5} \left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta} \dots \dots \dots (43)$$

$$\frac{b}{\delta} = \frac{5}{8} i \frac{a - d}{i \delta} = \frac{\pi}{8} \left(\frac{d}{\delta}\right)^2 \dots \dots \dots (44)$$

und es wird dabei:

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{1}{i} \frac{5}{\pi} \frac{\delta}{d}} = 1 - \frac{d}{a} \dots \dots \dots (45)$$

2. bei der Kettennietung:

$$\frac{a}{\delta} = 2i \frac{\pi}{5} \left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta} \dots \dots \dots (46)$$

$$\frac{b}{\delta} = \frac{5}{8} \frac{a - d}{i \delta} = 2 \cdot \frac{\pi}{8} \left(\frac{d}{\delta}\right)^2 \dots \dots \dots (47)$$

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{1}{2i} \frac{5}{\pi} \frac{\delta}{d}} = 1 - \frac{d}{a} \dots \dots \dots (48)$$

Bei Entwicklung dieser Formeln ist das in §. 5 über die Schubfestigkeit Gesagte berücksichtigt. Eine Reihe von Werthen, welche dieselben für die einfache und die doppelte Nietung ($n = 1$ und $n = 2$) liefern, enthält folgende Tabelle. Leicht ist es, die Rechnung für Nietungen von noch mehr Reihen (Brückenträger) zu machen, wobei aber nicht zu übersehen ist, was in §. 32 von den Laschen-Nietungen bemerkt wird.

§. 31.

Tabelle über die Festigkeit der Nietungen.

$\frac{d}{\delta} =$	1		1,5		2,0		2,5		3,0		4,0		
	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	
Einsseitige Nietung.	$\frac{a}{\delta} =$	1,63	22,6	2,91	4,33	4,51	7,03	6,43	10,35	8,65	14,31	14,05	24,11
	$\frac{b}{\delta} =$	0,39	0,39	0,88	0,88	1,57	1,57	2,45	2,45	3,53	3,53	6,28	6,28
	$\varphi =$	0,39	0,58	0,52	0,65	0,56	0,72	0,61	0,76	0,65	0,85	0,72	0,86
Kettennietung.	$\frac{a}{\delta} =$	2,26	3,51	4,33	7,15	7,03	12,05	10,35	18,21	14,31	25,62	24,11	44,21
	$\frac{b}{\delta} =$	0,79	0,79	0,77	1,77	5,14	3,14	4,91	4,91	70,7	7,07	12,57	12,57
	$\varphi =$	0,56	9,72	0,45	0,79	0,72	0,83	0,76	08,6	0,79	0,90	0,83	0,91

Versuche, welche Fairbairn mit einfachen und doppelten Nietungen anstellte, haben die vorstehenden Zahlen bestätigt. Im allgemeinen sieht man, dass weit auseinanderstehende und dicke Nieten eine festere Verbindung liefern, als engstehende dünne. Bei Brückenträgern und ähnlichen Constructionen thut man wohl, die obigen Verhältnisse zu berücksichtigen. Auch bei den Dampfkesseln verdient das Verhältniss φ mehr Beachtung als die theoretischen Subtilitäten in Bezug auf die Anschauung, welche man der Berechnung der Wanddicke zu Grunde legen will. — Man hat bei wichtigen und sehr materialreichen Constructionen die Ungleichheit zwischen der Festigkeit der Blechtafel und derjenigen der Näthe dadurch beseitigt, dass man die stärkst beanspruchten Nietränder um das $\frac{1}{\varphi}$ fache dicker fertigte, als die übrigen Theile der Tafel, was indessen erhebliche Schwierigkeiten für die Herstellung der Bleche mit sich bringt.

Dampfkesselnietungen.

Bei den Nietungen der Dampfkessel darf man wegen des dichten Verschlusses keine weite Nietstellung anwenden; ausserdem sind aber bei dünneren Blechen verhältnissmässig dickere und weitergestellte Nieten zu benutzen, als bei stärkeren Blechen. Die Nietnäthe werden einfach und doppelt gemacht.

Fig. 43, gewöhnliche einfache Nietung. Fig. 44, dieselbe mit abgelenkten Rändern, wobei die innere und äussere Fläche der verbundenen Tafeln in einerlei Richtung kommen. Fig. 45, ein-

Fig. 43.

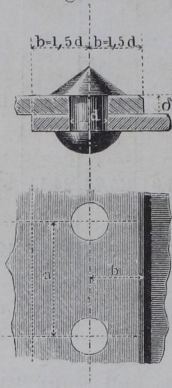


Fig. 44.

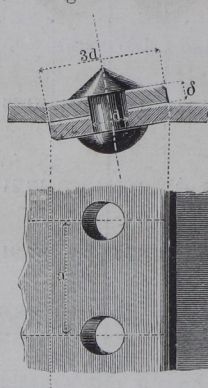
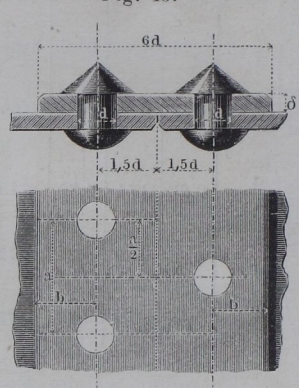


Fig. 45.



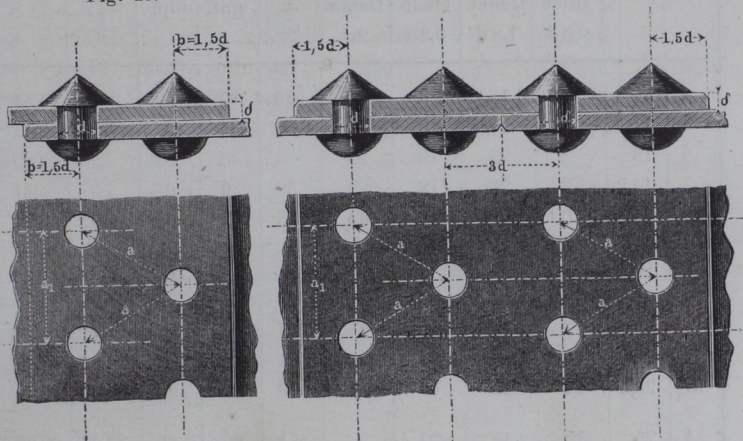
fache Laschennietung, gut angewandt bei stehenden Röhren, Kaminen etc. Die aufgelegte Lasche ist in Hinsicht auf die Festigkeit der Verbindung als eine Blechtafel anzusehen, und somit die Nietung trotz der doppelten Nietreihe als eine einfache zu betrachten. Da die doppelte Nietung fester ist als die einfache, und ein cylindrisches Rohr in den Längsnäthen stärker durch den inneren Druck belastet wird als in den Quernäthen, so erscheint es empfehlenswerth, bei Dampfkesseln die Längsnäthe zweireihig, die Quernäthe einreihig zu machen; jedoch gilt dies nur, wenn man bei der doppelten Nietung auch die Nieten weiter auseinanderstellt, als bei der einreihigen, siehe unten bei Formel (52). Die Rauchröhren der Cornwall-Kessel erhalten neuerdings in den Quer- und Längsnäthen Laschennietungen; als Lasche wird aber dabei behufs Verstärkung des Rohres ein seine Rippe nach aussen kehrendes T-Eisen, Fig 54, §. 35, genommen. Stellt man die Nietnäthe

der Dampfkessel schräge (schraubenförmig) wie es in England Wright thut, so wird das Verhältniss φ etwas günstiger, als oben berechnet wurde. Ob aber durch die hierbei erzielte kleine Vergrößerung der Festigkeit des Kessels die Mehrkosten für die schwierige Herstellung gedeckt werden, ist die Frage.

Fig. 46, gewöhnliche doppelte Nietung. Fig. 47, doppelte Laschennietung.

Fig. 46.

Fig. 47.



Nach Lemaître ist es zweckmässig, für Dampfkessel zu nehmen bei der einfachen Nietung:

$$d = 4 + 1,5 \delta \dots \dots \dots (49)$$

$$a = 10 + 2 d \dots \dots \dots (50)$$

$$b = 1,5 d \dots \dots \dots (51)$$

Es fällt dabei für die gewöhnlich vorkommenden Dimensionen φ zwischen 0,65 und 0,58. Bei den doppelten Nietungen nehme man:



$$a_1 = 20 + 3 d \dots \dots \dots (52)$$

Man findet indessen auch oft hier $a_1 = a = 10 + 2 d$ gemacht, wobei also die Verdoppelung der Nietung nur die Dichtigkeit, nicht aber die Festigkeit der Nath erhöht. Nach den gegebenen Formeln ist nachfolgende Tabelle berechnet.

Das Material der eisernen Nieten soll stets von der besten Beschaffenheit sein, damit es die gewaltsamen Formänderungen, welche die Niete zu erleiden hat, ertragen kann. Bei dieser Gelegenheit beweist sich die Zähigkeit des Schmiedeisens (siehe §. 2) als ausserordentlich nützlich.

§. 33.

Tabelle über die Nietungen der Dampfkessel.

δ	d					Schaftlänge	a	a_1	Gewicht von 100 Stück Nieten.	Gewicht der Köpfe von 100 Stück Nieten.
		Höhe $0,6d$	Dehm. $1,8d$	Höhe $0,8d$	Dehm. $2d$					
4	10	6	18	8	20	25	30	50	2,25	1,43
5	11,5	7	21	9	23	30	33	55	3,52	2,11
6	13	8	23	10	26	34	36	59	5,16	3,03
7	14,5	9	26	12	29	39	39	64	7,27	4,41
8	16	10	29	13	32	43	42	68	9,92	6,04
9	17,5	11	32	14	35	48	45	73	13,08	7,84
10	19	11	34	15	38	52	48	77	16,88	9,87
11	20,5	12	37	16	41	57	51	82	21,34	13,22
12	22	13	40	18	44	61	54	86	26,52	15,12
13	23,5	14	42	19	47	66	57	91	32,50	18,22
14	25	15	45	20	50	71	60	95	39,23	22,98
15	26,5	16	48	21	53	75	63	100	47,00	27,25
16	28	17	56	22	56	80	66	104	55,63	32,57
17	29,5	18	50	24	59	84	69	109	65,29	37,40
18	31	19	53	25	62	89	72	113	75,91	42,59
19	32,5	20	59	26	65	93	75	118	87,93	49,42
20	34	20	61	27	68	98	78	122	100,61	55,63
21	35,5	21	64	28	71	102	81	127	114,72	64,53
22	37	22	67	30	74	107	84	131	130,23	74,44
23	38,5	23	69	31	77	111	87	136	146,93	82,24
24	40	24	72	32	80	116	90	140	165,06	91,78

Die Schaftlänge ist $= 2\delta + 1,7d$ 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 §. 29. Die beiden letzten Spalten sind bei Voranschlägen für Nietungen von Nutzen; demselben Zwecke dient die folgende Tabelle.

§. 34.

Tabelle über die Gewichte der Metallplatten.

Bleche- dicke m m.	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	124,88	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 (oder ihrem specif. Gewicht) mult. mit der Plattendicke in mm.

§. 35.

Andere Formen von Nietverbindungen.

Bildung von Flächen. Bei der Vereinigung von Blechtafeln zu [grösseren Platten (geraden wie gekrümmten) kommen die folgenden beiden Verbindungen viel zur Anwendung.

Fig. 48.

Fig. 49.

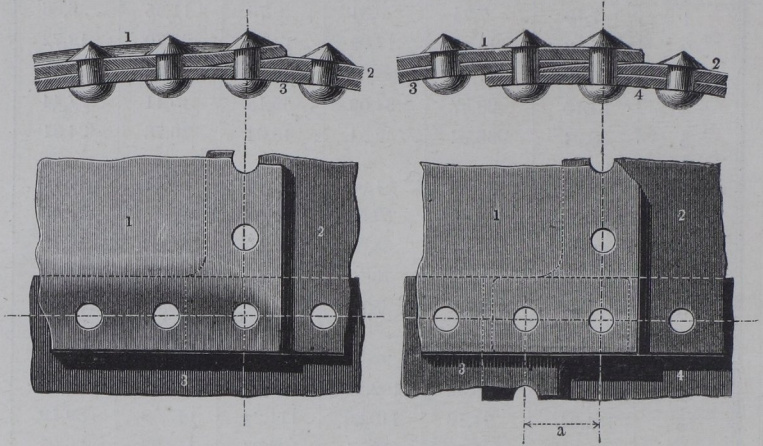
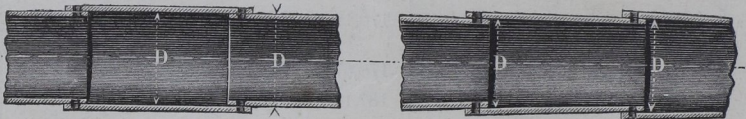


Fig. 48, Verbindung von 3 Tafeln. Behufs sicheren Anlegens wird das Blech Nro. 2 an der Ecke zugeschärft und Nro. 1 darüber hingebogen. Fig. 49, Verbindung von 4 Tafeln; hier erhalten die Bleche Nro. 2 und 3 eine Zuschärfung, während 1 und 4

Fig. 50.

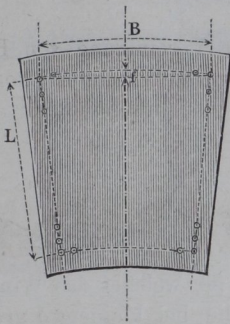
Fig. 51.



sowohl ungeschärft als ungekröpft bleiben. Bei dem Bau von Dampfkesseln werden die einzelnen Rohrstücke entweder cylindrisch ineinandergeschoben, Fig. 50, oder wie es Fig. 51 andeutet, als Hohlkegelabschnitte gebildet, so dass die Fugenköpfe alle dieselbe Richtung von der Flamme ab erhalten. Letztere Verbin-

dung erfordert eine Krümmung der an den Kegelgrundflächen liegenden Tafelränder und Nietreihen, welche man wie folgt bestimme:

Fig. 52.



Ist noch:

- D der Kesseldurchmesser, an der in Fig. 51 angegebenen Stelle gemessen,
- $U = \pi D$ der an derselben Stelle gemessene Kesselumfang,
- B die Breite einer Platte, Fig. 52, gemessen auf U zwischen den Mitteln der Längsnietreihen,
- L die Länge der Platte, zwischen den Quernietreihen gemessen,
- f die gesuchte Pfeilhöhe des Bogens B ,

so nehme man:

$$\frac{f}{\delta} = \frac{1}{4} \frac{B}{D} \frac{B}{L} \dots \dots \dots (53)$$

oder:

$$\frac{f}{\delta} = 0,785 \frac{B}{U} \frac{B}{L} \dots \dots \dots (54)$$

Beispiel. Bei Röhren, deren Umfläche aus einer Tafel hergestellt wird (Sieder, Röhren) ist $B = U$. Wäre in einem solchen Falle die Tafellänge $L = 1^m$, die Breite $B = 2^m$, so würde nach (54) zu nehmen sein: $\frac{f}{\delta} = 0,785 \cdot 2 = 1,570$, also f etwas über $1\frac{1}{2}$ Blechdicke. Bei dieser Aufgabe wäre $D = \frac{U}{\pi} = \frac{1}{\pi} B = 0,318 \cdot 2000 = 636^{mm}$, mithin nach (53) zu nehmen: $\frac{f}{\delta} = \frac{1}{4} \frac{2000}{636} \cdot \frac{2000}{1000} = \frac{1000}{636} = 1,57$ wie vorhin. Die der betrachteten gekrümmten Nietnath gegenüberliegende Reihe wird jener ersteren parallel gemacht.

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 Queraschen auf verschiedene Seiten des Bleches legt.

Versteifung von Flächen. Hierzu dienen am allermeisten aufgenietete Winkeleisen, Fig. 53, und T-Eisen, Fig. 54,

Die hier mitgetheilten Verhältnisse derselben (die in Fig. 53 sind von Redtenbacher angegeben) liefern sehr gute Abmessungen

Fig. 53.

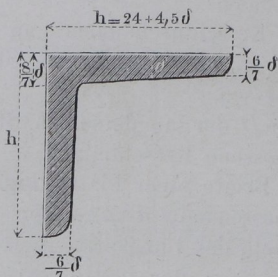
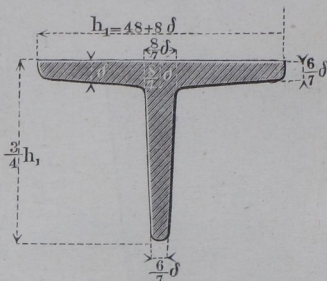


Fig. 54.



gen. δ bezeichnet die Dicke des Bleches, für welches das Winkel- oder T-Eisen angewandt werden soll. Die bei kleinem δ grosse Höhe h gestattet stets ein gutes Unterbringen der Nietköpfe. Die Querschnittformen der T-Eisen finden sich in der Praxis veränderlicher als die der Winkeleisen; kleine Schwankungen in den Verhältnissen sind zwecklos, und deshalb eine Vereinigung der Fabrikanten auf Normalquerschnitte auch hier durchführbar.

Zur Versteifung paralleler, nah benachbarter Tafeln dienen die Stehbolzen, Fig. 55 bis 57.

Fig. 55.

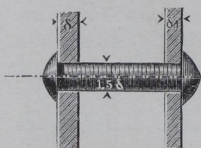


Fig. 56.

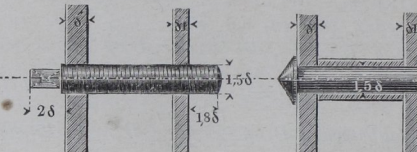


Fig. 57.

Fig. 55 und Fig. 56, kupferner Stehbolzen nach und vor der Vernietung, bei den Feuerbüchsen der Locomotiven und bei den Schiffkesseln vielfach angewandt. Die dickere Tafel (δ) ist von Kupfer und als einer Locomotiv-Feuerbüchse angehörig angenommen; die Dicke δ_1 der äusseren Wand wird dort in der Regel $= \frac{2}{3} \delta$ gefunden. Fig. 57 eiserner Stehbolzen für denselben Zweck wie der Bolzen in Fig. 55 und 56. Das Zusammenrücken der Platten verhindert die zwischengestellte schmiedeiserne Büchse. Diese wird zweckmässiger Weise aus Blech gerollt und der Länge nach offen gelassen, um das Wasser der Abkühlung halber zur Niete treten zu lassen.

Bildung von Kanten. Fig. 58 bis 61. Bei der Kantenbildung wird gewöhnlich entweder dem einen Bleche eine Flantsche angebogen, oder es werden Winkeleisen eingeschaltet. In Fig. 58

Fig. 58.

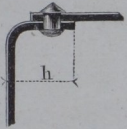


Fig. 59.

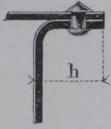


Fig. 60.

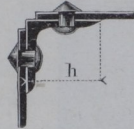
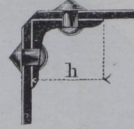


Fig. 61.



hat die eine Tafel eine nach innen gebogene Flantsche. Fig. 59, die Flantsche ist nach aussen gebogen. Hier, wie bei den Fig. 63 bis 65 ist h die Schenkelhöhe desjenigen Winkeleisens, welches dem gegebenen Bleche zukommen würde. Fig. 60, Anwendung eines gewöhnlichen Winkeleisens; Fig. 61 ebenso; die zusammenstehenden Tafeln sind aber hier abgeschrägt, was das Dichtstemmen erleichtert. Fig. 62, Kante mit gewöhnlichem aber aussen liegendem Winkeleisen.

Fig. 62.

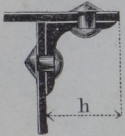


Fig. 63.

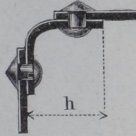


Fig. 64.

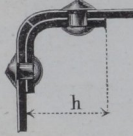


Fig. 65.

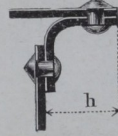


Fig. 63; Kante mit einem aus Blech hergestellten Winkeleisen (für dünnwandige Gefässe zweckmässig). Fig. 64, Winkeleisen wie in Fig. 63, verdeckt durch die übergelegten Blechränder; schwierig zu stemmen, bedarf daher einer dichtmachenden Zwischenlage. Fig. 65, Winkeleisen wie vorhin, nach aussen gelegt.

Bildung von Ecken. Die Eckbildung macht bei den Nietverbindungen die meisten Schwierigkeiten; sie fällt mannichfach verschieden aus, je nachdem man zu den Kanten eine oder die andere der oben angeführten Verbindungen auswählt. Die folgenden monodimetrischen Figuren zeigen einige der wichtigeren Constructions.

Fig. 66 stehende Kante nach Fig. 58, die beiden liegenden nach Fig. 60, das Blech 2 erhält unten eine Zuschärfung. Fig. 67

Fig. 66.

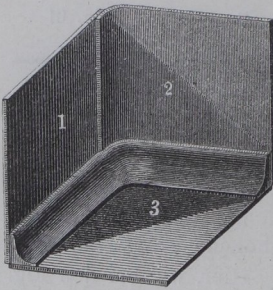
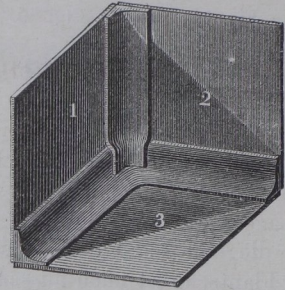


Fig. 67.



alle drei Kanten nach Fig. 60; das stehende Winkeleisen abgekröpft und auf das liegende genietet.

Fig. 68.

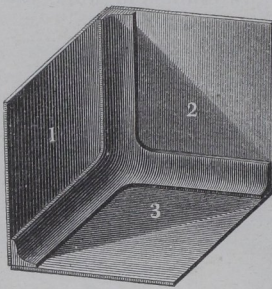


Fig. 69.

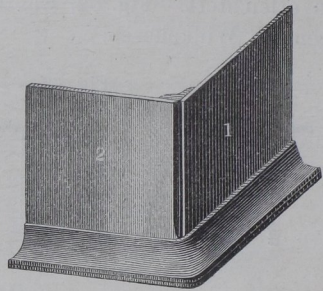


Fig. 68, Kanten nach Fig. 60 oder 61; die Winkeleisen sind in der Ecke zusammengeschweisst, was eine etwas mühsame Arbeit ist, aber einen trefflichen Verschluss liefert. Fig. 69 stehende Kante nach Fig. 60 oder 61, unten ein wenig gerundet, liegende Kante nach Fig. 62; einfache, gut schliessende und sehr haltbare Eckbildung.

V. Z A P F E N.

§. 36.

Eintheilung der Zapfen.

Die Zapfen vermitteln in den Maschinen die Drehung von Theilen um ihre geometrischen Achsen; sie haben deshalb die Form von Drehungskörpern, und sind von der entsprechenden Hohlform (Lager, Büchse) ganz oder theilweise umschlossen; sie kommen bei der Vielheit der drehenden Bewegungen der Maschinen ausserordentlich häufig zur Anwendung, und verdienen, da von ihrer guten Wirkung und Haltbarkeit vieles abhängt, ein sorgfältiges Eingehen auf die sie begleitenden Umstände. Durch die ihn belastenden Kräfte wird ein Zapfen entweder vorwiegend von der Seite senkrecht zu seiner Drehungsachse gepresst, oder er empfängt den Druck vorwiegend in der Richtung seiner Achse oder seiner Längsrichtung. Danach unterscheidet man

1. Seitendruck- oder Tragzapfen,
2. Längendruck- oder Stützzapfen.

Zu den Tragzapfen gehören die Zapfen der liegenden Triebwellen, der Wasserräder, der Wagenachsen, ebenso die Kurbelzapfen u. s. w.; Stützzapfen sind die Fusszapfen der Turbinen, der stehenden Wellbäume, die Druckzapfen der Schraubenschiffe u. a. m.

An dem Maschinentheil, welchem ein Zapfen angehört, befindet sich derselbe auch noch auf verschiedene Weise angebracht. Er sitzt entweder an dem Ende des Stückes, ist nur an einer Seite damit verbunden, oder er liegt an irgend einer Stelle zwischen den Enden des Stückes, geht an beiden Seiten in dasselbe über. Hier nach unterscheidet man

- a. Endzapfen,
- b. Halszapfen.

Erstere werden bei den Tragzapfen insbesondere Stirnzapfen, bei den Stützzapfen Spurzapfen genannt. Von den mannichfachen Formen, welche man den Zapfen giebt, können hier nur die einfachsten, welche zugleich die wichtigsten sind, behandelt werden; aus den für sie zu gebenden Formeln lässt sich übrigens unschwer ableiten, welche Abmessungen man bei anderen Zapfenformen etwa anzuwenden habe.

A. Cylindrische Tragzapfen.

§. 37.

Stirnzapfen.

Der cylindrische Stirnzapfen erhält entweder an einem oder an beiden Enden (also am Wurzel- und am Scheitelende) einen Anlauf, dessen Höhe e man nach folgender empirischen Formel nehme:

$$e = 3 + \frac{7}{100} d \dots \dots \dots (55)$$

Fig. 70.

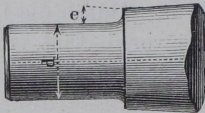
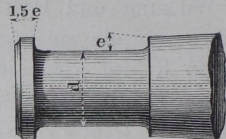


Fig. 71.



Anlaufbreite = $1,5 e$. Theoretischer Berechnung unterliegen die Länge l und die Dicke d des Zapfens. Diese Abmessungen haben sich zu richten: nach der Festigkeit des Materials des Zapfens, nach dem Reibungszustande desselben und nach der Abnutzung, welche Zapfen und Lager zu gewärtigen haben.

Nennt man P die Belastung des Zapfens, \mathfrak{S} die grösste Spannung, welche in demselben eintreten soll, so hat man in Rücksicht auf die Festigkeit des Zapfens zu nehmen:

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi \mathfrak{S}} \left(\frac{l}{d}\right)} \sqrt{P} \dots \dots \dots (56)$$

und setze hierin für Schmiedeeisen $\mathfrak{S} = 6$, für Gusseisen $\mathfrak{S} = 3$.

Das Längenverhältniss $\frac{l}{d}$ ist mit Rücksicht auf den Reibungszustand und die Abnutzung des Zapfens zu wählen. In dieser Beziehung sind in den folgenden Formeln die neueren Arbeiten über die Reibung geölter Flächen berücksichtigt; diese Arbeiten zeigen zwar unter einander noch keine vollständige Uebereinstimmung, gestatten aber doch bereits, einige allgemeine wichtige Schlüsse zu ziehen.

a. Schmiedeeiserne Stirnzapfen in Bronze oder einem ähnlichen Lagerschalenmetall laufend. Ist die Umdrehungszahl n des Zapfens pro Minute kleiner als 150, so nehme man:

$$d = \frac{9}{8} \sqrt{P} \dots \dots \dots (57)$$

und

$$\frac{l}{d} = 1,5 \dots \dots \dots (58)$$

Ist dagegen $n > 150$, so nehme man:

$$d = 0,32 \sqrt{P} \sqrt[3]{n} \dots \dots \dots (59)$$

und dabei

$$\frac{l}{d} = 0,12 \sqrt[3]{n} \dots \dots \dots (60)$$

b. Gussstählerne Stirnzapfen, wie oben gelagert. Ist $n < 150$, so nehme man:

$$d = 0,95 \sqrt{P} \dots \dots \dots (61)$$

(d. i. 0,843 des Werthes für den schmiedeiserne Zapfen) und

$$\frac{l}{d} = 1,78,$$

wobei der Zapfen gerade so lang wird, als der gleichwerthige schmiedeiserne unter a.

Bei Umdrehungszahlen über 150 nehme man:

$$d = 0,28 \sqrt{P} \sqrt[3]{n} \dots \dots \dots (62)$$

(d. i. 0,88 des Werthes für Schmiedeisen) und ausserdem

$$\frac{l}{d} = 0,15 \sqrt[3]{n}$$

c. Gusseiserne Stirnzapfen, wie oben gelagert. Man nehme:

$$d = 1,5 \sqrt{P} \dots \dots \dots (63)$$

$$\frac{l}{d} = \frac{4}{3} \dots \dots \dots (64)$$

welche Formeln brauchbar sind bis zu Umdrehungszahlen über 200, worüber hinaus gusseiserne Zapfen nicht gebraucht werden.

d. Schmiedeiserne Stirnzapfen, in gusseisernen Lagern laufend. Man gebe diesen Zapfen die Abmessungen:

$$d = 1,2 \sqrt{P} \dots \dots \dots (65)$$

$$\frac{l}{d} = 1,75 \dots \dots \dots (66)$$

welche Werthe man auch bei den Zapfen unter a. für Kräfte bis zu 2000^k anwenden kann.

e. Zapfen für stossfrei und langsam gehende Theile dürfen etwas weniger sicher construirt werden. Man nehme bei

Schmiedeeisen: $d = \sqrt{P}, \frac{l}{d} = 1,5 \dots \dots \dots (67)$

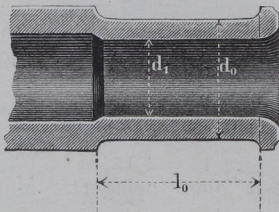
Gusseisen: $d = \sqrt[4]{3} \sqrt{P}, \frac{l}{d} = \sqrt[4]{3} \dots \dots \dots (68)$

f. Schmied- und gusseiserne Zapfen, welche nicht dauernd laufen, sondern nur eine gewisse Drehbarkeit haben sollen. Hier ist bloss die Festigkeit maassgebend und ein kleines Längenverhältniss günstig, sowie eine kleinere Sicherheit statthaft. Man nehme für:

$\frac{l}{d} = 1$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	}	(69)
bei Schmiedeeisen:					
$(\mathfrak{S} = 7,5) d = 0,82 \sqrt{P}$	$0,71 \sqrt{P}$	$0,58 \sqrt{P}$	$0,47 \sqrt{P}$		
bei Gusseisen:					
$(\mathfrak{S} = 3,75) d = 1,16 \sqrt{P}$	$1,0 \sqrt{P}$	$0,82 \sqrt{P}$	$0,67 \sqrt{P}$		

g. Hohle Zapfen. Bezeichnet:

Fig. 72.



d_0 den äusseren Zapfendurchmesser,
 d_1 den inneren Zapfendurchmesser,
 d den Durchmesser des gleichbelasteten vollen Zapfens,
 und hat der hohle Zapfen dieselbe Länge, wie der volle, so ist zu nehmen für gleiche Sicherheit bei:

$\frac{d_1}{d_0} = 0,7$	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0	}	(70)
$\frac{d_0}{d} = 1,10$	1,05	1,02	1,01	1,003	1,0004	1,0		

§. 38.

Tabelle über die schmied- und gusseisernen Stirnzapfen.

In der folgenden Tafel sind die Ergebnisse der Formeln (57) (60), (63) und (64) für eine Reihe von Werthen zusammengestellt.

Beispiel. Für eine aus Schmiedeeisen zu fertigende Eisenbahnwagenachse (vgl. Fig. 101) von 3800^k Zapfenbelastung seien die Zapfen zu bestimmen. Die Räder haben 850^{mm} Durchmesser und der Wagen soll eine Geschwindigkeit von 12^{mm} haben. Dann ist die Umdrehungszahl der Zapfen:

$n = \frac{12 \cdot 60}{0,85 \cdot 3,14} = \text{nabe } 270$, demnach zu suchen in der Spalte unter $n = 150 - 350$, und zu nehmen: (bei $P = 3770$) $d = 80^{\text{mm}}$, $l = 160^{\text{mm}}$, $e = 9^{\text{mm}}$.

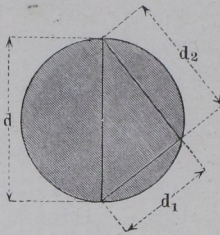
		Werthe der Belastung P .					
d	e	Gusseisen	Schmiedeeisen				
		n bis 200	n bis 150	$n = 150$ — 350	$n = 350$ — 500	$n = 500$ — 800	$n = 800$ — 1200
		$\frac{l}{d} = \frac{4}{3}$	$\frac{l}{d} = 1,5$	$\frac{l}{d} = 2$	$\frac{l}{d} = 2,5$	$\frac{l}{d} = 3$	$\frac{l}{d} = 4$
27	5	324	583	395	316	281	197
30	5	400	720	535	428	353	267
33	6	484	871	641	513	428	320
37	6	608	1095	806	645	538	406
40	6	711	1280	943	754	628	471
45	6	900	1620	1193	954	795	595
50	7	1111	2000	1473	1178	982	736
55	7	1344	2420	1781	1425	1183	890
60	8	1600	2880	2120	1696	1413	1060
65	8	1877	3380	2689	2151	1659	1344
70	8	2177	3920	2886	2309	1924	1443
75	8	2500	4500	3312	2650	2208	1656
80	9	2844	5120	3770	3016	2513	1885
85	9	3211	5780	4256	3405	2837	2128
90	10	3600	6480	4771	3817	3181	2385
95	10	4011	7220	5316	4253	3544	—
100	10	4444	8000	5891	4713	3927	—
105	10	4900	8820	6494	5195	4329	—
110	11	5377	9680	7127	5702	4751	—
115	11	5877	10580	7790	6232	5193	—
120	12	6400	11520	8483	6786	—	—
130	12	7511	13520	9955	7964	—	—
140	13	8933	15680	11546	9237	—	—
150	13	10000	18000	13253	10602	—	—
160	15	11377	20480	15080	12064	—	—
170	15	12844	23120	17022	—	—	—
180	16	14440	25920	19084	—	—	—
190	16	16044	28880	21223	—	—	—
200	17	17777	32000	23560	—	—	—
210	18	19600	35280	25975	—	—	—
220	18	21511	38720	—	—	—	—
240	20	25600	46080	—	—	—	—
260	21	30044	54080	—	—	—	—
280	23	34844	62720	—	—	—	—
300	24	40000	72000	—	—	—	—

§. 39.

Tragzapfen, der zwei andere ersetzen soll.

Nicht selten bietet sich die Aufgabe, einen Tragzapfen zu finden, der zwei andere bekannte ersetzen soll, mit ihnen also auch gleiche Umdrehungszahl hat. Ist der gesuchte Durchmesser d , die gegebenen d_1 und d_2 , so ist zu nehmen:

Fig. 73.



$$d = \sqrt{d_1^2 + d_2^2} \dots (72)$$
 was sich graphisch ausführen lässt, siehe Fig. 64, indem d die Hypotenuse des Rechtwinkeldreiecks von den Katheten d_1 und d_2 ist. Auf demselben Wege findet sich die

anzuwendende Zapfenlänge aus dem einfachen Ausdrucke:

$$l = \sqrt{l_1^2 + l_2^2} \dots \dots \dots (73)$$

§. 40.

Abänderungen der Zapfenlänge.

Bei Constructionen, welche kleinen Kräften ausgesetzt sind, stösst man häufig auf Fälle, wo die berechneten normalen Stirnzapfen sehr dünn werden, so zwar, dass man ohne irgendwie behindert zu sein, denselben eine grössere als die berechnete Dicke d geben kann. Man kann bei dieser Gelegenheit einen Vortheil für den Gang des Zapfens erzielen, indem man ihm auch eine grössere als die berechnete Länge l giebt, wodurch die Abnutzungstärke herabgezogen wird. Umgekehrt muss man manchmal die Zapfendicke und Länge möglichst herabzuziehen suchen. Erhöht oder vermindert man d auf d' , so bleibt die Sicherheit unverändert, wenn man nimmt

$$\frac{l'}{l} = \left(\frac{d'}{d}\right)^3 \dots \dots \dots (74)$$

Verhältnisse der besprochenen Art kommen häufig bei den Gelenkgeradfürungen (Watt's Parallelogramm) und bei den Querhäuptern (Kap. XIX) vor.

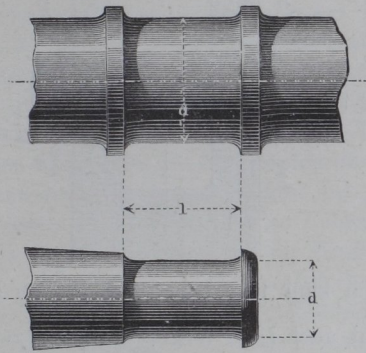
Beispiel. Ein auf 20^{mm} Dicke und 30^{mm} Länge berechneter schmied-eiserner Stirnzapfen kann mit 30^{mm} Zapfendicke ausgeführt werden; dann darf nach (74) seine Länge $l' = 30 \cdot \left(\frac{30}{20}\right)^3 = 30 \cdot 3,375 \approx 100\text{mm}$ genommen werden.

§. 41.

Erweiterte und verengte Zapfen. Gabelzapfen.

Wenn ein Tragzapfen Halszapfen ist, also zwischen anderen Theilen des Stückes sitzt, welchem er angehört, so wird er in der

Fig. 74.



Regel entweder durch verdrehende oder durch biegende Kräfte stärker beansprucht, als wenn er ein Stirnzapfen von demselben directen Druck wäre; er muss dann also einen grösseren Durchmesser d' erhalten, als der gleichbelastete und aus dem gleichen Material gefertigte Stirnzapfen von derselben Umdrehungszahl und steht zu diesem in ganz ähnlicher Beziehung

wie die erweiterte Schraube zur normalen, vergl. §. 27. Der genannte Stirnzapfen heisse der dem erweiterten Zapfen gleichwerthige Stirnzapfen. Soll nun der Halszapfen mit dem letzteren die gleiche lineare (radiale, auf die Zeiteinheit bezogene) Abnutzungsstärke haben, so ist die Länge desselben gleich zu nehmen der Länge l des gleichwerthigen Stirnzapfens. Es ist unschädlich, die Länge grösser zu machen. In ähnlicher Weise kann auch ein Zapfen dünner gewählt werden, als ein normaler Stirnzapfen, indem man z. B. ein kleineres Längenverhältniss (s. §. 40) oder ein festeres Material benutzt. Ein solcher Zapfen kann dem gleichwerthigen Stirnzapfen gegenüber ein verengter Zapfen genannt werden, und hat mit jenem gleiche lineare Abnutzungsstärke, wenn die Zapfenlänge bei beiden dieselbe Grösse hat. Ein Beispiel hierzu liefert der Gussstahlzapfen unter b. §. 37.

Eine besondere Art des beiderseitig sich fortsetzenden Zapfens ist der Gabel- oder Bolzenzapfen (Fig. 75 und 76). Er wird nur durch seine directe Belastung P beansprucht, und erhält bei normaler Ausführung die Dicke:

$$d_3 = \frac{d}{2} \dots \dots \dots (75)$$

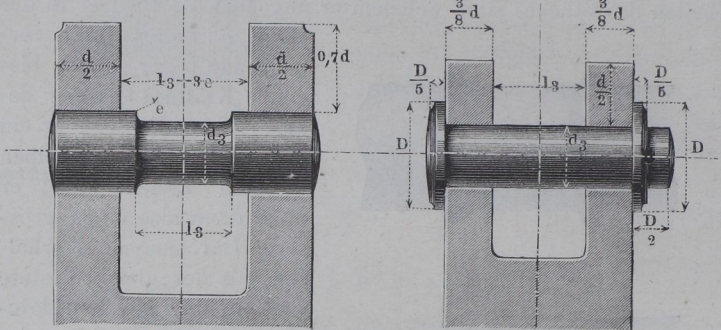
bei dem Längenverhältniss:

$$\frac{l_3}{d_3} = \frac{l}{d} \dots \dots \dots (76)$$

wenn l und d die Länge und Dicke des gleichwerthigen Stirnzapfens

Fig. 75.

Fig. 76.



zapfens bezeichnen. Gewöhnlich kann man bequem d_3 grösser als $\frac{d}{2}$ nehmen und thut dann wohl, auch l_3 zu vergrössern, und zwar nach der Formel:

$$\frac{l_3}{d_3} = 4 \left(\frac{l}{d} \right) \left(\frac{d_3}{d} \right)^2 \dots \dots \dots (77)$$

Ist die Länge l_3 angenommen oder vorgeschrieben und die Dicke d_3 gesucht, so nehme man:

$$\frac{d_3}{d} = \sqrt[3]{\frac{1}{4}} \sqrt[3]{\frac{l_3}{l}} = 0,63 \sqrt[3]{\frac{l_3}{l}} \dots \dots \dots (78)$$

Das Verhältnissmaass D in Fig. 76 ist $5 + 1,4 d_3$ angenommen. An Hals- und Gabelzapfen werden im übrigen die Anläufe immer auf den wirklichen Zapfendurchmesser bezogen.

Beispiel. Statt eines schmiedeisernen normalen Stirnzapfens von der Dicke $d = 70\text{mm}$, $l = 105\text{mm}$ soll ein ebenfalls schmiedeiserner Gabelzapfen angewandt werden, dessen Länge $l_3 =$ derjenigen des Stirnzapfens genommen werden darf. Dann ist $l_3 = l = 105$, und nach (78): $d_3 = 0,63 d = 0,63 \cdot 70 \approx 44\text{mm}$ zu nehmen.

B. Stützzapfen.

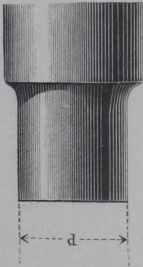
§. 42.

Der cylindrische Spurzapfen.

Die Spurzapfen sind diejenigen, über welche in der Praxis am häufigsten wegen Warmlaufens und zu starker Abnutzung Klage geführt worden ist, was namentlich bei den Turbinen und den Schraubenschiffen oftmals vorkam. Eine nähere Betrachtung solcher als undauerhaft erwiesener Constructions, denen man durch vielerlei künstliche Mittel aufzuhelfen suchte, zeigt aber fast jedesmal, dass einerseits dabei der Flächendruck des Zapfens, andertheils dessen Umdrehungszahl sehr gross sind, beides Bestätigungen derjenigen theoretischen Anschauung, welche die Zapfen so zu construiren vorschreibt, dass ihre Abnutzung innerhalb statthafter Grenzen bleibe. Hierauf nehmen die nachstehenden Regeln für die Stützzapfen die gebührende Rücksicht, und liefern auch Ergebnisse, welche mit guten und dauerhaften Ausführungen alle nur wünschbare Uebereinstimmung zeigen.

Ist P der Druck auf die Zapfengrundfläche,
 d der Durchmesser der letzteren,
 n die Umdrehungszahl des Zapfens,
 so nehme man:

Fig. 77.



$$d = 0,17 \sqrt{Pn} \dots \dots (79)$$

wobei $n = 150$ als der unterste Werth, für welchen diese Formel zu brauchen ist, angesehen werden kann, und angenommen ist, dass der Zapfen auf Bronze laufe. Die folgende Tabelle enthält eine Reihe von Werthen derselben, berechnet für die in der Stirnzapfentabelle benutzten Stufen von n .

Die in neuerer Zeit in Anwendung gekommenen Lagerpfannen aus Pockholz gestatten eine weit stärkere Belastung als die bronzenen Pfannen (1^k Flächendruck gegen $0,3^k$). Man kann nehmen bei Pockholzpfannen:

$$d = 0,09 \sqrt{Pn} \dots \dots (80)$$

was der $0,55$ ste Theil des Werthes aus (79) ist.

Tabelle über die cylindrischen Spurzapfen.

d	Werthe der Belastung P.				
	n bis 150	n = 150 — 350	n = 350 — 500	n = 500 — 800	n = 800 — 1200
27	170	93	60	40	26
30	210	114	74	50	32
33	254	138	89	60	38
37	319	174	112	75	48
40	373	153	131	88	62
45	472	257	168	111	71
50	583	318	205	138	88
55	705	384	248	166	106
60	841	457	295	198	126
65	984	537	346	232	148
70	1142	622	402	270	172
75	1311	714	461	309	197
80	1491	813	525	352	224
85	1683	918	592	397	253
90	1887	1029	664	446	284
95	2103	1146	740	496	316
100	2330	1270	820	550	350
105	2569	1400	904	606	386
110	2819	1537	992	666	424
115	3081	1680	1084	727	453
120	3355	1829	1181	792	504

Beispiel. Eine Turbine von 200 Umdrehungen pro Minute soll mit einem cylindrischen Spurzapfen mit Bronzefpaffe versehen werden. Derselbe wird durch das Gewicht der Constructionstheile mit 700^k, durch den Wasserdruck mit 800^k belastet. Er hat demnach gemäss Spalte 3, Zeile 19 einen Durchmesser von 110^{mm} zu erhalten. Mit Pockholzpfaffen versehen, brauchte der Zapfen nach (80) nur 0,55 · 110 ≈ 61^{mm} Dicke zu erhalten.

§. 44.

Cylindrische Spurzapfen für stehende Triebwellen.

Die stehenden Triebwellen der Fabriken haben fast nie über 150 Umdrehungen pro Minute, und belasten ihren Spurzapfen gewöhnlich nur durch ihr eigenes Gewicht und das der auf ihnen sitzenden Räder und Kuppelungen. Denkt man sich diese Theile in Cylinder von der Dicke \varnothing der Welle verwandelt, was durch Schätzung gut geschehen kann, und hat dann die auf solche Weise ideell verlängerte stehende Welle die Länge L in Metern, so ist für die Spurzapfendicke d einer solchen Welle zu nehmen:

$$\frac{d}{\varnothing} = 0,16\sqrt{L} \quad \dots \dots \dots (81)$$

woraus man erhält bei:

$L =$	5^m	8^m	12^m	16^m	20^m	25^m	30^m	39^m
$\frac{d}{\varnothing} =$	0,36	0,45	0,55	0,64	0,72	0,80	0,88	1,0.

Beispiel. Eine 15^m hohe stehende Welle trage 5 Zahnräder und 4 Kuppelungen; der Körperinhalt dieser Theile sei so gross zu veranschlagen wie der eines 5^m langen Stückes der Welle. In diesem Falle ist $L = 15 + 5 = 20^m$, und die Spurzapfendicke zu nehmen: $d = 0,72$ der Wellendicke.

§. 45.

Kammzapfen.

Für sehr hohe Pressungen fallen die cylindrischen Spurzapfen ausserordentlich gross aus, wenn sie ihrem Zweck entsprechen sollen, und veranlassen dadurch constructive Schwierigkeiten mancherlei Art. Diese fallen weg bei Anwendung des Kammzapfens, bei welchem der Zapfendruck auf eine beliebig grosse Fläche vertheilt werden kann. Derselbe ist ausserdem auch sehr leicht in einen Halszapfen zu verwandeln, und hat als solcher die Construction der Schraubenschiff-Maschinen ganz wesentlich beeinflusst, indem er sie zu vereinfachen gestattete. Auch für Turbinen wendet man den Kammzapfen mit grossem Vortheil an.

Bei dem Kammzapfen wird der Druck von einer Anzahl von Ringen aufgenommen und auf das umschliessende Lager übertragen. Die Berechnung lässt sich für den Spurzapfen, Fig. 78, und den Halszapfen, Fig. 79, durch eine und dieselbe Formel ausführen. Nennt man:

P den Druck auf die Zapfengrundfläche,

d den mittleren Durchmesser der Ringe,

b deren Breite,

i deren Anzahl,

n die Umdrehungszahl des Zapfens, deren kleinster einzuführender Werth wieder = 150 sei,

Fig. 78.

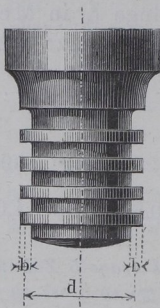
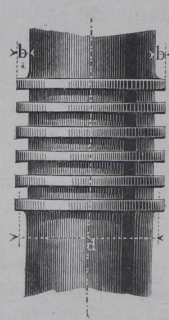


Fig. 79.



so nehme man:

$$b = 1,2 \sqrt{d} \dots \dots \dots (82)$$

und

$$d = 0,04 \sqrt[3]{\frac{P^2 n^2}{i^2}} \dots \dots \dots (83)$$

Nach diesen Formeln ist die nachfolgende Tabelle berechnet.

Auf Holz lässt sich der Kammzapfen nicht gut lagern, weil dessen Festigkeit dazu nicht ausreicht, wenn man nicht die Kammringe am Holzfutter unverhältnissmässig hoch machen will. Doch sind die Holzpfannen auch für denjenigen Halszapfen geeignet, welchen man erhält, wenn man beim Kammzapfen $i = 1$ setzt. Hierbei ist übrigens bei der Anwendung von Holzpfannen zu empfehlen, b doppelt so gross zu wählen, als (82) angibt. Der Coefficient vor der $\sqrt[3]{}$ in Formel (83) wird dann, unter Beachtung dessen, was in §. 42 bemerkt wurde, = 0,009, \approx 0,01.

§. 46.

Tabelle über die Kammzapfen.

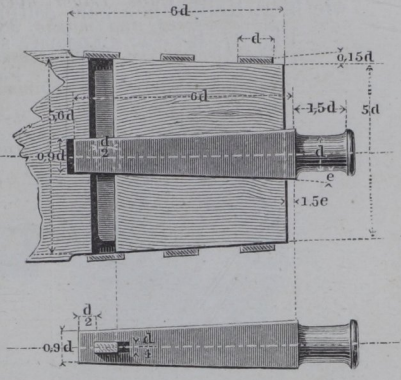
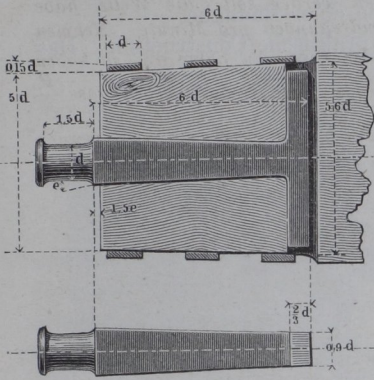
d	b	Werthe der Belastung $\frac{P}{i}$ auf jeden Ring.				
		n bis 200	$n = 200$ — 350	$n = 350$ — 500	$n = 500$ — 800	$n = 800$ — 1200
27	6	117	53	41	28	17
30	6	138	74	48	33	20
33	7	159	86	55	38	24
37	7	187	101	65	45	28
40	8	209	114	73	51	31
50	8	293	159	103	71	44
60	9	385	209	135	93	58
70	10	486	264	170	117	73
80	11	594	322	208	143	90
90	11	715	399	257	177	111
100	12	830	450	290	200	124
110	13	957	519	335	231	144
120	14	1089	591	381	263	164
130	14	1229	667	430	296	186
140	14	1373	745	480	331	207
150	15	1523	827	533	367	229
160	15	1680	911	587	405	253
170	16	1839	997	643	443	277
180	16	2004	1087	700	483	302
190	17	2174	1179	760	524	327
200	17	2347	1414	820	566	354

1. Beispiel. Für einen Druck von 3000^k soll ein Spurzapfen in der Kammzapfenform ausgeführt werden; die zugehörige Welle habe 200 Umdrehungen pro Minute. Gibt man dem Zapfen 6 Ringe, so ist $\frac{P}{i} = \frac{3000}{6} = 500$, und demnach, weil wir unter $n = 150$ bis 200 zu suchen haben, der Durchmesser d zu nehmen = 110^{mm}, da demselben der Druck $\frac{P}{i} = 519$ entspricht.

haltbare Construction. Fig. 84, Blatt- oder Flügelzapfen

Fig. 82.

Fig. 83.



(Gusseisen), zweiblättrig. Fig. 85, vierblättriger Flügelzapfen; beim dreiblättrigen sind die Flügel $\frac{3}{10}d$ dick zu nehmen.

Fig. 84.

Fig. 85.

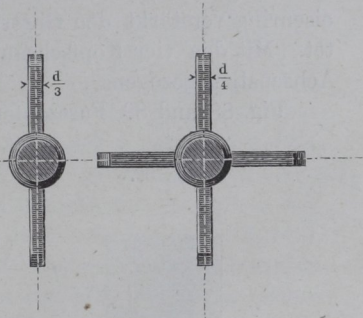
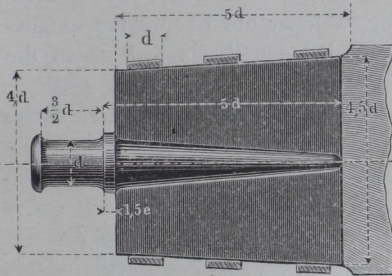
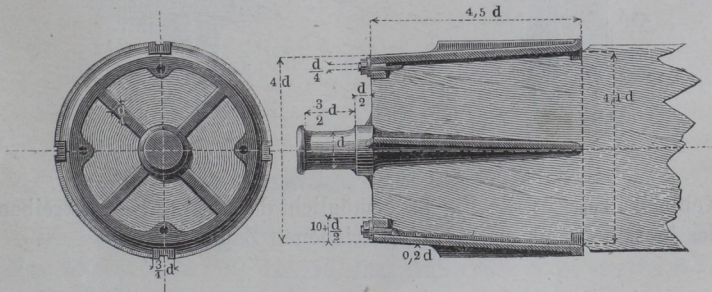


Fig. 86, Ringzapfen; die Flügel eines vierblättrigen Blatt-

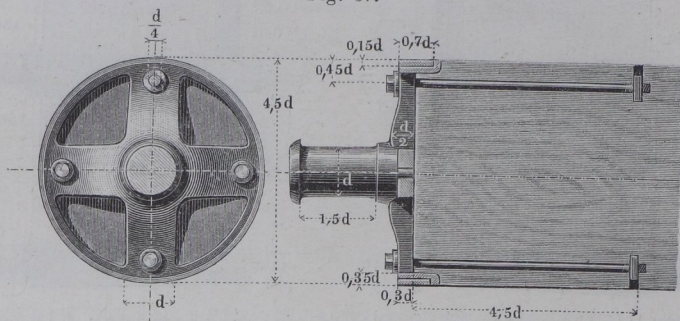
Fig. 86.



zapfens sind durch eine conische Hülse umgeben, die durch vier eingelassene platte Anker festgehalten wird. Die Hülse trägt oft wie hier, Keilbahnen zum Aufbringen einer Radnabe.

Fig. 87, Kreuzzapfen, sehr praktische Construction. Das

Fig. 87.

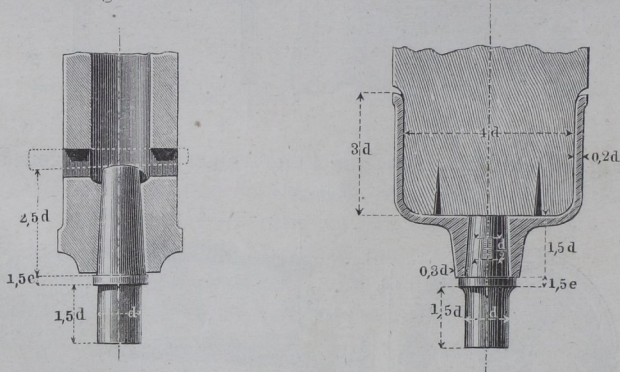


Kreuz, an welches der Zapfen angegossen ist, wird auf der Rückfläche abgedreht, ebenso die Achse auf der Stirnfläche; ein Schmiedeeisenring verstärkt den Gussring, welcher die Kreuzarme umgürtet. Mit den vier Kopfschrauben wird das Kreuz fest gegen die Achsenstirn gezogen.

Fig. 88 und 89, Fusszapfen stehender Wellbäume. Das flache

Fig. 89.

Fig. 88.



Keilloch in der Welle Fig. 88 ermöglicht das leichte Heraustreiben des bloss schwach conisch eingetriebenen Zapfens.

VII. TRAGACHSEN.

§. 48.

Eintheilung der Tragachsen.

Achsen nennt man Träger, welche umlaufende oder schwingende Theile zu tragen bestimmt, und deshalb mit Drehzapfen versehen sind; sie heissen Tragachsen oder Stützachsen (entsprechend den Trag- und Stützzapfen), je nachdem sie quer auf ihre Zapfenachsen oder in deren Längenrichtung belastet sind. Hier sollen nur die Tragachsen behandelt werden. Bei denselben ist die Last entweder an einer Stelle vereinigt, oder sie ist auf mehrere Tragpunkte vertheilt; es unterscheiden sich hier-nach:

einfach tragende oder einfache Achsen und
mehrfach tragende Achsen.

Ihre Querschnitte werden bei Guss- und Schmiedeisen, auf welche Materialien hier zunächst Rücksicht genommen ist, entweder einfach kreisförmig oder nach anderen zusammengesetzteren Formen gebildet, wonach sich eine zweite Unterscheidung in der Berechnung ergibt. Bei den sämtlichen Aufgaben, welche sich in der Achsen-Construction darbieten, leistet die Zuhilfenahme der graphischen oder zeichnerischen Verfahrungsweisen sehr wesentliche Dienste. Es werden deshalb beide, das rechnerische und das zeichnerische Verfahren, beim Aufsuchen der Kräftewirkungen hier mitgetheilt.

A. Die Querschnitte sind kreisförmig.

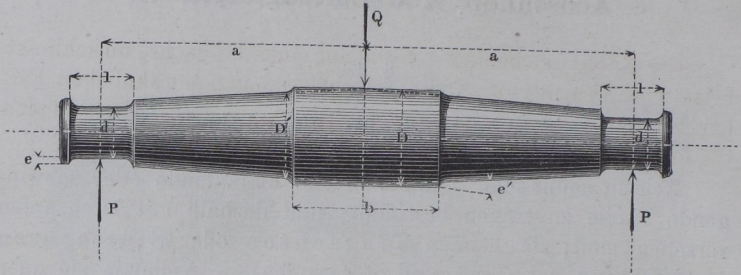
§. 49.

Gleichschenklige einfache Achse.

Die Last Q ist in der Mitte der Achse, auf dem Achsenkopf angebracht, Fig. 90 (a. f. S.), der von einer Hülse oder Nabe umschlossen

wird. Die Verbindungen von Kopf und Zapfen heissen die Schenkel der Achse. Die Zapfen werden nach den Regeln von Kap. V.

Fig. 90.



für den Druck $P = \frac{Q}{2}$ berechnet, und die Achse selbst annähernd von gleicher Festigkeit mit dem Zapfen konstruiert.

Nennt man:

- d den Zapfendurchmesser,
- l die Zapfenlänge,
- e die dem Zapfen zukommende Anlaufhöhe,
- D den Durchmesser des Achsenkopfes,
- b dessen Breite,
- D' den Durchmesser des Schenkels dicht neben dem Achsenkopf,
- $e' = \frac{D - D'}{2}$ den Vorsprung des letzteren,
- a die Schenkellänge,

so nehme man:

$$\frac{D'}{d} = \sqrt[3]{\frac{a - 0,5b}{\frac{l}{2}}} \dots \dots \dots (84)$$

Ist sodann noch:

- d_q die Dicke des schmiedeisernen Stirnzapfens für die Belastung Q , genommen nach Formel (57)

so mache man:

$$e' = 3 + \frac{7}{100} d_q \dots \dots \dots (85)$$

und forme den Achsenschapel als Kegelstumpf von dem Basisdurchmesser D' und dem Scheiteldurchmesser $d + 2e$. Die strenge Form des Achsenschenkels würde ein kubisches Paraboloid sein (vergl. §. 10, Nro. VI., Bemerkungen), welches als Hilfsconstruction mit aufzutragen, für den Lernenden sehr nützlich ist.

§. 50.

Achsenkopf und Befestigungskeile.

Die Nabe, welche den Achsenkopf einer Tragachse umschliesst, heisst eine Tragnabe. Dieselbe erhält in den gewöhnlichen Fällen bei der Länge L und der Wanddicke w gute Abmessungen bei folgendem Ringquerschnitt:

$$\left. \begin{array}{l} \text{wenn aus Schmiedeeisen . . } Lw = 0,6 d_q^2 \\ \text{wenn aus Gusseisen } Lw = 1,2 d_q^2 \end{array} \right\} \dots (86)$$

und gehe man allenfalls bis auf $\frac{5}{6}$ dieser Werthe herab, wenn Sparsamkeit besonders wichtig ist.

Dabei nehme man die Länge L beim Nabenmaterial

$$\left. \begin{array}{l} \text{Schmiedeeisen . . } L = 1,5 d_q \\ \text{Gusseisen } L = 2,1 d_q \end{array} \right\} \dots (87)$$

Dies gilt unter der Voraussetzung, dass die Nabe eine radförmige, also verstärkende Umgebung hat (Wasserrad-Armschilde u. s. w.) Dagegen wird L um so grösser genommen, je mehr die Umgebung der Nabe dieselbe frei lässt (Balancier, Winkelhebel), und zwar steigt man bis zu folgenden Werthen:

$$\left. \begin{array}{l} \text{bei Schmiedeeisen . } L = 1,75 d_q \\ \text{bei Gusseisen . . } L = 2,45 d_q \end{array} \right\} \dots (88)$$

wobei die Wanddicke w entsprechend Formel (86) ermittelt wird. Hierdurch ist, die um wenig grösser als L zu nehmende Keilstellenbreite b (s. Fig. 90) bestimmt.

Beispiel. Für einen gusseisernen gleicharmigen Balancier auf schmiedeiserner gleichschenkliger Achse (vergl. Kap. XVII.) betrage die Achsenbelastung Q 11500^k. Dann ist d_q nach Tabelle §. 38 = 120^{mm}, und $e' = 12^{\text{mm}}$. Nach (88) ist nun passend zu nehmen $L = 2,45 \cdot 120 = 294^{\text{mm}}$ (vergl. das Resultat der Verhältnisszahlen in Kap. XVII.) und hat man b etwas $> L$, $\sim 300^{\text{mm}}$ zu machen.

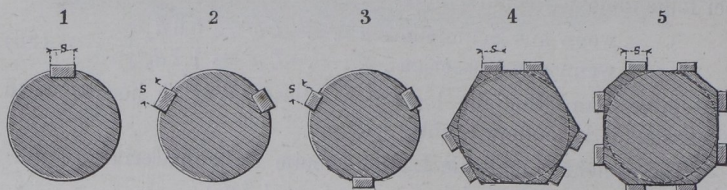
Die Keile oder Schlüssel, mittelst deren die Naben auf die Köpfe der Achsen befestigt werden, können nur nach empirischen Regeln construirt werden. Man wendet entweder nur einen oder zwei und mehr Keile zusammen an (Fig. 91), und macht die mittlere Keildicke gleich der halben Keil- oder Schlüsselbreite s . Letztere nehme man:

$$\left. \begin{array}{l} \text{bei einem Keil} \dots\dots\dots s = 2e' \\ \text{bei zwei Keilen} \dots\dots\dots s = 1,6e' \\ \text{bei drei und mehr Keilen} \dots\dots s = 1,4e' \end{array} \right\} \dots (89)$$

wobei e' wieder nach Formel (85) zu nehmen ist, sich also auf d_q bezieht.

Beispiel. Obiger Balancier sei mit einem Keil auf der Achse zu befestigen; dieser erhält nach (89) eine Breite $s = 2 \cdot 12 = 24\text{mm}$, und eine mittlere Dicke $= 12\text{mm}$.

Fig. 91.



In vielen Fällen bleibt wegen mangelnder Angaben über die Belastung einer Keilstelle die Bestimmung der Keilabmessungen dem Gefühl überlassen.

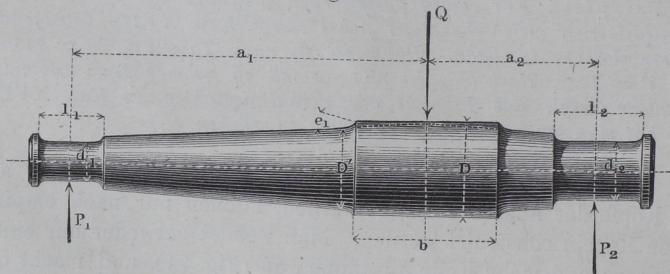
§. 51.

Ungleichschenklige einfache Achse.

Die Last Q vertheilt sich hier ungleich auf die beiden Zapfen d_1 und d_2 , Fig. 92, und zwar ist

$$\frac{P_1}{Q} = \frac{a_2}{a_1 + a_2}, \quad \frac{P_2}{Q} = \frac{a_1}{a_1 + a_2}, \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{a_2}{a_1}.$$

Fig. 92.



Die Mittelebene des Achsenkopfes theilt die Achse in zwei Stücke, von denen man jedes einzelne so behandelt, wie die Hälfte einer

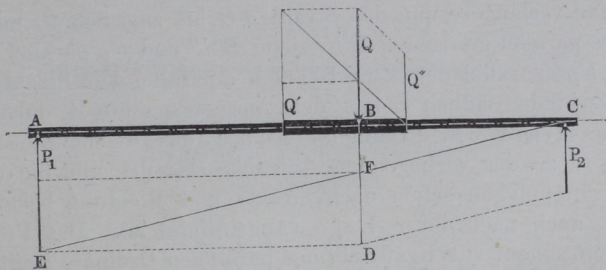
gleichschenkligen einfachen Achse, und schliesslich durch ausgleichende Verbesserungen dem Ganzen einen gleichförmigen Anstrich gibt. Man berechne dann D' für beide Schenkel und behalte das grössere der sich für D ergebenden Resultate bei. Wird $a_1 = a_2$, so geht die Achse in die gleichschenklige über.

§. 52.

Graphische Bestimmung der Kräfte bei der einfachen Achse.

Statt die Kräfte und Kraftmomente, welche die einfache Achse beanspruchen, durch Rechnung zu bestimmen, kann man sich dazu der zeichnerischen Methode*) bedienen, welche weit bequemer und anschaulicher ist.

- 1) Bestimmung der Pressungen. Fig. 93. Die Zapfen-
Fig. 93.



drucke P_1 und P_2 verhalten sich verkehrt wie die Schenkellängen a_1 und a_2 . Mache $BD \parallel$ und $= AE$ und $=$ der Belastung Q , und ziehe CFE , so stellt BF den Druck P_1 in A , FD den Druck P_2 in C dar. Statt der auf die Nabe vertheilten Kraft Q kann man sich auch zwei Kräfte Q' und Q'' an den Nabenenden concentrirt denken; man findet dieselben auf ganz analoge Weise, wie P_1 und P_2 aus Q (siehe die Figur), auch wenn die Nabe nicht symmetrisch zur Ebene der Kraft Q vertheilt ist. Aus P_1 und P_2 werden die zugehörigen Zapfen von den Dicken d_1 und d_2 berechnet.

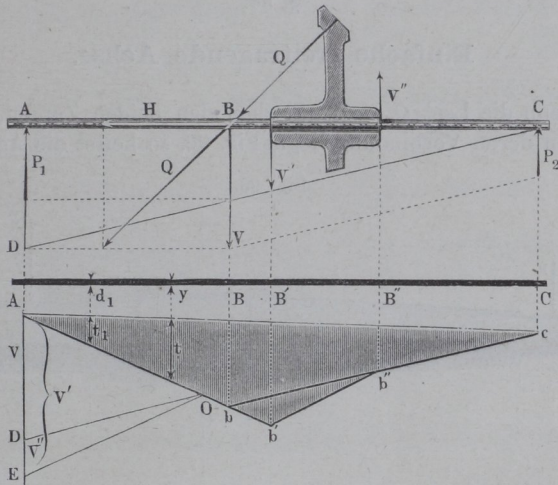
*) Vieles in der hier angewandten Methode ist sofort verständlich, anderes mehr verwickelt; ich verweise auf das Werk von Prof. Culmann: Die graphische Statik, Leipzig 1864.

§. 53.

Schief belastete einfache Achse.

Manchmal ist die Kraft Q nicht normal, sondern schief gegen AC gerichtet. Man verfähre dann wie folgt. Verlängere die Kraftlinie Q , Fig. 95, bis zu ihrem Schnitt B mit der Achse AC

Fig. 95.



und zerlege sie dort in die Normalkraft V und die Axialkraft H . Letztere wird durch einen der beiden Zapfen, der als Stützzapfen zu wirken hat, aufgenommen; ihre Wirkung auf die Materialspannungen darf meist vernachlässigt werden. V wird darauf, wie früher in die Kräfte P_1 und P_2 zerlegt, auf die beiden Zapfen bei A und C vertheilt, und diese Zapfen entsprechend berechnet. Sobald der Punkt B ausserhalb der Nabe fällt, ruft V an den Nabenenden B und B'' die einander entgegengerichteten Kräfte V' und V'' hervor. Man trage, um sie zu finden, von A nach D normal zu AC die Kraft $V = P_1 + P_2$ auf, wähle einen Pol O , ziehe und verlängere AO bis zum Schnitte b mit dem Lothe aus B , ziehe bc parallel dem Strahle DO , verlängere Ab bis zum Schnitte b' mit dem

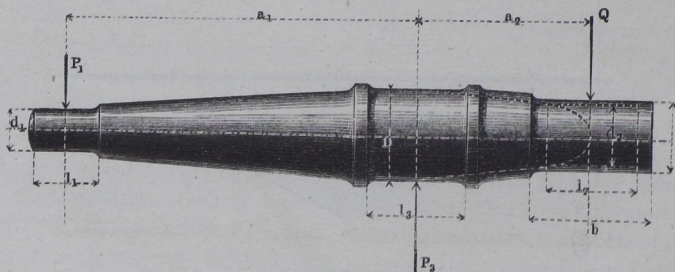
Lothe aus B' , verbinde b' mit b'' , dem Schnitte von bc mit dem Lothe aus B'' , und ziehe aus O den Strahl OE parallel $b''b'$, so schneidet dieser von der verlängerten AD die Strecke $DE =$ der Kraft V'' in B'' ab, und es ist endlich $AE =$ der gesuchten Kraft V' , welche gleich ist der Summe der nach oben gerichteten Kräfte P_1 , P_2 und V'' . Zieht man nun die Schlusslinie cA , so ist das Seilpolygon $Abb'b''c$ fertig, und es können dessen Ordinaten t wie oben zur Berechnung der Durchmesser dienen.

§. 54.

Einfache freitragende Achse.

Wenn die Last Q , statt zwischen den beiden Zapfen, ausserhalb von deren Verbindung liegt, Fig. 96, so heisst die Achse eine

Fig. 96.



freitragende oder fliegendtragende, wie die Praxis sich ausdrückt. Der Zapfen D wird hier ein Halszapfen (s. §. 41).

Es ist:

$$\frac{P_1}{Q} = \frac{a_2}{a_1}, \quad \frac{P_3}{Q} = \frac{a_1 + a_2}{a_1}, \quad \frac{P_2}{P_3} = \frac{a_2}{a_1 + a_2}.$$

Man bestimme zuerst 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 diejenige des vorigen Paragraphen wäre, indem man für D die grössere der beiden Dicken D' und D'' beibehält, welche sich für die beiden Enden des Halszapfens aus Formel (84) ergeben, und mache alsdann (graphisch, siehe §. 39) die Zapfenlänge $l_3 = \sqrt{l_1^2 + l_2^2}$. Hierauf lege man in

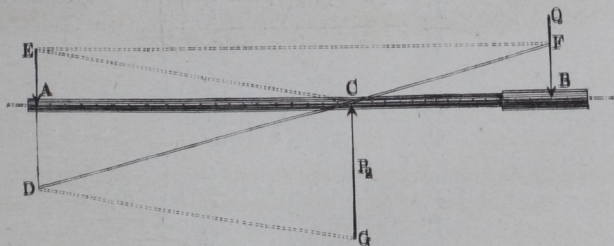
den Schenkel a_2 die cubische Parabel, welche der strengen Form gleicher Festigkeit für diesen Schenkel entsprechen würde, und trage die (meist vorgeschriebene) Kopfbreite b je zur Hälfte von der Mitte des Zapfens d_2 aus beiderseits auf. Der Durchschnitt der nach D hin gelegenen Begrenzung des Kopfes mit der Parabel liefert dann den Durchmesser \varnothing des Achsenkopfes, der übrigens wird:

$$\frac{\varnothing}{d_2} = \sqrt[3]{\frac{b}{l_2}}.$$

Beispiel. Gegeben $Q = 12000^k$, $a_1 = 1200^{mm}$, $a_2 = 600^{mm}$, $b = 330^{mm}$.
 Material Gusseisen. Umdrehungszahl < 150 . Man hat: $P_1 = \frac{Q}{2} = 6000^k$,
 $P_2 = \frac{3}{2} Q = 18000^k$. Nach Tabelle §. 35 ist nun zu nehmen d_1 zwischen 115 und 120, sei 115^{mm} , d_2 zwischen 160 und 170, sei 165^{mm} , wonach
 $l_1 = 153^{mm}$, $l_2 = 220^{mm}$. Nun wird $D = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{600}{110}} = 1,77 \cdot 165 = 292^{mm}$,
 $l_3 = \sqrt{153^2 + 220^2} = 268^{mm}$, $\varnothing = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{330}{220}} = 165 \cdot 1,15 = 190^{mm}$.

Graphisch verfahren, mache man (Fig. 97) $AD = Q$ und ziehe DCF , so ist BF die bei A anzubringende Kraft P_1 , welche mit

Fig. 97.



Q zusammen der in C nach oben wirkenden Kraft P_2 das Gleichgewicht hält, so dass also DE parallel BF gezogen in $DE = DA + BF = CG$ die Kraft P_2 liefert. Kräftepolygon und Seilpolygon fallen im übrigen wie bei der vorigen Aufgabe aus.

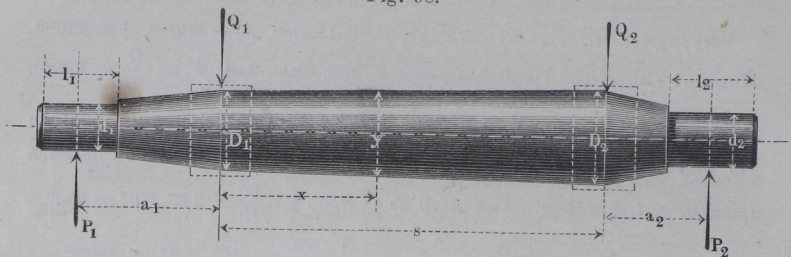
Ist die Kraft Q schief gerichtet, so gibt die graphische Behandlung der Aufgabe schnell die oft nicht leicht zu übersehenden Wirkungen der Kraft auf die Achse. Beispiele zu einfachen freitragenden Achsen mit schiefer Belastung liefern u. a. manche Krahnssäulen und ähnliche Constructions.

§. 55.

Achse mit zwei Tragpunkten.

Bei der in Fig. 98 schematisch dargestellten zweifach tragenden Achse heissen die Enden wieder die Schenkel der

Fig. 98.



Achse, das Mittelstück der Schaft derselben. Sind Q_1 und Q_2 die Belastungen, s die Schaftlänge, so hat man für die Zapfendrucke:

$$\left. \begin{aligned} \frac{P_1}{Q_1} &= \frac{s + a_2 \left(1 + \frac{Q_2}{Q_1}\right)}{a_1 + s + a_2} \\ \frac{P_2}{Q_2} &= \frac{s + a_1 \left(1 + \frac{Q_1}{Q_2}\right)}{a_1 + s + a_2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (91)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{s + a_2 \left(1 + \frac{Q_2}{Q_1}\right)}{s + a_1 \left(1 + \frac{Q_1}{Q_2}\right)} \times \frac{Q_1}{Q_2}$$

Aus den auf diese Weise ermittelten Zapfendrucke 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 concentrirt gedacht werden.

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:

$$\frac{y}{D_1} = \sqrt[3]{1 + \frac{x}{a_1} \left(1 - \frac{Q_1}{P_1}\right)} \dots \dots \dots (92)$$

eine Gleichung, nach welcher das Profil des Schaftes nach zwei cubischen Parabelbogen zu begrenzen ist. Diese können indessen in der Regel durch zwei Gerade ersetzt werden, so dass der Schaft ein Kegelstumpf wird.

Die beiden Achsenköpfe werden gebildet, indem man Verdickungen um $e' = (3 + \frac{1}{100} d_{1q})$ resp. d_{2q} anbringt, wie es in §. 49 gezeigt wurde, und den Tragstellen die Breite b giebt, welche das zu tragende Stück vorschreibt.

Die Dicken $D_1' D_2', D_1''$ und D_2'' neben den Achsenköpfen bestimmen sich durch das Einschneiden der die Achsenköpfe abschliessenden Ebenen in die Schenkel und den Schaft, nachdem deren Abmessungen bestimmt sind. Die Werthe d_{1q} und d_{2q} sind wieder, entsprechend den Angaben in §. 49, die Durchmesser der schmiedeisernen Stirnzapfen für die Lasten Q_1 und Q_2 .

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.

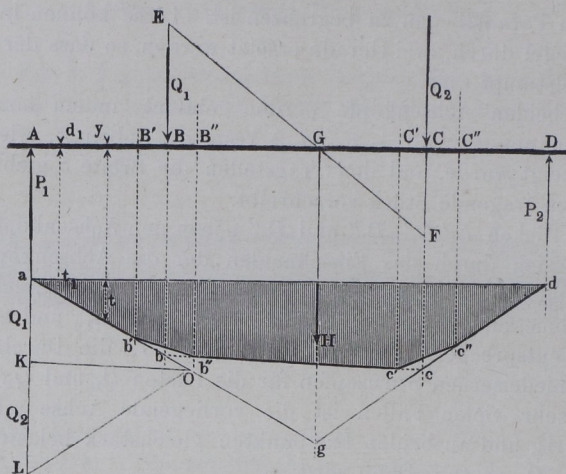
§. 56.

Graphostatik der vorstehenden zweifach belasteten Achse.

Man suche zuerst die Mittelkraft von Q_1 und Q_2 , indem man (Fig. 99, a. f. S.) $BE = Q_2, CF = Q_1$ macht und EGF zieht, die Mittelkraft $Q_1 + Q_2$ hat dann die Lage des Lothes GH . Hierauf bestimme man P_1 und P_2 aus $GH = Q_1 + Q_2$, wie es in §. 52 gezeigt wurde. Nunmehr können die Zapfen d_1 und d_2 aus P_1 und P_2 berechnet, und ferner das Kräftepolygon verzeichnet werden. Mache aK , Fig. 99, $= Q_1, KL = Q_2$, ziehe den Strahl Ag in einer beliebigen Richtung, bis er die Mittelkraftlinie GH schneidet, verbinde g mit d , und ziehe den Strahl LO parallel gd . Dann ist O so gewählt, dass die Schlusslinie des zu verzeichnen-

den Seilpolygones horizontal wird. Projicire ferner B nach b , C nach c , und ziehe bc . Durch Fällen von Lothen aus den Naben-

Fig. 99.



enden B', B'' und C', C'' erhält man darauf, ohne die Zerlegung von Q_1 und Q_2 in die beiden ideellen Kräfte an den Nabenrändern machen zu müssen, die Punkte $b'b'', c'c''$ des Seilpolygones, dessen Schlusslinie da ist. Aus den Ordinaten t bei bekannter Ordinate t_1 an einer Zapfenwurzel sind dann wie oben alle Dicken y der Achse zu ermitteln nach Formel (90). Geht man direkt mit dem Verzeichnen des Seilpolygones vor, statt zuerst die Mittelkraft zu suchen, so wird letztere aus dem Kräftepolygon gefunden; die Schlusslinie kommt dann in der Regel schief zu liegen, was indessen nur unbedeutend stört.

§. 57.

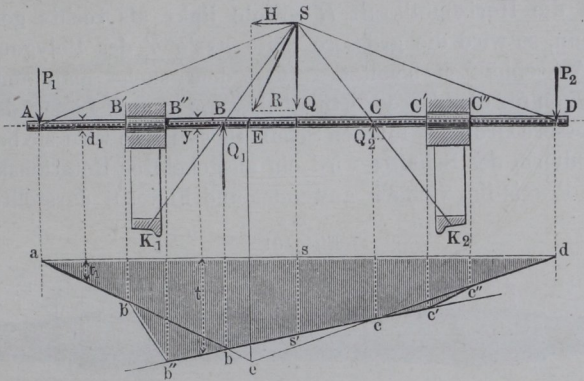
Schief belastete zweifach tragende Achse.**Eisenbahnwagen - Achse.**

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 namentlich bei

den Eisenbahnwagenachsen vor, weshalb wir eine solche so gleich als Beispiel nehmen wollen, unter Vernachlässigung freilich einiger wenig bedeutenden Nebeneinflüsse.

Ausser der im Wagenschwerpunkt S , Fig. 100, angreifenden

Fig. 100.



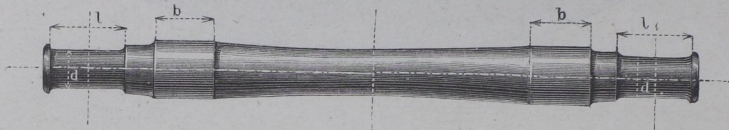
Vertical-Belastung Q der Achse wirkt an demselben Punkte zu Zeiten eine durch Centrifugalkraft und Schwankungen hervorge-rufene Horizontalkraft H , welche nach Scheffler*) auf $0,4 Q$ steigen kann, so dass eine schief gerichtete Mittelkraft R gegen die Achse hin drückt. Diese wird sowohl nach den Schienenköpfen K_1 und K_2 hin, als nach den Zapfen A und D hin zerlegt. In den Durchschnittspunkten 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 vernachlässigbare Horizontalkräfte und die 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 (unter Voraussetzung eines derart gewählten Poles des Kräftepoly-gones, dass ad parallel AD ausgefallen sei); verlängere die Richtungen von Q_1 und Q_2 bis b und c , und lege durch b und c eine

*) Ad. Scheffler, Eisenbahnwagenachsen. Braunschweig 1861.

Gerade. Hierauf fälle man aus den Nabenrandpunkten $B'B''$, $C'C''$ Lothe nach $b'b''c'e''$ und ziehe $b'b''$, $c'e''$, so ist $ab'b''c'e''d$ 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.

Da die Horizontalkraft H sowohl links als rechts gerichtet sein kann, so wird die grössere Seite $ass'b''b'$ des Polygons für beide Achsenhälften benutzt. Ausserdem suche man auch das Seilpolygon für die blosse Vertikalbelastung Q auf. Liefert dasselbe eine grössere Ordinate für den Schaft als ss' ist, so wird sie benutzt; die Totalform des Schaftes wird ein ausgekehlter Rotationskörper, wie die Praxis ihn vielfach anwendet und Fig. 101 darstellt. Das

Fig. 101.



vorstehende Verfahren, bei welchem die Einzeichnung des Kräftepolygons als überflüssig weggelassen wurde, ist ganz entsprechend gebildet, wie dasjenige in §. 53. Die Zapfen der Eisenbahnwagenachsen haben 250 bis 300 Umdrehungen in der Minute und erhalten deshalb, wenn aus Schmiedeeisen, das Längenverhältniss 2.

§. 58.

Zweifach belastete Achse mit einem freitragenden Schenkel.

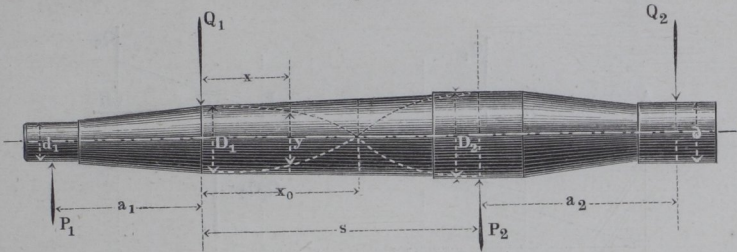
Auch hier kann man, wie bei der Achse in §. 54, einen der Schenkel seine Last frei tragen lassen, Fig. 102.

Nennt man dann s die Schaftlänge zwischen Q_1 und P_2 , so hat man:

$$\frac{P_1}{Q_1} = \frac{s - a_2 \frac{Q_2}{Q_1}}{s + a_1} \dots \dots \dots (93)$$

$$\frac{P_2}{Q_2} = \frac{s + a_2 + a_1 \left(1 + \frac{Q_1}{Q_2}\right)}{s + a_1} \dots \dots \dots (94)$$

Fig. 102.



und wieder $\frac{y}{D_1}$, wie es Formel (92) angibt. Bei dieser Aufgabe wird y nach (92) manchmal an einer Stelle im Schaft = 0, und zwar allgemein in einem Abstand x_0 vom ersten Tragpunkt, für welchen man hat (siehe Fig. 102)

$$x_0 = \frac{a_1 \cdot \frac{Q_1}{P_1} - 1}{\frac{Q_1}{P_1} - 1} \dots \dots \dots (95)$$

Man nähert dann meistens die strenge Form durch einen umhüllenden Kegelstumpf an.

Beispiel. $Q_1 = 2000^k$, $Q_2 = 1000^k$, $s = 1800^{mm}$, $a_1 = a_2 = 800^{mm}$.

Hier ist $\frac{P_1}{Q_1} = \frac{1800 - 800 \cdot \frac{1}{2}}{1800 + 800} = \frac{14}{26}$, also $P_1 = \frac{7 \cdot 2000}{13} = 1077^k$; ferner

$\frac{P_2}{Q_2} = \frac{1800 + 800 + 800 \cdot 3}{2600} = \frac{50}{26}$, also $P_2 = \frac{50 \cdot 1000}{26} = 1923^k$, wo-

nach man die Berechnung der Zapfen und Schenkel anstellen kann. y wird = 0 bei $x_0 = \frac{800}{\frac{50}{26} - 1} = \frac{800 \cdot 14}{12} = 933^{mm}$, was in den Schaft

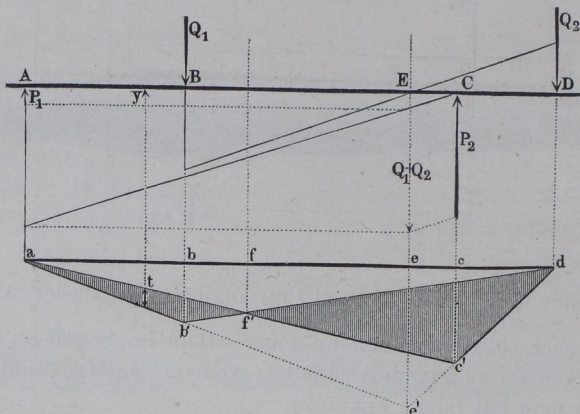
hineinfällt, also die oben angedeutete Annäherung erfordert.

Für Rechnungsproben und Erleichterungen ist es wichtig, zu bemerken, dass bei den sämtlichen obigen Achsen stets $P_1 + P_2 = Q_1 + Q_2$ ist.

Behufs der zeichnerischen Auflösung suche man zuerst aus Q_1 und Q_2 die Lage von deren Mittelkraft $Q_1 + Q_2$, und daraus

die Grösse der Kräfte P_1 und P_2 , worauf die Zapfendicke d_1 bestimmt werden kann. Fällt die Mittelkraft zwischen P_1 und P_2 , so ergibt sich folgendes Seilpolygon, Fig. 103.

Fig. 103.

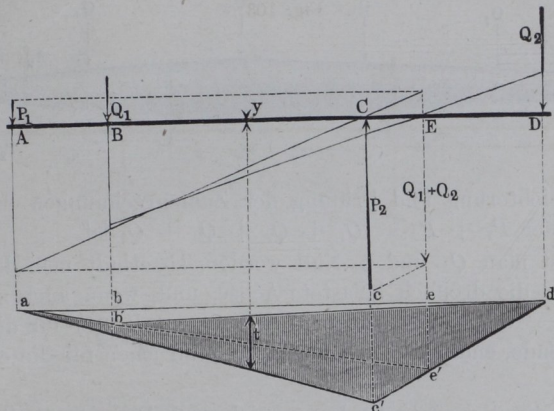


Ziehe von a aus die erste Polygonseite bis zum Schnitte b' mit dem Lothe aus dem Angriffspunkte B der ersten Kraft Q_1 , von b' die zweite Polygonseite nach d als in der Richtung der zweiten Kraft Q_2 gelegen. Von da aus ist die dritte Polygonseite bis zum Schnitte c' mit der dritten Krafrichtung (P_2) zu ziehen; da sich aber die erste und n te Seilpolygonseite auf der Mittelkraft schneiden müssen, so ziehe nun de' bis zu dem Schnittpunkte e' der ersten verlängerten Polygonseite mit der schon bekannten Mittelkrafrichtung ee' ; damit ist nun auch c' gefunden, und man kann endlich die Schlusslinie $c'a$ ziehen. Dann ist $ab'dc'a$ das gesuchte Seilpolygon, und dessen vertikale Ordinaten t die Verhältnissmaasse für die biegenden Momente, welche wie bisher benutzt werden [Formel (90)]. In f' wird $t = 0$, was dem oben analytisch gefundenen Punkte (x_0) entspricht.

Die Ordinate t wird nicht mitten im Schafte = Null, wenn die Mittelkraft ausserhalb AC fällt (Fig. 104). Eine der beiden Zapfenkräfte, hier P_1 , wird dann negativ gerichtet, was die (zeichnerische) Kräfteaufsuchung sofort lehrt. Man ziehe die erste Seilpolygonseite ab' , darauf die zweite $b'd$. Die dritte trifft wieder

auf der Mittelkraftrichtung in e' mit der verlängerten ersten Polygonseite $ab'e'$ zusammen, wird selbst dann verlängert bis zum

Fig. 104.



Schnittpunkte c' mit der dritten Krafrichtung, wonach die Schlusslinie $c'a$ gezogen werden kann.

Wegen der bequemen vorausgehenden Feststellung der Mittelkraft nach Richtung, Lage und Grösse konnte hier das Kräftepolygon ganz weggelassen werden, was auch von allen bis dahin vorgenommenen Achsen-Aufgaben gilt, so lange man nur die Verhältnisse der biegenden Kraftmomente $\left(\frac{t}{t_1}\right)$ zu kennen braucht. — Sind bei der zweifach tragenden Achse beide Schenkel freitragend, so wird das Seilpolygon ganz wie in §. 56 behandelt.

§. 59.

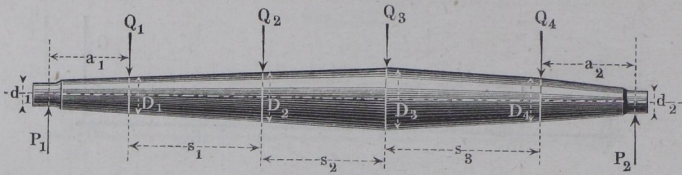
Achse mit drei und vier Tragpunkten.

Die Zahl der Tragpunkte der Achsen wird oft bis zu vier ausgedehnt. Sind die Belastungen, siehe Fig. 105, Q_1, Q_2, Q_3 und Q_4 , die Schaftstücke s_1, s_2, s_3 lang, so hat man:

$$\frac{P_1}{Q_1} = \frac{s_1 + s_2 \left(1 + \frac{Q_2}{Q_1}\right) + s_3 \left(1 + \frac{Q_2 + Q_3}{Q_1 + Q_1}\right) + a_2 \left(1 + \frac{Q_2 + Q_3 + Q_4}{Q_1 + Q_1 + Q_1}\right)}{a_1 + s_1 + s_2 + s_3 + a_2} \quad (96)$$

woraus sich durch passende Zeichenänderung auch $\frac{P_2}{Q_2}$ ergibt.

Fig. 105.



Zur Erleichterung und Prüfung der Zahlenrechnungen dient es, dass wieder $P_1 + P_2 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$ ist.

Lässt man Q_4 und s_3 Null werden, so erhält man den Ausdruck für die dreifach belastete Achse, und, wenn auch noch Q_3 und $s_2 = \text{Null}$ gesetzt werden, den Ausdruck (91) für die zweifachtragende, endlich bei Q_2 und $s_1 = \text{Null}$ jenen für die einfache Achse.

Für die Schaftstücke lassen sich auch Formeln ähnlich (92) bilden; man kann indessen ohne weiteres die einzeln ermittelten Achsenköpfe durch Kegelstumpfe verbinden, um genügend angenäherte Formen zu erhalten.

Der Durchmesser des Achsenkopfes bei Q_4 findet sich aus:

$$\frac{D_4}{d_1} = \sqrt[3]{\frac{a_1 + s_1 \left(1 - \frac{Q_1}{P_1}\right) + s_2 \left(1 - \frac{Q_1}{P_1} - \frac{Q_2}{P_1}\right) + s_3 \left(1 - \frac{Q_1}{P_1} - \frac{Q_2}{P_1} - \frac{Q_3}{P_1}\right)}{\left(\frac{l_1}{2}\right)} \dots \dots \dots (97)}$$

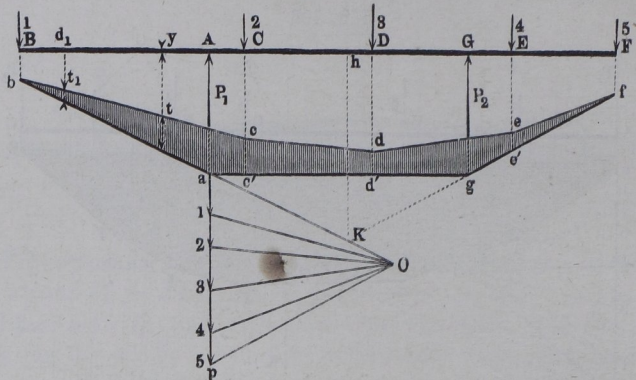
Werden hierin nacheinander s_3, s_2 und $s_1 = \text{Null}$ gesetzt, so geht die Formel über in die für $\frac{D_3}{d_1}, \frac{D_2}{d_1}, \frac{D_1}{d_1}$. Die Achsenköpfe werden mit dem aus §. 50 bekannten Vorsprung e' und einer Breite aufgesetzt, welche meistens vorgeschrieben ist, andernfalls sie nach den Formeln (87) und (88) gewählt werden kann.

Es ist klar, dass auch freitragende Schenkel angewandt werden können, deren Behandlungsweise sich indessen aus den oben angegebenen unschwer ableitet, auch z. B. durch Negativsetzen von a_1 oder a_2 sich unmittelbar ergibt.

Die zeichnerische Aufsuchung der Kräfte und Momente geschieht wie folgt. Man bilde (Fig. 106), unter dem Stützpunkt a beginnend, das Kräftepolygon aqO , wobei der Pol O wieder be-

126 Tragachse mit Belastungen in verschiedenen Kräftebenen.
 messer y berechne man für die Last Q_1 einen ideellen Stirnzapfen

Fig. 107.



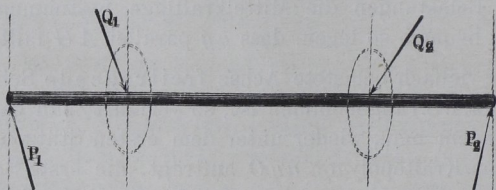
d_1 , und verfähre mit dessen Wurzel-Ordinate t_1 wie oben [Formel (90)].

§. 60.

Tragachse mit Belastungen in verschiedenen Kräftebenen.

Bedeutend schwieriger als bisher wird die analytische Berechnung einer Tragachse, wenn (Fig. 108) die Belastungen in verschie-

Fig. 108.



denen Ebenen wirken; mit der graphostatischen Methode dagegen sind die Schwierigkeiten leicht zu überwinden. Man trage zunächst (Fig. 108 a.) die Kräftepolygone AO_1 1 und AO_2 2 für die Kräfte Q_1 und Q_2 bei gleichem Polabstand $GO_1 = HO_2$ so auf,

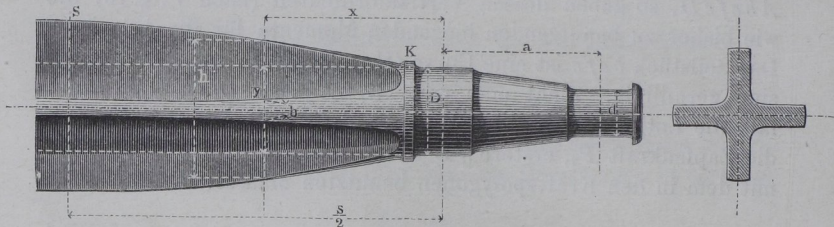
verhältnisses, sämtliche Abmessungen ebenso auf die Dicke der hohlen Zapfen, wie es bisher für die vollen gezeigt wurde. Das gebräuchlichste Hohlungsverhältniss ist 0,6. Auch kann man übrigens wie folgt verfahren. Man bestimme sämtliche Dimensionen der Achse unter Zugrundelegung des vollen Kreisquerschnittes, wähle sodann das Hohlungsverhältniss, und vergrössere alle einzelnen Durchmesser nach Maassgabe des aus Formel (70) zu entnehmenden Coefficienten.

§. 62.

Reiner Kreuzquerschnitt. Tabelle über denselben.

Bei den mehrfach tragenden gusseisernen Achsen eignet sich für den Schaft sehr gut der Kreuzquerschnitt. Die Achse erhält dann im Schaft vier Flügel, und wird danach Flügelachse genannt (entsprechend der Benennung der Flügelzapfen in §. 47). Die Schenkel behalten dabei häufig ihre konoidische Form bei (Fig. 109). Bei der Construction einer solchen Achse wird der

Fig. 109.



Schaft zuerst (punktirt) so verzeichnet, als ob er den vollen Kreisquerschnitt erhalten solle, und darauf das Profil $KS\dots$ der Flügel, in K an den Achsenkopf anschliessend, mit einer Anschwellung (siehe §. 65) von dem einen Schenkel zum anderen geführt. Ist dann für irgend eine Stelle (x) des Schaftes:

y der Durchmesser der ideellen runden Achse,

h die Rippenhöhe,

b die Rippenbreite oder -Dicke,

so wähle man b derart, dass:

$$\frac{y}{h} = \frac{b}{h} \sqrt[3]{\frac{16}{3\pi}} \sqrt[3]{1 - \frac{b}{h} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} \dots \dots \dots (98)$$

Das für Gewichtberechnungen wichtige Verhältniss zwischen dem Inhalt F_1 des Kreuzquerschnittes und der Fläche F des runden ist dabei

$$\frac{F_1}{F} = \frac{4}{\pi} \frac{b}{h} \left(\frac{h}{y} \right)^2 \left(2 - \frac{b}{h} \right) \dots \dots \dots (99)$$

Folgende Tabelle macht die Benutzung dieser Formeln sehr leicht.

$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{F_1}{F}$	$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{F_1}{F}$	$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{F_1}{F}$
2,27	0,05	0,63	1,65	0,13	0,84	1,37	0,22	0,94
2,14	0,06	0,65	1,61	0,14	0,85	1,31	0,25	0,95
2,03	0,07	0,69	1,57	0,15	0,86	1,27	0,27	0,96
1,94	0,08	0,73	1,53	0,16	0,87	1,22	0,30	0,97
1,87	0,09	0,76	1,50	0,17	0,88	1,19	0,33	0,99
1,81	0,10	0,78	1,47	0,18	0,89	1,15	0,36	0,99
1,74	0,11	0,80	1,44	0,19	0,90	1,10	0,40	0,99
1,69	0,12	0,82	1,42	0,20	0,92	1,06	0,45	1,00

Um das Gewicht des Flügelschaftes zu erhalten, multiplicire man das zuerst ermittelte Gewicht des ideellen runden Schaftes mit dem arithmetischen Mittel aus den in Anwendung kommenden Werthen von $\frac{F_1}{F}$.

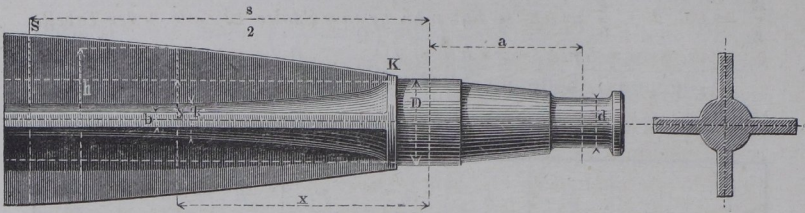
Beispiel. Hat an irgend einer Stelle das Profil der Flügelachse den zweifachen Durchmesser der ideellen runden Achse zur Höhe, so ist dort nach der zweiten Spalte und dritten Zeile der Tabelle die Rippenbreite $b = 0,07$ der Rippenhöhe zu nehmen. Gleichzeitig lehrt die dritte Spalte, dass alsdann der Kreuzquerschnitt nur 0,69mal so gross ist, als der volle Kreis, von welchem ausgegangen wurde.

§. 63.

Sternförmiger Querschnitt. Tabelle über denselben.

Häufig gebraucht ist der Querschnitt in Fig. 110 (a. f. S.). Um ihn anzuwenden, verzeichne man vorerst wieder die ideelle runde

Achse und das nach Geschmackrücksichten gewählte Höhenprofil der Flügel. Aldann bleibt noch übrig, entweder die Rippendicke b Fig. 110.



für jede Stelle anzunehmen und die Kerndicke k zu suchen, oder k anzunehmen (z. B. constant für die ganze Achse) und b zu suchen. Man verfähre in beiden Fällen mit Hilfe der folgenden Tabelle derart, dass:

$$\frac{y}{h} = \sqrt[3]{\left(\frac{k}{h}\right)^4 + \frac{16}{3\pi} \frac{b}{h} \left[1 - \left(\frac{k}{h}\right)^3\right]} \dots \dots \dots (100)$$

Ganz zweckmässig ist es, die Flügel schon bei K merklich über den Cylinder des Achsenkopfes heraustreten zu lassen, damit sich ihre Festigkeit durch Verkleinerung von k geltend macht. Der Anlauf kei K vermittelt sehr bequem diesen Formenübergang.

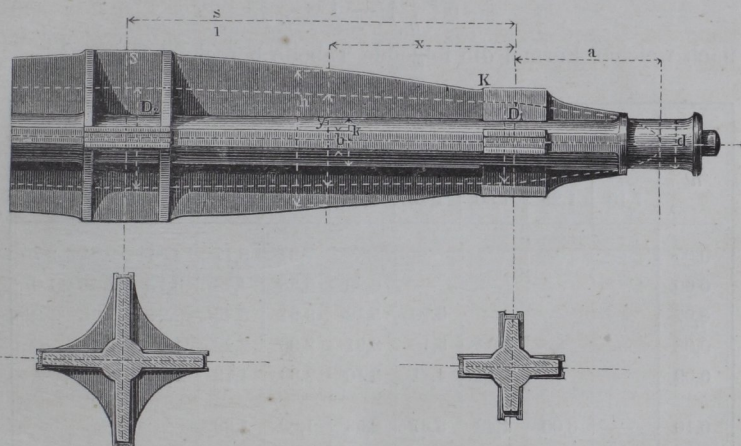
$\frac{b}{h}$	Werthe von $\frac{h}{y}$, wenn $\frac{k}{h}$												
	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
0,05	1,30	1,40	1,50	1,61	1,72	1,84	1,94	2,04	2,15	2,18	2,22	2,26	2,27
0,06	1,30	1,39	1,48	1,58	1,68	1,79	1,87	1,95	2,02	2,07	2,11	2,13	2,14
0,07	1,29	1,38	1,46	1,56	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

Beispiel. Ist wieder an irgend einer Stelle im Schaft $\frac{h}{y} = 2$ und $\frac{k}{y} = 0,6$, d. i. $\frac{k}{h} = 0,3$, so hat man gemäss Spalte 12 Zeile 3 der Tabelle $b = 0,07 h$ zu nehmen.

In Fig. 110 ist b constant genommen und k gesucht worden. Hierbei ist es für die gewöhnlichen Fälle vollkommen ausreichend, zwei Durchmesser des conoidischen Kernes zwischen je zwei Tragpunkten zu suchen (z. B. seine Dicke beim ersten und zweiten Drittel seiner Länge) und durch die gefundenen Punkte einen Kegelstumpf zu legen; übrigens ist das Aufsuchen des vollständigen Kernprofils mit Hilfe der Tabellen so leicht, dass es immerhin der Mühe lohnt, einige Punkte mehr aufzusuchen.

Bei der in der folgenden Figur dargestellten dreifach tragenden Achse ist k constant genommen und b gesucht worden. Zu-

Fig. 111.



gleich ist hier auch der Schenkel a der Achse im Sternquerschnitt ausgeführt. Die Köpfe erhalten, wie die beiden Durchschnitte verdeutlichen, eine Verdickung zur Aufnahme der Keilnuthen, der mittlere Kopf ausserdem noch acht kleine Versteifungsrippen. Dem Zapfen ist ein kleiner Hilfszapfen, welcher beim Aufstellen schwerer Achsen der vorliegenden Art sehr nützlich ist, angegossen.

§. 64.

Die beränderte Flügelachse. Tabellen über dieselbe.

Sehr brauchbar für stark belastete Achsen ist die in Fig. 112 und 113 angewandte Querschnittform, bei welcher die Flügel der Achse eine Saumnerve erhalten. Man wählt auch hier wieder nach geschehener 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 Flügelstärke b , und haben darauf bei Anwendung der Form Fig. 112 für die Saumbreite b_1 zu nehmen:

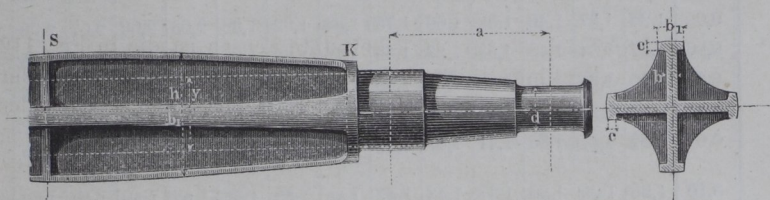
$$\frac{b_1}{b} = 1 + \frac{\frac{3\pi}{16} \left(\frac{y}{h}\right)^3 - \frac{b}{h} - \left(\frac{b}{h}\right)^3}{6 \left(\frac{b}{h}\right)^2 - 12 \left(\frac{b}{h}\right)^3} \dots \dots \dots (101)$$

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	1,07
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	—	—	—	—
0,15	4,53	2,98	2,21	1,65	1,22	—	—	—	—	—
0,16	4,09	2,69	2,00	1,48	1,11	—	—	—	—	—
0,17	3,73	2,45	1,81	1,35	—	—	—	—	—	—

Ueber 6 bis 7 und unter 1 wird $\frac{b_1}{b}$ nicht gemacht, weshalb die Tabelle nicht über diese Werthe hinausgeht. Man sucht einige

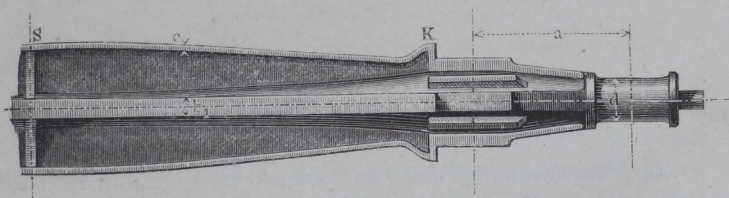
Fig. 112.



Saumprofilpunkte auf und verbindet sie durch eine stetige Linie. Die hier behandelte Querschnittform begünstigt einen geringen Materialverbrauch, und ist deshalb für sehr grosse Ausführungen gut geeignet; auch geben die Saumnerven der Achse ein sehr kräftiges, das Gefühl der Sicherheit erweckendes Aussehen.

Bei der Form in Fig. 113 ist wieder die Randdicke $c = b$, die

Fig. 113.



Randbreite b_1 aber $= 2b$ vorausgesetzt, und dafür die Kerndicke k veränderlich gelassen. Man hat $\frac{k}{h}$ so zu wählen, dass folgende Gleichung erfüllt wird:

$$\frac{y}{h} = \sqrt[3]{\left(\frac{k}{h}\right)^4 + \frac{16}{3\pi} \left[\frac{b}{k} \left(1 - \frac{k^3}{h^3}\right) + 6 \frac{b^2}{h^2} - \left(11 + \frac{k}{h}\right) \frac{b^3}{h^3} \right]} \quad (102)$$

eine Formel, deren Benutzung umstehende Tabelle leicht macht. Bei dieser, wie bei den früheren Flügelachsen wähle und verändere man das Längenprofil so lange, bis an allen Stellen elegante und doch der strengen Form sich annähernde Linien sich ergeben.

$\frac{b}{h}$	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	1,28	1,37	1,46	1,56	1,66	1,75	1,84	1,92	1,98	2,03	2,06	2,07	2,08
0,06	1,27	1,34	1,43	1,52	1,58	1,69	1,75	1,82	1,86	1,90	1,93	1,94	1,95
0,07	1,25	1,31	1,40	1,48	1,55	1,65	1,68	1,73	1,77	1,80	1,82	1,82	1,83
0,08	1,23	1,29	1,38	1,44	1,51	1,57	1,62	1,66	1,69	1,71	1,72	1,72	1,73
0,09	1,22	1,27	1,35	1,41	1,47	1,52	1,56	1,59	1,62	1,63	1,64	1,65	1,65
0,10	1,20	1,25	1,32	1,37	1,43	1,47	1,51	1,53	1,55	1,57	1,58	1,59	1,59
0,11	1,19	1,23	1,30	1,34	1,39	1,43	1,46	1,48	1,50	1,50	1,51	1,52	1,52
0,12	1,17	1,21	1,27	1,32	1,35	1,39	1,41	1,43	1,45	1,46	1,47	1,47	1,47
0,13	1,16	1,19	1,25	1,29	1,32	1,35	1,37	1,39	1,40	1,41	1,42	1,42	1,42
0,14	1,14	1,17	1,23	1,26	1,29	1,32	1,34	1,35	1,36	1,36	1,37	1,37	1,37
0,15	1,13	1,15	1,21	1,24	1,27	1,29	1,31	1,32	1,33	1,33	1,34	1,34	1,34
0,16	1,12	1,14	1,19	1,22	1,24	1,26	1,28	1,29	1,29	1,30	1,30	1,30	1,30
0,17	1,10	1,12	1,17	1,20	1,22	1,24	1,25	1,26	1,26	1,26	1,26	1,27	1,27

§. 65.

Verzeichnung der Flügelprofile.

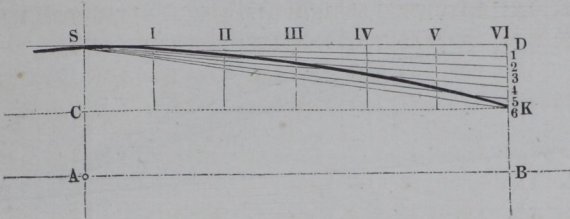
Zur Verzeichnung der schwachgekrümmten Linie, nach welcher die Profile der Achsenflügel begrenzt werden, kann man sich einer der folgenden Methoden bedienen. In den zugehörigen Figuren bezeichnet AB die geometrische Achse des Stückes, S den (bekannten) Scheitelpunkt der Profilvercurve, K den ebenfalls bekannten oder gewählten Ansatzpunkt derselben am Achsenkopf.

1) Kreisbogen. Nur bei Zeichnungen in kleinem Maassstab ist derselbe, wenn er nach Kreisschablonen gezogen werden kann, zweckmässig und empfehlenswerth.

2) Parabel. (Fig. 114) $SD \parallel AB \parallel CK$; theile SD in n , z. B. in sechs gleiche Theile, ebenso DK ; fälle von den Theilpunkten I, II, III... Lothe auf CK , und ziehe aus S die Geraden $S1, S2, S3...$, so liefern deren Schnittpunkte mit den Lothen I, II, III... die gesuchten Parabelpunkte.

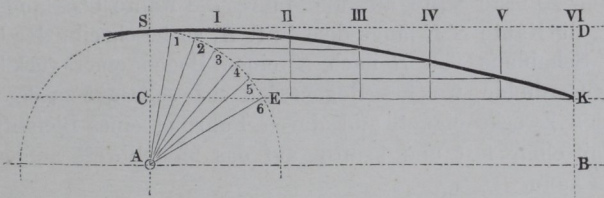
3) Sinoide. (Fig. 115) $SD \parallel AB \parallel CK$; beschreibe mit AS einen Kreis um A , theile den durch CK abgeschnittenen Bogen SE desselben in n , z. B. sechs gleiche Theile, ebenso die Gerade SD , ziehe aus den Theilpunkten 1, 2, 3... Parallelen zu AB , und

Fig. 114.



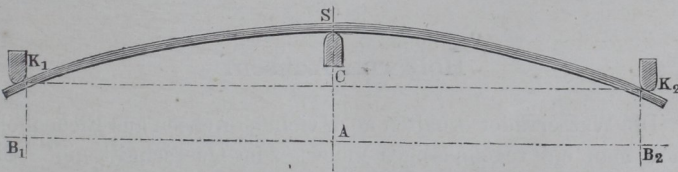
aus I, II, III... Lothe zu AB , so liefern die Schnitte der letzteren mit den ersteren die gesuchten Sinoidenpunkte.

Fig. 115.



4) Elastische Linie. Man biege eine sorgfältig prismatisch gearbeitete Ruthe (Fig. 116) von quadratischem Querschnitt durch

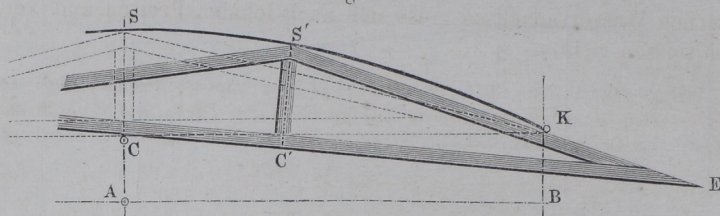
Fig. 116.



Druck an den Punkten K_1 , K_2 und S derart, dass die Pfeilhöhe CS die verlangte Grösse erhält, und verzeichne dann die Curve, 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) Cardioide. Die folgende in vielen Fabriken gebräuchliche Methode eignet sich vorzugsweise gut zum Aufreissen der Curve auf das zum Modell vorgerichtete Brett. Es wird behufs der Verzeichnung eine hölzerne Schablone $S'KEC$ (Fig. 117) angefertigt, bei welcher EC und $E'S'$ gerade Kanten sind, und deren

Fig. 117.



Abmessungen $C'S' = CS$ 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-) Cardioide, 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 Curve nach 2) oder 3) zu bestimmen und sie darauf mit Hilfe einer angelegten dünnen Ruthe nach 4) zu ziehen.

§. 66.

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 §. 43) 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 §. 49 bis 60) und diese mit 1,55 multiplicirt. Der so erhaltene Durchmesser kann für einzelne Fälle zu klein

ausfallen, wenn nämlich etwa die Arme in den Achsenkörper eingesteckt, überhaupt der Baum geschwächt werden muss, reicht aber bei Belastung des vollen Querschnittes aus. Fällt er kleiner aus, als es die Zapfenverbindung, siehe Kap. VI, 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 2400^{mm} Schenkellänge sei so belastet, dass sie gusseiserne Zapfen von 90^{mm} Dicke und danach von 120^{mm} Länge erhalten müsse. Gemäss (§. 49) ist dann die Achsenkopfdicke für Gusseisen zu nehmen: $D = 90 \cdot \sqrt[3]{\frac{2400}{60}} = 90 \cdot \sqrt[3]{40} = 308^{\text{mm}}$. In Holz ausgeführt, ist daher zu machen: $D' = 1,55 \cdot 308 = 477^{\text{mm}}$.

VIII. WELLEN.

§. 67.

Berechnungsart der cylindrischen Wellen.

Der Maschinenbau versteht unter Wellen diejenigen Verkörperungen geometrischer Drehachsen, 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 massiven cylindrischen schmied- und gusseisernen Wellen die Berechnungsart angegeben werden.

Es bezeichne für eine solche Welle:

P die verdrehende Kraft,

R den Hebelarm, an welchem 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° den Verdrehungswinkel in Graden,

⊗ die durch die Verdrehung am Wellenumfang hervorgerufene Spannung,

G den Drehungsmodul des Materials der Welle,

so ist zu nehmen, bei blosser Berücksichtigung der Festigkeit:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \otimes} P R} \dots \dots \dots (103)$$

und bei blosser Berücksichtigung der Verdrehung:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32}{\pi G} \frac{1000 \cdot 360}{2 \pi} \frac{L}{\vartheta^0}} P R \dots \dots \dots (104)$$

Um dieselbe Sicherheit bei den Wellen anzuwenden, die bei den Achsen und Zapfen gebraucht wurde, darf \otimes bei Schmiedeisen nicht über $4,8^k$, bei Gusseisen nicht über $2,4^k$ hinausgehen*). In Bezug auf die Verdrehung ist es zweckmässig, bei Wellen, die nicht über 3 Meter Länge haben, zu nehmen: $\vartheta^0 = \frac{L}{4}$.

Diese Werthe in (103) und (104) eingeführt, liefern für schmiedeiserne Wellen, die über 285^{mm} Durchmesser erhalten:

$$d = \sqrt[3]{P R} = 90 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (105)$$

und für schmiedeiserne Wellen unter 285^{mm} Durchmesser:

$$d = 4,13 \sqrt[4]{P R} = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (106)$$

Ferner ergibt sich für gusseiserne Wellen über 285^{mm} Durchmesser:

$$d = 1,26 \sqrt[3]{P R} = 113 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (107)$$

und für gusseiserne Wellen unter 285^{mm} Durchmesser:

$$d = 4,9 \sqrt[4]{P R} = 143 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (108)$$

Nach diesen Formeln sind die beiden folgenden Tabellen berechnet.

*) Die Praxis bietet indessen Fälle dar, wo diese Grenzen überschritten werden. So findet sich in der Spinnerei in Logelbach bei Colmar eine schwere gusseiserne Wellenleitung, bei welcher in den Lagerhälsen die Spannung \otimes auf $3,65^k$ geht (ermittelt mit Unterlage einer ganz genauen Messung der durchgeleiteten Arbeitsstärke). Die Schäfte der einzelnen Wellen dieser Leitung sind dagegen wieder sicherer construiert, indem sie durch Anschwellung des Hauptkörpers sowohl, als durch Aufsetzen von vier Rippen bedeutend verstärkt sind.

§. 68.

Schmiedeeiserne Wellen.

d	PR	$\frac{N}{n}$	d	PR	$\frac{N}{n}$
30	2 784	0,004	130	981 690	1,37
32	3 608	0,005	135	1141 700	1,63
34	4 593	0,006	140	1320 400	1,87
36	5 733	0,008	145	1519 400	2,13
38	7 167	0,010	150	1740 100	2,43
40	8 799	0,012	155	1983 900	2,78
45	14 094	0,020	160	2252 600	3,16
50	21 482	0,030	165	2547 600	3,57
55	31 453	0,044	170	2870 800	4,03
60	44 531	0,063	175	3223 700	4,52
65	61 356	0,086	180	3608 200	5,06
70	82 526	0,116	190	4479 300	6,28
75	108 750	0,153	200	5499 400	7,72
80	140 780	0,197	210	6684 600	9,36
85	179 420	0,252	220	8239 300	11,30
90	225 510	0,32	230	9618 600	13,50
95	279 960	0,39	240	11144 000	16,00
100	343 720	0,48	250	13423 000	18,84
105	417 790	0,59	260	15707 000	22,04
110	503 240	0,71	270	18267 000	25,60
115	601 160	0,84	280	21952 000	30,11
120	712 730	1,00	290	24389 000	33,46
125	839 150	1,17	300	27000 000	37,03

Anmerkung. Wenn in den Spalten für PR die drei abgetrennten Stellen abgeschnitten werden, so bleibt der Werth von PR übrig, den man erhält, wenn R in Meter ausgedrückt wird.

§. 69.

Gusseiserne Wellen.

d	PR	$\frac{N}{n}$	d	PR	$\frac{N}{n}$
40	4 399	0,006	155	992 950	1,39
45	7 047	0,010	160	1126 300	1,58
50	10 741	0,015	165	1273 800	1,78
55	15 726	0,022	170	1435 400	2,01
60	22 265	0,031	175	1611 850	2,16
65	30 678	0,043	180	1804 100	2,53
70	41 263	0,058	190	2239 650	3,14
75	54 375	0,076	200	2749 700	3,86
80	70 390	0,098	210	3342 300	4,68
85	89 710	0,126	220	4119 650	5,65
90	112 755	0,16	230	4809 300	6,75
95	139 980	0,19	240	5572 000	8,00
100	176 860	0,24	250	6711 500	9,42
105	208 895	0,30	260	7853 500	11,02
110	251 620	0,35	270	9133 500	12,80
115	300 580	0,42	280	10976 000	15,05
120	356 365	0,50	290	12194 500	16,73
125	419 575	0,58	300	13500 000	18,51
130	490 845	0,68	310	15252 000	20,64
135	570 850	0,81	320	16777 000	22,71
140	660 200	0,93	330	18400 000	24,91
145	759 700	1,06	340	20124 000	27,24
150	870 050	1,21	350	21942 000	29,72

Beispiel. Gegeben $N = 35$, $n = 20$, also $\frac{N}{n} = 1,75$. Hierfür ist die schmiedeiserne Welle nach Spalte 6 Zeile 2 bis 3 §. 68 zwischen 135 und 140^{mm} dick zu nehmen; für die gusseiserne giebt Tabelle §. 69 Spalte 6 Zeile 3: $d =$ sehr nahe 165^{mm}.

§. 70.

Drehzapfen der Wellen.

Die Zapfen der Wellen sind entweder Endzapfen, und dürfen dann als Stirnzapfen behandelt werden, oder sie sind, was der gewöhnliche Fall ist, Halszapfen, die man nach den in §. 41 gegebenen Regeln bestimmen kann. Bei den Triebwerkwellen der Fabriken ist eine besondere Berechnung der Zapfenlänge unnöthig. Man nehme hier, wenn nicht ausnahmsweise die Zapfenlänge l beschränkt werden muss, $l = \frac{3}{2}d$, wobei zu bedenken ist, dass eine Vergrößerung von l über dieses Maass hinaus nicht ungünstig wirkt, sondern die Abnutzung nur verkleinert. In dieser Beziehung hüte man sich übrigens, Halszapfen und Stirnzapfen zu verwechseln.

§. 71.

Lange Triebwellen.

Die langen Triebwellen der Fabriken, denen man gewöhnlich zwischen 60 und 100 Umdrehungen pro Minute giebt, erhalten in der Regel Durchmesser unter 285^{mm} und sind daher nach den Formeln, welche den Verdrehungswinkel berücksichtigen, zu berechnen; sie würden, nach den obigen Formeln ausgeführt, in der Regel eine zu grosse Verdrehung erfahren. Man erzielt gute Verhältnisse, wenn man bei solchen Wellen den Verdrehungswinkel $\vartheta^0 = \sqrt{\frac{L}{8}}$ nimmt. Um die hierfür passenden Wellendicken zu finden, multiplicire man die Werthe, welche die obigen Formeln und Tabellen ergeben, mit $\sqrt[8]{\frac{L}{2}}$, und setze dabei für L :

- 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 §. 11) was in Fabriksälen mit verschiedenen starken Maschinen sich manchmal zweckmässigerweise angeordnet findet;

d. im allgemeinen den Abstand des Angriffsschwerpunktes der zu überwindenden Widerstandsmomente, wenn die Kraftabgabe irgendwie über die Welle vertheilt ist (siehe Fall IV. in §. 11). Man findet den Angriffsschwerpunkt, wenn man die Producte aus den einzelnen Widerstandsmomenten (in Pferdestärken) und den Abständen ihrer Angriffspunkte vom Wellenanfang bildet und addirt, und die erhaltene Summe durch die ganze Kraftabgabe (in Pferdestärken) theilt*).

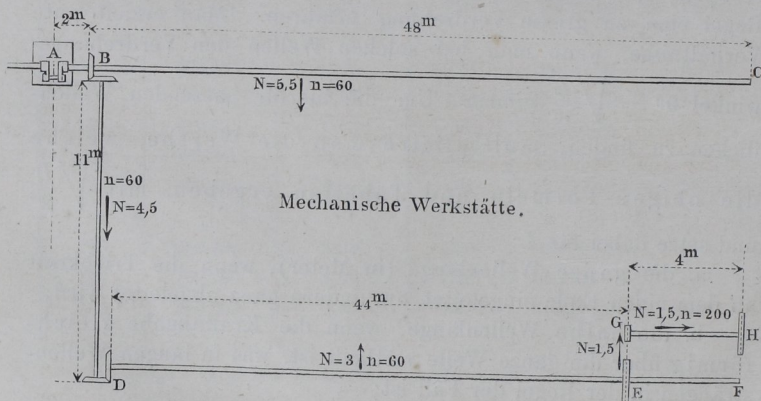
Man hat für:

$$\left. \begin{aligned} L &= 4 \quad 8 \quad 10 \quad 12 \quad 16 \quad 20 \quad 25 \quad 30 \quad 35 \quad 40 \quad 50 \quad 60 \quad 70 \quad 80 \\ \sqrt{\frac{L}{2}} &= 1,09 \quad 1,19 \quad 1,22 \quad 1,25 \quad 1,30 \quad 1,33 \quad 1,37 \quad 1,40 \quad 1,43 \quad 1,45 \quad 1,50 \quad 1,53 \quad 1,56 \quad 1,59 \end{aligned} \right\} (109)$$

e. Kommen Verzweigungen der Wellen vor, so ist bei Feststellung von L stets vom Anfang der Leitung auszugehen. Hierbei, wie bei der ganzen vorstehenden Ermittlung sind selbstverständlich mit praktischem Takt einzelne Abrundungen und Vereinfachungen der Annahmen vorzunehmen.

Beispiel. Es sei die in Fig. 118 skizzirte, einer Maschinenfabrik angehörige Triebwellenleitung zu berechnen. A Dampfmaschine, nach zwei

Fig. 118.



*) Auch ist dieser Schwerpunkt graphostatisch leicht zu ermitteln.

Seiten Kraft abgehend; die Welle AB (Schwungradwelle) macht 60 Umdrehungen und empfängt 10 Pferdestärken. Dem Strang BC sind in stufenweiser Abnahme des Kraftbedarfes Bohrbanke, grosse Drehbanke u. s. w. zugetheilt, so dass die hier stattfindende Kraftabgabe von 5,5 Pferdestärken als von B nach C hin gleichförmig bis auf Null abnehmend angesehen werden kann. Die Welle BD ist Zwischenwelle, indem sie unterwegs keine Kraft abgibt, sondern nur 4,5 Pferdestärken auf DE überträgt. An der Welle DE von 60 Umdrehungen hängen 1) gleichförmig vertheilt verschiedene Werkzeuge (namentlich Drehbanke), welche zusammen 3 Pferdestärken beanspruchen, 2) werden in E 1,5 Pferdestärken an die Vorlegewelle GH mit 200 Umdrehungen abgegeben, welche bei H ihre Triebkraft an einen Ventilator überträgt.

Stück AB. $\frac{N}{n} = \frac{10}{60} = 0,166$, gäbe d zwischen 75 und 80^{mm}, ist übrigens als Schwungradwelle einer besonderen Berechnung und Verstärkung bedürftig.

Stück BC. $\frac{N}{n} = \frac{5,5}{60} = 0,092$, was nach Tabelle §. 68 67^{mm} Wellendicke entspräche. Es ist aber $(c) L = \text{etwa } \frac{50}{3} = 16,66^m$, und somit zu nehmen: $d = 1,30 \cdot 67 = 88^{\text{mm}}$.

Stück BD. $\frac{N}{n} = \frac{4,5}{60} = 0,075$, gäbe 63^{mm} Wellendicke; es ist aber zu nehmen wegen $L = 2 + 11 : d = 1,26 \cdot 63 = 79^{\text{mm}}$.

Stück DE. $\frac{N}{n} = \frac{4+1,5}{60} = 0,075$, wie bei BD. Es ist aber [nach d],
a) und b)] $L = \frac{3(22 + 11 + 2) + 1,5(44 + 11 + 2)}{4,5} = 42,3^m$, und
danach zu nehmen: $d = 1,47 \cdot 63 = 93^{\text{mm}}$.

Stück GH. $\frac{N}{n} = \frac{1,5}{200} = 0,0075$, gäbe 35,5^{mm} Wellendicke. Es ist aber [nach e) und a)] $L = 4 + 44 + 11 + 2 = 61^m$, und daher zu nehmen $d = 1,53 \cdot 35,5 = 54^{\text{mm}}$.

Man wird nun wohl thun, die Wellenstränge BC und DE gleich stark zu machen, damit die Riemscheibennaben beiderseits passen, und beiden 91 bis 92^{mm} Dicke zu geben; denselben Durchmesser erhielte dann auch das nicht besonders wichtige Stück EF.

§. 72.

Wellen, die durch Menschenhände bewegt werden.

Für die Wellen an Maschinen, die durch Menschenhände betrieben werden, sind, wenn die Wellenlänge nicht klein ist, die obigen Formeln und Tabellen anzuwenden. Hat man indessen für

eine derartige Maschine nur ein kurzes Wellenstück, z. B. einen Halszapfen, der beiderseits in andere Maschinentheile übergeht, zu berechnen, bei dem also der Verdrehungswinkel ganz unbeachtet bleiben darf, oder wünscht man überhaupt auf die kleinsten zulässigen Abmessungen zu kommen, so bediene man sich der Formeln (105) und (107) auch für Wellen unter 285^{mm} Dicke, setze also bei Schmiedeeisen: $d = \sqrt[3]{PR}$, bei Gusseisen: $d = 1.25 \sqrt[3]{PR}$.

§. 73.

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 §§. 61 bis 65 für die Tragachsen gezeigt wurde. Bei hölzernen Wellen (aus Eichenholz) nehme man den Durchmesser D des dem Querschnitt-Vieleck eingeschriebenen Kreises nicht kleiner als 2,05mal die Dicke der schmiedeisernen oder 1,75 mal die Dicke der gusseisernen gleichbeanspruchten Welle.

§. 74.

Belastete Wellen.

Bei der Construction von Wellen, welche ausser den verdrehenden noch biegenden Kräften ausgesetzt sind, oder was dasselbe ist, von Tragachsen, welche durch verdrehende Kräfte beansprucht werden, untersuche man vorerst, welche Theile des Trägers bloss von biegenden, und welche bloss von verdrehenden Kräften beansprucht werden, und construire diese einzeln nach den Regeln für Tragachsen und Wellen. Diejenigen Theile sodann, welche gleichzeitig gebogen und verdreht werden, berechne man auch nach beiden Beanspruchungen und behalte die grösseren so erhaltenen Querschnittabmessungen bei. Dabei aber bediene man sich statt Formel (105) und (107) der folgenden:

$$\text{Schmiedeeisen: } d = 1,17 \sqrt[3]{PR} = 105 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \dots (110)$$

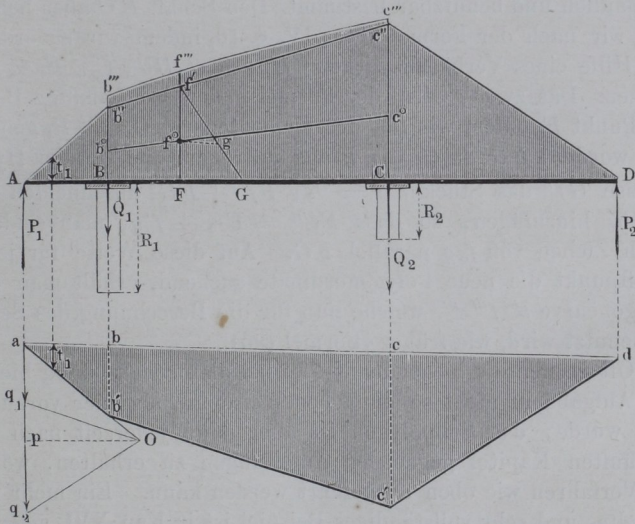
$$\text{Gusseisen: } d = 1,47 \sqrt[3]{PR} = 132 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \dots (111)$$

welche von $d = 250\text{mm}$ aufwärts (statt von 285mm an) gelten. Bei Anwendung dieses Verfahrens werden die Schwierigkeiten der Berechnung für zusammengesetzte Festigkeit (siehe §. 16) umgangen.

Diese sind indessen unter Zuziehung der graphischen Statik unschwer zu überwinden, so dass für eine klare und überzeugende Lösung der vorliegenden Aufgabe das folgende, auf ein Beispiel angewandte Verfahren vorzuziehen ist.

Die Welle $ABCD$ (Fig. 120) trägt in B und C zwei Zahnräder R_1 und R_2 , von welchen das erstere von einer Kraft Q_1 am

Fig. 120.



Umfange erfasst wird, um das Moment $Q_1 R_1$ durch den Achsen-
schaft BC hindurch auf das zweite Rad zu übertragen, an dessen
Umfang demnach eine Kraft $Q_2 = \frac{Q_1 R_1}{R_2}$ widersteht. Wir neh-
men an, dass die Kräfte Q_1 und Q_2 parallel wirken und ihre An-

griffpunkte in einer zur Zeichnung normal stehenden Ebene auf verschiedenen Seiten von AD haben: dann wird die Achse in B und C durch die parallelen Kräfte Q_1 und Q_2 belastet, welche die Stücke AB , BC und CD auf Biegung beanspruchen; und ausserdem wird der Schaft BC durch das Moment $Q_1 R_1 = Q_2 R_2$ auf Verdrehung beansprucht.

Wir tragen nun zunächst $Q_1 = R_2$, $Q_2 = R_1$ auf, suchen wie oben (siehe S. 52) gelehrt wurde, die in E angreifende Mittelkraft $Q_1 + Q_2$ auf, und ermitteln daraus die Zapfenkräfte P_1 und P_2 , aus welchen die Zapfen für A und D berechnet werden können. Hierauf verzeichnen wir das Kräftepolygon aq_1q_2O mit einem Polabstand Op , welchen wir = dem Halbmesser R_1 wählen, und bilden nun das Seilpolygon $ab'c'da$. Tragen wir nun der Uebersicht halber bb' nach Bb'' , cc' nach Cc'' , und ziehen Ab'' , $b''c''$, $c''D$, so sind zunächst die Momente für die Schenkel AB und CD anschaulich und benutzbar bestimmt. Den Schaft BC aber behandeln wir nach der Formel unter IV, §. 16, indem wir zuvörderst (mit Hilfe eines Verhältnisszirkels) $Bb_0 = \frac{3}{8} Bb''$, $Cc_0 = \frac{3}{8} Cc''$ machen. Das zweite Glied der Formel finden wir sodann z. B. für den Punkt F , indem wir (da der Momentenarm $Op = R_1$ genommen worden) $FG = Q_1$ von F aus auftragen, und von der Hypothenuse Gf' das Stück $f'g = \frac{5}{8} \sqrt{Ff'^2 + FG^2}$ abschneiden und zu Ff_0 hinzufügen, so dass $Ff''' = Ff_0 + f'g$; man findet g durch Ziehen von f_0g parallel FG . Auf diese Weise für jeden Schaftpunkt die neue Polygonordinate suchend, erhält man eine Polygoncurve $b'''f'''c'''$, welche nun für die Berechnung des Schafes benutzt wird, wie früher [Formel (90)].

Oft greifen die biegenden Kräfte bei dieser sich häufig bietenden Aufgabe in nicht so einfacher Weise an, als hier vorausgesetzt wurde; das Seilpolygon ist aber dann jederzeit nach den im fünften Kapitel gegebenen Anleitungen zu erhalten, worauf das Verfahren wie oben ausgeführt werden kann. Ein mehr verwickeltes und sehr vollständiges Beispiel ist in Kap. XVI. gegeben, wo zugleich eine etwas andere Form für die Zusammensetzung eines drehenden mit einem biegenden Momente angewandt ist.

IX. WELLENVERBINDUNGEN ODER KUPPLUNGEN.

§. 75.

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; hierher gehören u. a. die Oldham'sche Kupplung und der Hooke'sche Schlüssel oder das Universalgelenk. Die lösbaren Kupplungen endlich können während des Ganges der verbundenen Wellen ausgerückt, ausser Eingriff gebracht werden; man wendet vorwiegend lösbare Zahn-Kupplungen und Reibungs-Kupplungen an. Hier sollen nur für die festen Kupplungen Constructionsregeln gegeben werden.

§. 76.

Feste Kupplungen.

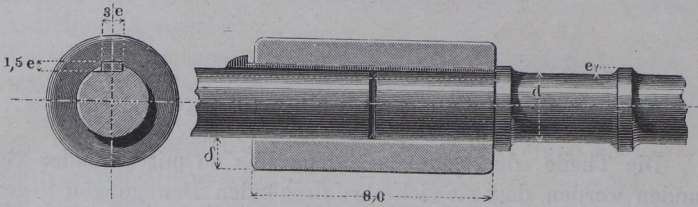
Man fertigt die festen Kupplungen eintheilig- und zweitheilig (ein- und zweitrumig) an. Von der ersteren Gattung sind die in Fig. 121 und Fig. 122 (a. f. S.) dargestellten Muffenkupplungen. Die Muffe umschliesst die zu verbindenden Wellenenden, welche bei der zweiten Form zu einem Schloss zusammengepasst sind.

Als Bezugsgrösse dient hier wie bei den folgenden Kupplungen die Wanddicke δ der Hülse, für welche man nehme:

$$\delta = 10 + \frac{d}{3} \dots \dots \dots (112)$$

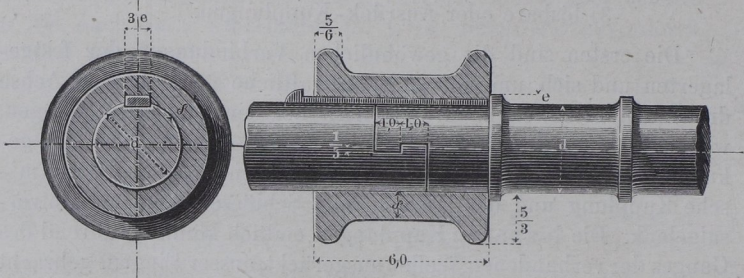
Die Abmessungen des Keiles werden auf die der Welle zukom-

Fig. 121.



mende Anlaufhöhe e (siehe §. 37) $= 3 + \frac{7}{100} d$ bezogen. d bezieht sich auf die schmiedeisernen Wellen. Ist die Welle von

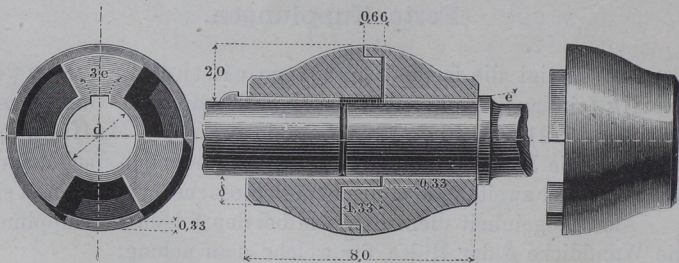
Fig. 122.



Gusseisen, so suche man zuerst die ihr gleichwerthige Schmiedeiseneisenwelle, ermittle daraus δ und verfare wie oben. Die mittlere Keildicke wird gleich der halben Keilbreite, also $= 1,5 e$ gemacht.

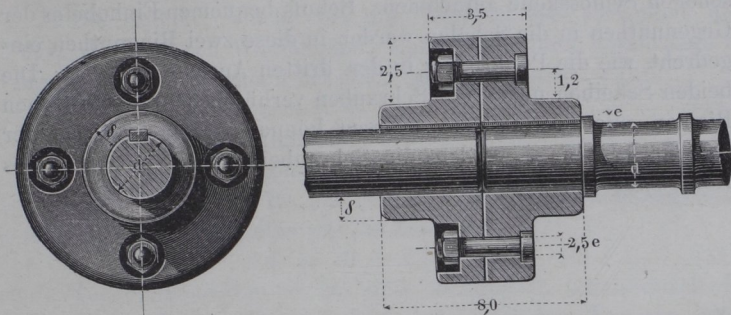
Eine zweitheilige Kupplung ist die in Fig. 123 dargestellte

Fig. 123.



Sharp'sche Klauenkupplung, welche den Wellenenden ein kleines Spiel gestattet. Fig. 124 Scheibenkupplung, bei

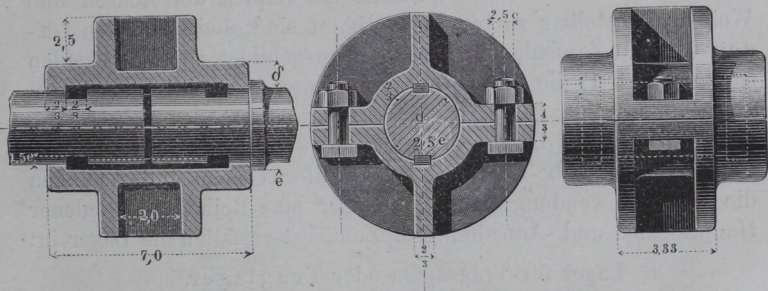
Fig. 124.



grossen Fabriktriebwerken jetzt sehr viel angewandt und darum zweckmässig, weil keinerlei vorstehende Theile (Keile, Schrauben u. s. w.) vorhanden sind, welche einen allfällig auf die Kupplung fallenden Riemen erfassen und mitnehmen könnten. Anzahl der Schrauben $2 + \frac{d}{30}$.

Die Schalenkupplung*), Fig. 125, erfüllt dieselbe Bedingung

Fig. 125.



unter noch grösserer, man kann sagen, vollkommener Sicherheit der

*) Die Schalenkupplung wurde vorgeschlagen von Josten, siehe u. a. Polyt. Centralblatt 1859; jedoch in anderer als der hier angegebenen Weise, mit vier Schrauben, zwei Halbringpaaren zum Bilden des Schlosses und einer Zinkkapsel zum Verhüllen des Ganzen; unter Beibehaltung des sehr guten Grundgedankens der Josten'schen Kupplung wurde die obige construirt.

Verbindung der Wellenenden. In jedes Wellenende sind zwei Quernuthen eingefeilt oder eingehobelt, von welchen aus zwei Keilnuthen bis zur Wellenstirn laufen und die beiden mit Nasen versehenen Schlosskeile aufnehmen. Behufs bequemen Einhobelns der Gegennuthen in die Schalen werden in diese zwei Ringnuthen eingedreht, wie die Punktirung in der dritten Ansicht andeutet. Die beiden Scheiben neben den Schrauben verhüten, dass letztere einen Riemen oder dergleichen erfassen können. Hier, wie bei der Scheibenkupplung, werden die Schraubenmuttern mittelst eines Rohrschlüssels gedreht.

X. ZAPFENLAGER.

§. 77.

Theile der Lager und verschiedenen Arten derselben.

Die Constructionstheile, 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, aus Bronze oder einem ähnlichen Material gefertigt; 2) der meist gusseiserne, ein- oder mehrtheilige Lagerkörper; 3) die verschiedenen nothwendigen Verbindungstheile, namentlich -Schrauben. 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.

Bei beiden ist die Schalenfuge womöglich ganz oder nahe senkrecht zur Richtung des Zapfendruckes zu stellen. Hieraus gehen, bei gegebener Lage des Zapfens und gegebener Stellung der Befestigungsfläche gegen denselben, andere Unterscheidungen von Lagerformen hervor, von denen die wichtigsten, zunächst für cylindrische Zapfen bestimmt, nachstehend behandelt sind.

§. 78.

Bezugeinheiten für die Lager.

Die Einheit, welche bei den Lagerschalen vorkommt und dazu dient, deren Wanddicken, Randbreiten und Vorsprünge zu bestimmen, ist die schon bei den Zapfen gebrauchte Zahl:

$$e = 3 + \frac{7}{100} d \dots \dots \dots (113)$$

während d den Durchmesser des cylindrischen Zapfens oder die Weite der Schalenhöhlung bezeichnet. Für den Lagerkörper und die Schrauben, sowie die mit dem Lagerkörper zusammengepassten Parthien der Schalen gilt die Einheit:

$$d_1 = 10 + 1,15 d \dots \dots \dots (114)$$

Die Schalenlänge ist bei allen Traglagern schon durch die Regeln für die Zapfenlänge bestimmt. Bei den Traglagern, welche nach der vorstehenden Einheit gebaut werden, ist für den Fall, dass der Zapfen ein normaler schmiedeiserner Stirnzapfen ist, also der Dicke d entsprechend belastet wird, vorausgesetzt, dass immer der Zapfendruck in den Lagerkörper hinein gerichtet sei. Wenn das Umgekehrte eintritt, d. h. P den Deckel von dem Rumpfe abzuheben trachtet, müssen grössere Dimensionen angewandt werden. Man baue dann das Lager unter Beibehaltung der angegebenen Verhältnisszahlen nach der Einheit:

$$d_1' = 10 + 1,75 d \dots \dots \dots (115)$$

wobei d den Durchmesser des $1,5d$ langen schmiedeisernen Stirnzapfens für die Last P auch dann bezeichnet, wenn l etwa grösser als $1,5d$, oder wenn der Zapfen aus Gusseisen gefertigt ist. Bei den Lagern der Balancier-Achsen für Kurbel-Dampfmaschinen kommt das Vorstehende gewöhnlich zur Verwendung (vergl. §. 85). Bei den Lagern für Wellenhälse benutze man im vorliegenden Falle den grösseren der Werthe aus (114) und (115).

Beispiel. Einem Drucke von 8000^k entspricht n. Tab. §. 38 ein schmiedeiserner Stirnzapfen von 100^{mm} bei 150^{mm} Länge. Soll der Druck in den Lagerdeckel gerichtet sein, so ist die Einheit $d_1 = 10 + 1,15 \cdot 100 = 125^{\text{mm}}$ zu klein; es muss nach (115) die Einheit $d_1' = 10 + 1,75 \cdot 100 = 185^{\text{mm}}$ angewandt werden. — Der gusseiserne Zapfen für denselben Druck erhalte die Dicke 135^{mm}, also nach (114) die Einheit $10 + 1,15 \cdot 135 = 165^{\text{mm}}$; auch hier ist also, wenn der Druck in den Lagerdeckel geht, die Einheit 185^{mm} zu benutzen. — Ein Wellenhals von 170^{mm} Dicke für denselben Druck erhält die normale Einheit $d_1 = 10 + 1,15 \cdot 170 = 206^{\text{mm}}$, was 185^{mm} weit übertrifft, demnach bei dem normal ausgeführten Lager verstatet, den Druck in den Lagerdeckel zu richten.

der Schalen. Lagerkörper und Deckel sind auf d_1 aus (114) 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 $0,7 d_1$.

Die Schalenlänge hängt von der Länge des Zapfens ab, welche, wie aus §. 37 bekannt, $1,5d$, $2d$ u. s. w. sein kann. Vorliegendes Lager kann gut bis zu $l = 2d$ gebraucht werden; der beiderseits vorstehende Schalenwulst wird nämlich mehr oder weniger abgedreht, je nachdem der Zapfen bei einem und demselben Durchmesser kurz oder lang ist. Die Deckelschrauben haben unten einen gewöhnlichen vierseitigen Kopf; dieser ist, wie der Grundriss linker Hand zeigt, zwischen zwei Knaggen eingeschlossen, die in der Ausnehmung der Lagersohle angebracht sind, und die Schraube hindern, sich zu drehen.

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. 132, und erhalten dann eine besondere Kopfform, s. §. 83. Behufs Festkeilens des Lagerfusses auf letztere sind die seitlichen Fussränder etwas abgeschragt. Die Ausnehmung der Lagersohle erspart einestheils Material und liefert andertheils die nöthigen Arbeitleisten. Die Fuge zwischen Deckel und Lagerkörper wird bei regelmässigem Betriebe mit Holzscheibchen geschlossen, damit der Deckel fest aufgeschraubt werden darf, ohne den Zapfen zu klemmen.

Wird ein solches Lager für einen dünneren als den normalen Zapfen construirt, weil der Zapfendruck in den Deckel gerichtet sein soll (siehe den vorigen Paragraphen), so werden Deckel und Rumpf in der Wanddicke stärker, als beim normalen Lager, indem das äussere Profil der Schale nach wie vor nach dem wirklichen Zapfen gerichtet wird.

Beispiel. Der im vorigen Paragraphen als Beispiel gewählte Zapfen von 100^{mm} Dicke erforderte für die erwähnte Krafttrichtung nach (115) eine Lagereinheit $d_1 = 185^{\text{mm}}$. Das äussere Schalenprofil im Lagerrumpfe erhält aber zur Breite und Höhe die Abmessung $10 + 1,15 \cdot 100 = 125^{\text{mm}}$, so dass die Wanddicke an jeder Seite um $\frac{1}{2}(185 - 125) = 30^{\text{mm}}$ zunimmt. Die Breite des Lagers kann aber dabei unter Umständen schmaler werden müssen, als im Normalfalle. So wird bei dem begonnenen Beispiel die wirkliche Zapfenlänge $= 1,5 \cdot 100 = 150^{\text{mm}}$, die Schalenranddicke $e = \left(3 + \frac{7}{100}\right) 100 = 10$, also der Maximal-Zwischenraum zwischen den

Schalenrändern $150 - 2 \cdot 10 = 130^{mm}$, während das Normalmaass $0,9 \cdot 185 = 167^{mm}$ ausfallen würde. Der Lagerrumpf muss somit um die hier überschüssigen 37^{mm} verschmälert werden.

§. 80.

Tabelle über die Gewichte der Stehlager.

d	e	d_1	Lager- Körper.	Deckel.	Sohl- platte.	Deckel- Fuss- Schrauben		Schalen $l = \frac{4}{3} d$	Schalen $l = 1,5 d$
						2 St.	2 St.		
27 — 30	5	45	0,81	0,35	0,76	0,15	0,13	0,41	0,44
33 — 37	6	53	1,33	0,58	1,24	0,24	0,20	0,54	0,58
40 — 45	6	62	2,13	0,91	1,98	0,33	0,28	0,69	0,75
50 — 55	7	73	3,48	1,48	3,23	0,56	0,47	1,25	1,45
60 — 65	8	85	5,49	2,34	5,10	0,81	0,67	1,85	2,13
70 — 75	8	96	7,91	3,38	7,34	1,14	0,93	2,86	3,26
80 — 85	9	108	9,98	4,81	10,46	1,55	1,25	3,40	3,86
90 — 95	10	119	13,08	6,25	13,98	2,15	1,70	4,37	4,93
100—105	10	131	17,73	8,72	18,95	2,85	2,23	5,44	6,09
110—115	11	142	22,22	10,92	23,76	3,48	2,67	7,41	8,23
120—130	12	160	31,79	15,59	33,99	4,93	3,72	10,33	11,36
140—150	13	183	47,56	23,38	50,85	7,27	5,38	14,07	15,40
160—170	15	206	67,84	33,36	72,55	10,57	7,70	17,22	18,77
180—190	16	229	93,20	45,82	96,66	14,13	10,10	21,18	22,87
200	17	240	107,28	52,75	114,72	16,23	12,24	27,14	32,21

Bemerkung. Bei den Fusschrauben ist angenommen, dass sei, wie bei Fig. 132, durch eine Sohlplatte gehen, welche für das vorliegende Stehlager dieselben Abmessungen (mit Ausnahme der Länge zwischen den Keilnasen, welche $= 2 \cdot 1,85 d_1$ wird), erhält, wie in Fig. 132; ihr Gewicht ist ebenfalls hier aufgenommen; über ihre Form siehe §. 83.

Beispiel. Ein Stehlager für den Zapfen von 90^{mm} Dicke und 135^{mm} Länge ist nach dem Vorstehenden mit der Einheit 119^{mm} , welche $d = 95^{mm}$

entspricht, zu construiren. Die ungefähren Gewichte sind dann gemäss der achten Zeile der obigen Tabelle die folgenden. Lagerkörper und Deckel 19,33^k; Sohlplatte 13,98^k; Schalen 4,93^k; Deckel- und Fusschrauben (zusammen 4 Stück) 2,85^k; mithin Gesamtgewicht 41,53^k.

§. 81.

Andere Schalenformen. Holzschalenlager.

Häufig findet man die äusseren Bearbeitungsflächen der Schalen anders ausgeführt, als oben angegeben ist, z. B. achtseitig, wie in Fig. 127, oder cylindrisch, wie in den Figuren 128 und 129. Bei

Fig. 127.

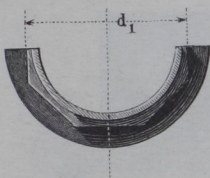


Fig. 128.

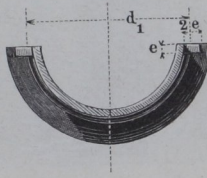
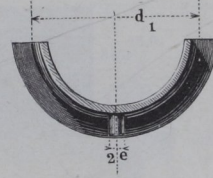


Fig. 129.

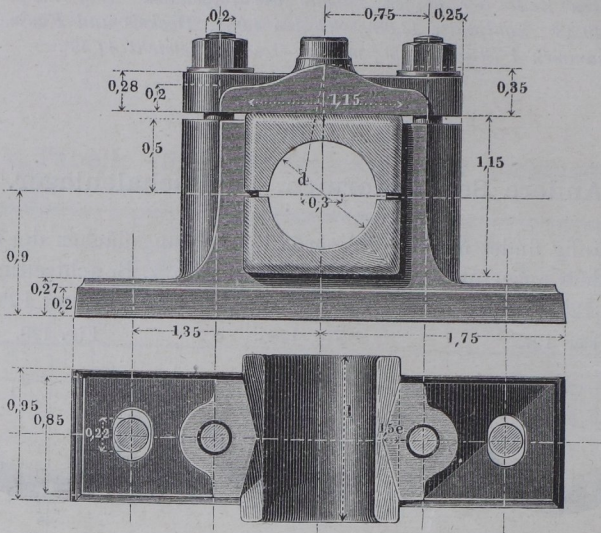


den letzteren beiden Formen geschieht das Einpassen in den Lagerumpfen bequem auf der Drehbank; doch sind zur Hinderung des Umschleppens der Schalen seitliche Lappen von der Länge $2e$, wie bei Fig. 128, oder abzdrehende Schildzapfen, wie bei Fig. 129, anzubringen und in Lagerrumpf und Deckel einzupassen. Jede dieser Formen hat ihre Vorzüge und ihre Nachteile, so dass eine bestimmte Entscheidung für eine Form als die beste kaum thunlich sein möchte. Das nur verdient festgehalten zu werden, dass in einer und derselben Maschinenbauanstalt stets dieselbe Schalenform angewandt werden sollte. Die Abänderungen an Rumpf und Deckel, welche die Schalenformen Fig. 128 und 129 erfordern, sind im einzelnen Falle leicht zu machen.

Die Pockholzschaalen (vergl. §. 42) müssen sehr einfach geformt werden. Zweckmässig ist*) die in folgender Figur (Fig. 130, a. f. S.) angewandte Schalenform, welcher entsprechend übrigens das ganze Lager eine Art von Umformung erfahren muss, wozu die hier benutzten Einzelformen und Verhältnisszahlen Anleitung geben.

*) Nach Professor Werner.

Fig. 130.

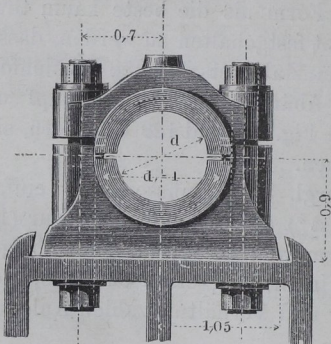


§. 82.

Rumpflager.

Manchmal zwingt der Raummangel, den Lagerfuss abzukürzen,

Fig. 131.



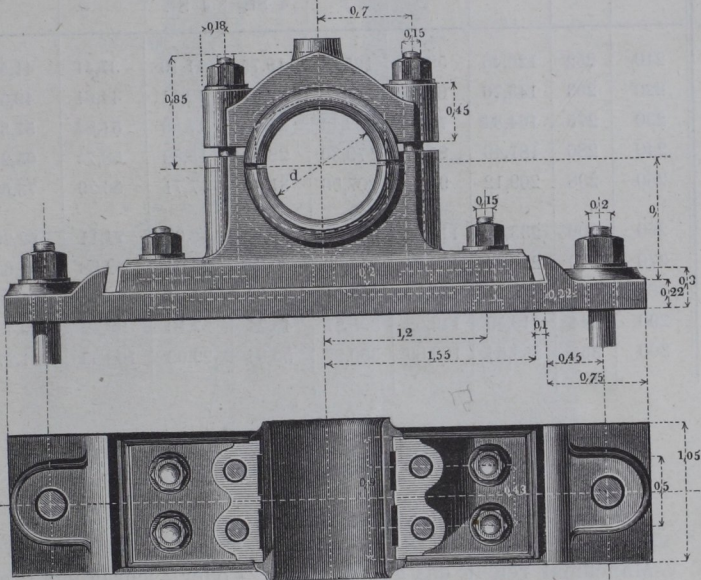
so dass nur der Rumpf übrig bleibt. Derselbe wird durch die Deckelschrauben auf seine Unterlage geschraubt, indem man diese Schrauben mit einem Zwischenkopf (siehe §. 25, Fig. 25) versieht. Manche benutzen diese Anbringungsart der Deckelschrauben auch für das ausgebildete Stehlager in solchen Fällen, wo der Zapfendruck abwechselnd in die Unter- und Oberschale gerichtet ist (vergl. §. 78 u. 79), indem dabei der Lagerfuss auch durch diese Schrauben noch gehalten wird.

§. 83.

Grosses Stehlager.

Fig. 132 zeigt ein Stehlager für Zapfen von 200 bis 300mm Durchmesser. Es erhält vier Deckelschrauben und eben so viele

Fig. 132.



Fusschrauben, mit denen es auf die für sich befestigte Sohlplatte niedergeschraubt wird. Den Fusschrauben giebt man passend die in Fig. 14, §. 25 angegebene Form *) oder weit besser noch diejenige in Fig. 16 desselben Paragraphen, damit man sie bei festliegender Sohlplatte wegnehmen und wieder einbringen kann. Lagerkörper und -Deckel sind hier mehr ausgehöhlt als bei der obigen Construction. Bei den Lagern der Kurbelwellen ist es gut, den Deckelschrauben Gegenmuttern zu geben, damit dieselben nicht losgerüttelt werden können.

*) Nach Prof. Müller's Angabe.

§. 84.

Tabelle über die Gewichte der grossen Stehlager.

d	d_1	Lager- Körper.	Lager- Deckel.	Sohl- platte.	Deckel- Fuss- Schrauben.		Schalen $l = \frac{4}{3} d$	Schalen $l = 1,5 d$
					4 St.	4 St.		
210	252	126,46	59,70	125,51	19,75	11,16	37,41	41,52
220	263	143,76	67,87	142,68	22,57	12,81	44,61	49,51
230	275	164,34	77,58	163,11	25,86	14,69	51,84	57,31
240	286	181,49	85,28	179,30	28,10	15,82	58,75	65,24
250	298	209,12	98,72	207,56	31,92	17,71	66,29	73,58
260	309	233,15	110,06	231,40	35,47	19,63	74,11	82,26
270	320	258,94	122,24	257,00	39,64	22,04	82,58	91,66
280	332	289,17	136,51	287,01	44,29	24,64	91,08	101,10
290	344	310,59	146,62	308,27	48,21	27,10	99,49	110,43
300	355	353,54	166,89	350,97	53,64	29,62	108,39	121,27

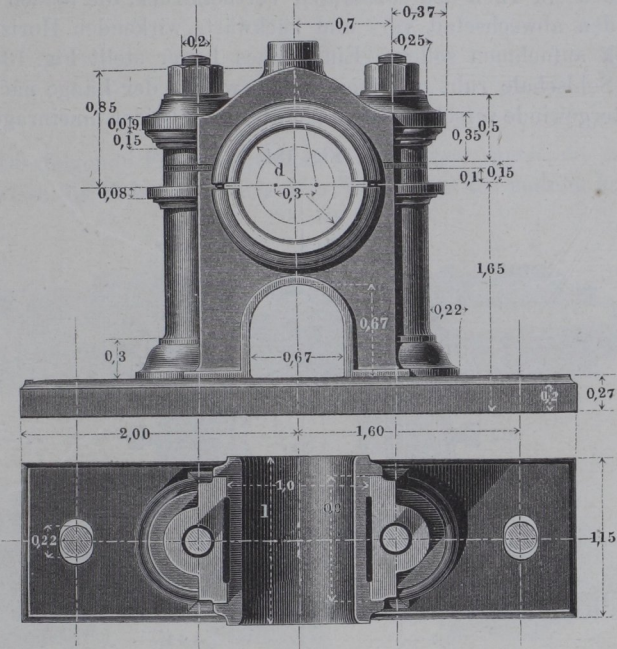
§. 85.

Erhöhtes Stehlager.

Manchmal reicht das gewöhnliche 2- oder 4schraubige Stehlager nicht aus, einestheils wegen etwas zu wenig Spielraum zwischen dem Zapfen und der Lagersohle, andertheils rein wegen der Schlichtheit der äusseren Form; man bedarf mit anderen Worten manchmal eines höheren und ausserdem etwas entwickelter, reicher geformten Lagers. Dies macht sich namentlich bei der Lagerung der Balancier-Achsen für Dampfmaschinen fühlbar, wo die unmittelbare Unterlage des Lagers ein architektonisch ausgeführtes Gebälke ist. Gleichzeitig ist hier in der Regel, bei den Kurbelmaschinen wenigstens, der Zapfendruck zeitweise in die Oberschale gerichtet. Das Lager muss also nach der Einheit in (115) construirt, und dabei in der Breite — der Länge des Zapfens parallel gemessen — verkleinert werden, wie in §. 79

an einem Beispiel erklärt wurde. Zu allem diesem eignet sich vor-
trefflich das Lager in folgender Figur (133). Dasselbe ist so ge-

Fig. 133.



zeichnet, als sei die normale Einheit (114) zu Grunde gelegt, der
entsprechende dünnere Zapfen, welchem es zukommen würde, wenn
es nach der Einheit (115) construirt gedacht wird, aber oben punk-
tirt eingetragen. Zwischen Deckel und Rumpf sind trennende und
doch genügend elastische Holzplättchen eingelegt.

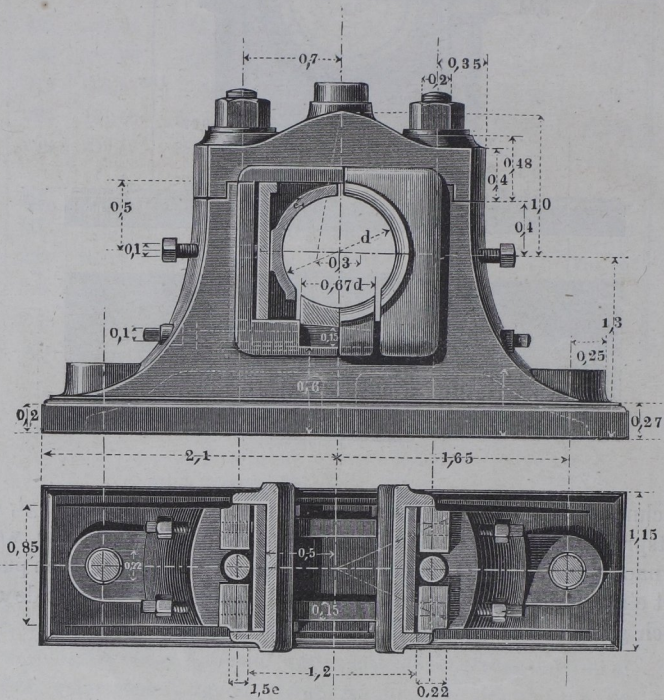
§. 86.

Dreischaliges Stehlager.

Bei der horizontalen Dampfmaschine und hie und da ander-
wärts 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 dann, um die entstehenden Abnützungen gut ausgleichen zu können, neuerdings gern eines Lagers mit dreitheiliger Schale, von welcher nämlich ein Theil den constanten Vertikaldruck, die beiden anderen den abwechselnd vor- und rückwärts wirkenden Horizontaldruck aufnehmen sollen. Ein solches Lager stellt Fig. 134 dar. Die Sohlsole ruht auf zwei Keilen, welche der Länge nach mit Muttergewinde versehen sind, um mittelst der beiden hineinragenden

Fig. 134.



Stellschrauben an jedem Punkte ihrer Bahn festgestellt werden zu können. Die Flankenschalen werden jede durch zwei andere Stellschrauben angeschoben, welche vermittelt einer schmiedeisernen Druckplatte ihre Pressung abgeben. Bei etwaigem Herausnehmen der Schalen werden nach abgenommenem Lagerdeckel vorerst die Druckplatten nach oben gezogen, worauf die Schalen genügend zu-

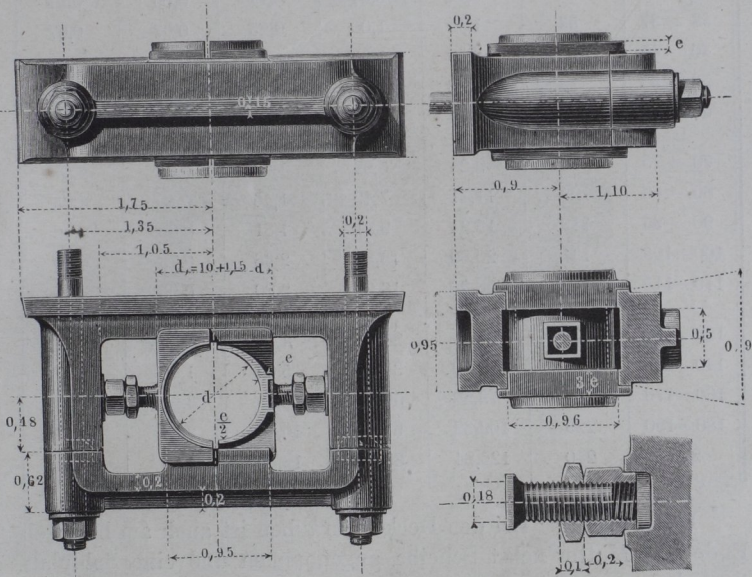
rückgehen, um vom Zapfen unbehindert nach oben heraus zu gehen. Die Pressungen auf die Lagerflanken erfordern für dieselben die hier angewandte Verbreiterung des Lagerrumpfes.

§. 87

Gabellager.

Die folgende Figur zeigt das Gabellager, auch, da es vorzugsweise für Halszapfen stehender Wellen zur Anwendung kommt,

Fig. 135.



Gabelhalslager genannt. Hier ist die Lagersohle senkrecht zur Schalenfuge und symmetrisch zu derselben in der Nähe der Schalen angebracht. Der Deckel bleibt fest aufgeschraubt, wenn man die Schalen herausnehmen will, indem nach Wegnahme der Druckschrauben die Schalen leicht seitlich wegzuziehen sind. Die Deckelschrauben haben Zwischenköpfe, wie beim Rumpflager, und dienen, wie dort, auch zum Festschrauben des Lagerkörpers. Vorliegendes Lager passt auf die Sohlplatte des Stehlagers von dem gleichen Zapfendurchmesser.

§. 88.

Tabelle über die Gewichte der Gabellager.

d	d_1	Lager- Körper.	Lager- Deckel.	Deckel- Schrau- ben 2 St.	Druck- schrau- ben 2 St.	Schalen $l = \frac{1}{3} d.$
27 — 30	45	0,95	0,61	0,17	0,05	0,51
33 — 37	53	1,55	1,00	0,25	0,07	0,67
40 — 45	62	2,50	1,60	0,35	0,10	0,87
50 — 55	73	4,08	2,61	0,49	0,14	1,56
60 — 65	85	6,44	4,12	0,71	0,22	2,31
70 — 75	96	9,28	5,93	1,03	0,32	3,57
80 — 85	108	11,71	7,49	1,46	0,46	4,25
90 — 95	119	15,34	9,81	1,81	0,60	5,46
100—105	131	20,80	13,30	2,38	0,79	6,80
110—115	142	26,06	16,67	2,80	0,95	9,26
120—130	160	37,29	23,84	4,32	1,49	12,91
140—150	183	55,79	35,67	5,65	1,98	17,57
160—170	206	79,58	50,88	8,40	3,00	21,53
180—190	229	109,32	69,90	10,85	3,94	26,27
200	240	125,84	80,46	12,56	4,63	33,94

Bemerkung. Bei den-Deckelschrauben ist auch am hinteren Ende eine Mutter nebst Scheibe angenommen und eine Sohlplattendicke von $0,22 d_1$ vorausgesetzt.

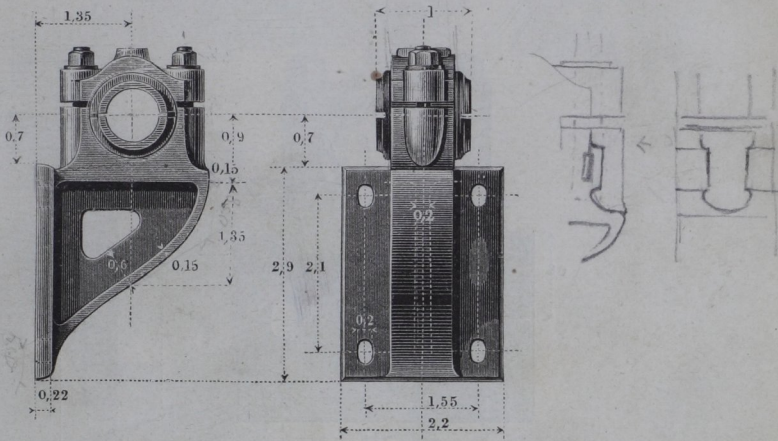
Beispiel. Es sei ein Gabelhalslager für eine stehende Welle von 95^{mm} Durchmesser zu construiren. Als Bezugsinheit dient dann gemäss Zeile 8 die Grösse $d_1 = 119^{mm}$ (für die Schalenheile die Wanddicke $e = 3 + 0,07 \cdot 95; \sim 10^{mm}$). Es ergeben sich darauf nach derselben Zeile die folgenden Gewichte. Lagerkörper und -Deckel $25,15^k$; Schalen $5,46^k$; Deckel- und Druckschrauben (4 Stück zusammen) $2,41^k$; Gesamtgewicht $33,02^k$. Erhielte das Lager eine Sohlplatte (um es etwa an einem Holzbalken zu befestigen), so würde diese nach Tabelle §. 80, Zeile 8 ein Gewicht von $13,98^k$ erhalten, wodurch das Gesamtgewicht auf $47,00^k$ erhöht würde.

§. 89.

Wandlager.

Das Wandlager, Fig. 136, ist aus dem Stehlager insofern abgeleitet, als der Lagerrumpf hier ganz wie dort gebaut ist. Die Befestigungsplatte dagegen steht hier senkrecht zur Schalenfuge und parallel zur Zapfenachse, wie beim Gabellager, breitet sich aber nur zu einer Seite der Fuge aus.

Fig. 136.



Der Lagerdeckel erhält hier, wie bei den Lagern in §. 90 und 92 genau dasselbe Modell, wie das Stehlager von demselben Zapfendurchmesser; das nämliche gilt von den Schalen, welchen man also auch hier wieder eine Länge bis zu $2d$ geben kann.

Die Deckelschrauben sind mit Gewinde eingesetzte oder durch Keile gehaltene Schraubstifte nach Fig. 20 und 21, §. 25. Ueber die Gewichte der Wandlager siehe §. 93.

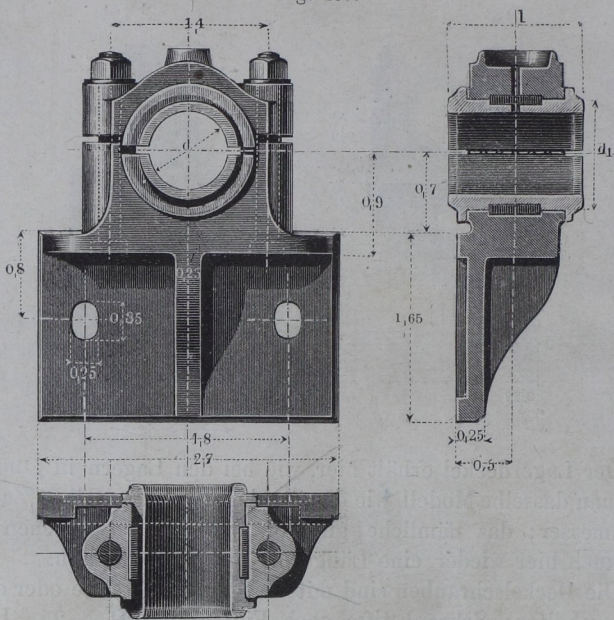
Bei Ausführungen für die grösseren Zapfendurchmesser gebe man der Ausbrechung der Mittelwand eine verstärkende oder besser gesagt nur verzierende Umsäumung von $0,1d_1$ Dicke und $0,4d_1$ Breite, letztere in der Richtung der Zapfenlänge gemessen. Die Wandplatte ist auf ihrem Rücken um $0,03d_1$ ausgenommen, unter Belassung einer ringsumlaufenden Arbeitsleiste von $0,25d_1$ Breite.

Stirnlager.

Fig. 137 zeigt ein anderes aus dem Stehlager abgeleitetes Traglager, bei welchem die Befestigungsplatte ebenfalls senkrecht zur Schalenfuge und nur zu einer Seite derselben parallel der Stirnseite des Zapfens angebracht und danach Stirnseitenlager oder Stirnlager genannt ist.

Die Deckelschrauben werden von unten eingeschoben, was ihre Anbringung und Wegnahme sehr bequem macht.

Fig. 137.

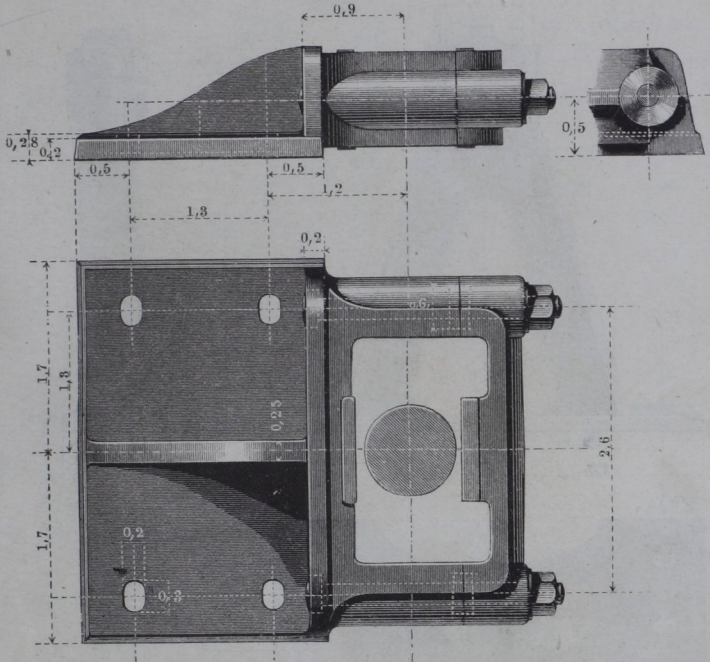


Bei Annahme von nur zwei Befestigungsschrauben für die Wandplatte ist vorausgesetzt, dass diese Platte seitlich zwischen Keilen liege und auch in der Richtung von oben nach unten noch gestützt sei, was in der Regel geschehen kann (vergl. das folgende Kapitel). In Fällen, wo solches nicht auszuführen ist, möchte es zweckmässiger sein, 4 Schrauben für die Platte anzuwenden. — Die Gewichte der Stirnlager nach Fig. 137 finden sich in der Tabelle §. 93.

§. 91.

Anderes Stirnseitenlager.

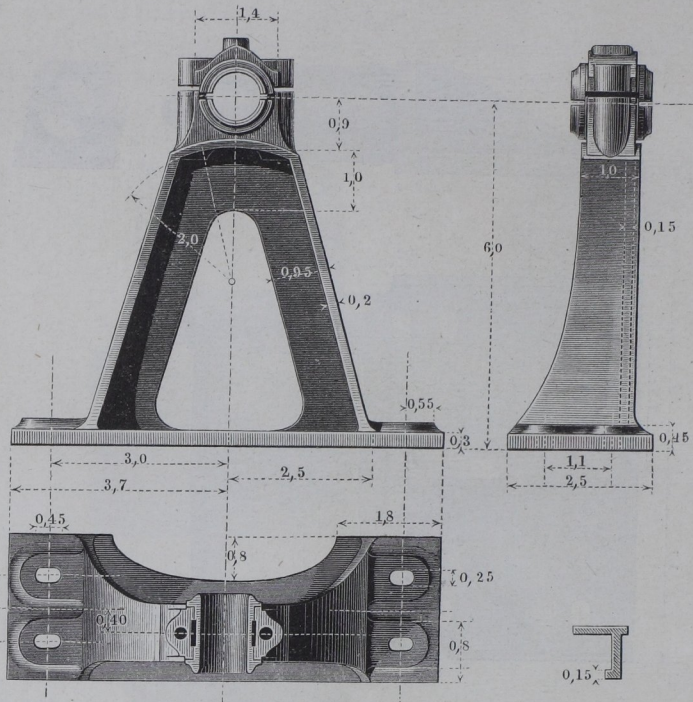
Ein anderes Stirnseitenlager zeigt Fig. 138. Es ist aus dem Gabellager abgeleitet, hat indessen nicht die grosse Anwendbarkeit der vorigen Construction. Die Deckelschrauben sind mit Köpfen versehen und eingeschoben, erhalten aber an der Deckelfuge Einlegeringe. Die Gewichtangaben in §. 93 beziehen sich auf das Lager in Fig. 137. Aus Wandlager und Stirnseitenlager lassen sich dadurch, dass man die Befestigungsplatte weit von der Schale abrückt, noch andere Lagerformen bilden, die in der That nicht selten für einzelne Zwecke in der Praxis angewandt werden. Anhaltspunkte für solche Constructionen findet man an den folgenden Lagerarten.



keit der vorigen Construction. Die Deckelschrauben sind mit Köpfen versehen und eingeschoben, erhalten aber an der Deckelfuge Einlegeringe. Die Gewichtangaben in §. 93 beziehen sich auf das Lager in Fig. 137. Aus Wandlager und Stirnseitenlager lassen sich dadurch, dass man die Befestigungsplatte weit von der Schale abrückt, noch andere Lagerformen bilden, die in der That nicht selten für einzelne Zwecke in der Praxis angewandt werden. Anhaltspunkte für solche Constructionen findet man an den folgenden Lagerarten.

Bocklager.

Das bockförmige Traglager oder Bocklager, Fig. 139, ist aus dem Stehlager Fig. 79 abgeleitet. Es ist hier nur die Lagersonhle Fig. 139.



weiter von der Schale abgelegt als dort. Wenn d über 80mm beträgt, so bringe man an der inneren Rippe noch eine Saumnerve an, wie es in der Figur rechts unten angedeutet ist. Die Fussplatte ist von unten um $0,08 d_1$ ausgenommen, unter Belassung einer $0,30 d_1$ breiten Arbeitleiste, welche ringsum läuft und an jedem Ende des halbelliptischen Ausschnittes sowie in der Mitte einen Quersteg hat. — Auch mit Zugrundelegung des Gabellagers lässt sich leicht ein Bocklager construiren.

§. 93.

Tabelle über die Gewichte der Wand-, Stirn- und Bocklager.

d	d ₁	Lager-Körper.			Deckelschrauben	
		a. Wand- lager.	b. Stirn- lager.	c. Bock- lager.	zu a.	zu b u. c.
27—30	45	1,96	1,40	6,13	0,08	0,15
33—37	53	3,21	2,57	10,03	0,12	0,24
40—45	62	5,14	4,12	16,05	0,18	0,33
50—55	73	8,93	6,72	26,20	0,30	0,56
60—65	85	13,25	10,61	41,36	0,43	0,81
70—75	96	19,08	15,28	59,58	0,61	1,14
80—85	108	27,18	21,76	84,85	0,72	1,55
90—95	119	36,34	29,11	113,47	1,11	2,15
100—105	131	49,26	39,45	153,81	1,46	2,85
110—115	142	61,75	49,45	192,80	1,85	3,48

Die Gewichte der Deckel und Schalen dieser Lager finden sich in der Tabelle §. 80.

Beispiel. Für $d = 95^{\text{mm}}$ und $l = 142^{\text{mm}}$ wiegt das Wandlager mit Deckel, Schalen und Deckelschrauben gemäss Zeile 8 hier und §. 80: $36,34 + 6,25 + 4,93 + 1,11 = 48,63^{\text{k}}$, das Stirnlager $29,11 + 6,25 + 4,93 + 2,15 = 42,44^{\text{k}}$, das Bocklager endlich $113,47 + 6,25 + 4,93 + 2,15 = 126,80^{\text{k}}$.

§. 94.

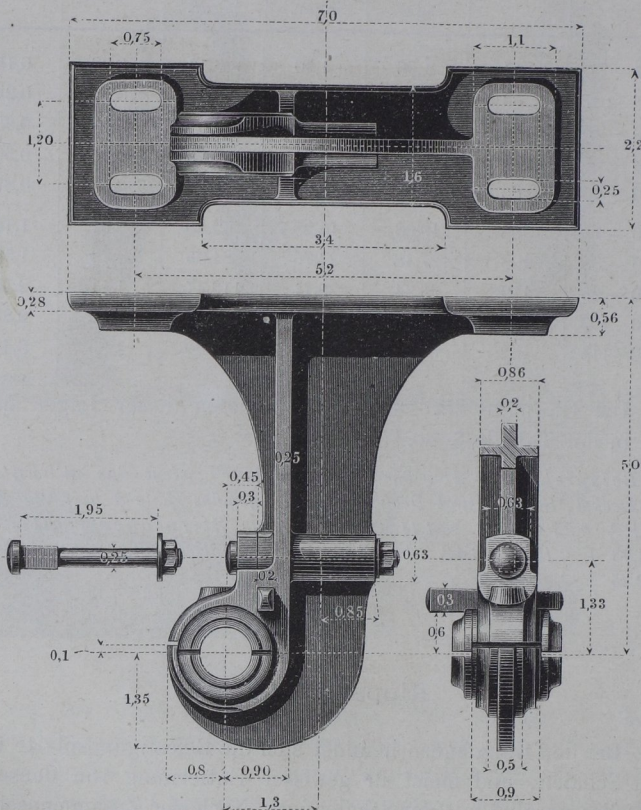
Rippenhänglager.

Bei den Hänglagern befindet sich die Befestigungsplatte über den Schalen, und meist in gewisser Entfernung von denselben, überdies parallel mit der Schalenfuge. Nach der Zusammensetzung des Lagerkörpers heisst das nachfolgende hängende Traglager Rippenhänglager, Fig. 140 (a. f. S.).

Es trägt die Schale in einem hackenförmigen 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 50mm genügt an jeder Seite der Befestigungsplatte eine Schraube, welche man alsdann $0,3 d_1$ dick nehme; die Schraubennüsse auf der Unterseite der Platte, welche hier behufs Materialersparniss ausgehöhlt sind, werden dann entsprechend verändert; man sehe dieserhalb übrigens das folgende Lager. Die Gewichte der vorliegenden Lager siehe in §. 97.

Fig. 140.



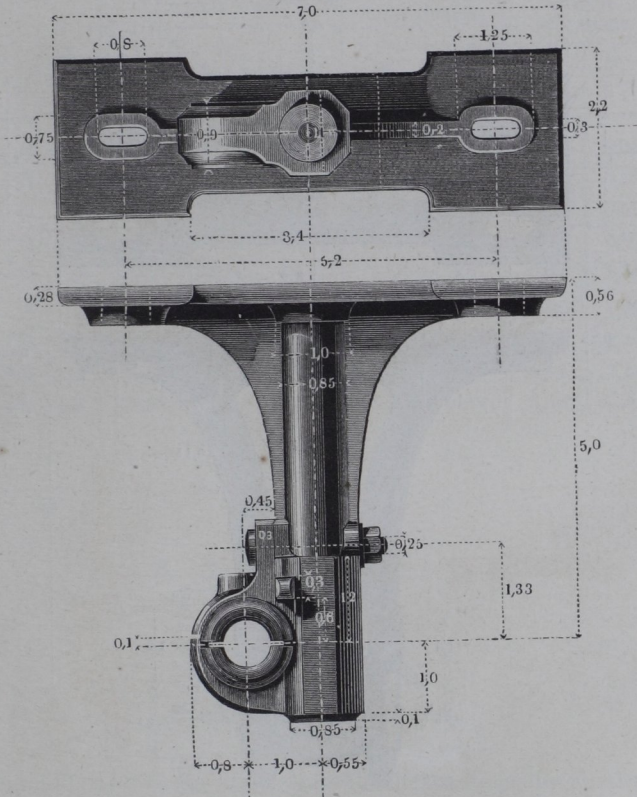
Die Hänglager werden meist nicht unmittelbar an die Deckenbalken, sondern auf zwischengelegte Querhölzer geschraubt; diese dienen gleichzeitig dazu, den Lagern die gewünschten Deckenabstände zu geben.

§. 95.

Säulenhänglager.

Hier ist die Hauptanordnung ganz wie bei dem vorigen Lager, der Deckel überdies genau nach demselben Modell wie dort geformt; nur der Lagerkörper, dessen Hauptform dem Lager den

Fig. 141.



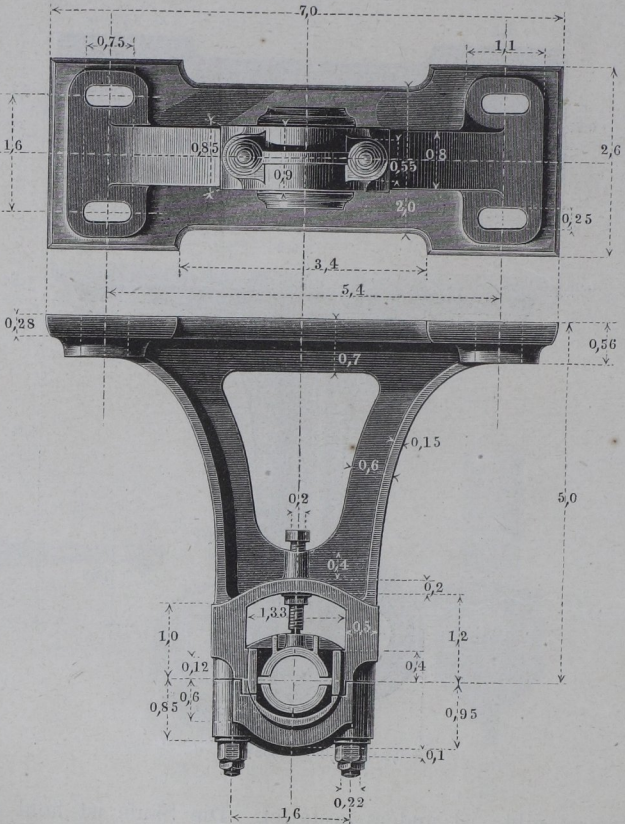
Namen gibt, ist anders gestaltet. Die Säule ist hohl und hat innen $0,55 d_1$ Durchmesser. Bei grösseren Zapfendicken wende man, wie in Fig. 140 vier Befestigungsschrauben, statt deren zwei an.

§. 96.

Gabelhänglager.

Während bei den beiden vorigen Constructionen die ein- oder auszulegende Welle stets seitwärts bewegt werden muss, braucht dieselbe bei dem Gabelhänglager, Fig. 142, nur senkrecht be-

Fig. 142.



wegt zu werden, indem das Untertheil des Lagers sich ganz wegnehmen lässt; auch ist die Oberschale leicht herauszunehmen und nachzusehen. Die Mittelwand ist $0,15 d_1$ dick zu nehmen.

§. 97.

Tabelle über die Gewichte der Rippen-, Säulen und Gabelhänglager.

d	d_1	Lager-Körper.			Lagerdeckel		Deckel-schrauben	
		a. Rippen- hängl.	b. Säulen- hängl.	c. Gabel- hängl.	zu a und b.	zu c.	zu a u. b 1 St.	zu c. 3 St.
27 — 30	45	4,85	4,75	4,54	0,59	0,75	0,15	0,24
33 — 37	53	7,94	7,78	7,26	0,89	1,14	0,23	0,38
40 — 45	62	12,70	12,45	11,88	1,37	1,80	0,36	0,51
50 — 55	73	20,72	20,31	19,39	2,17	2,87	0,57	0,86
60 — 65	85	32,71	32,06	30,61	3,37	4,47	0,88	1,24
70 — 75	96	47,13	46,19	44,09	4,81	6,40	1,25	1,73
80 — 85	108	67,12	65,78	62,80	6,81	9,07	1,82	2,44
90 — 95	119	89,76	87,96	83,98	9,08	11,81	2,34	3,24
100—105	131	121,67	119,24	113,84	12,27	16,36	3,56	3,28

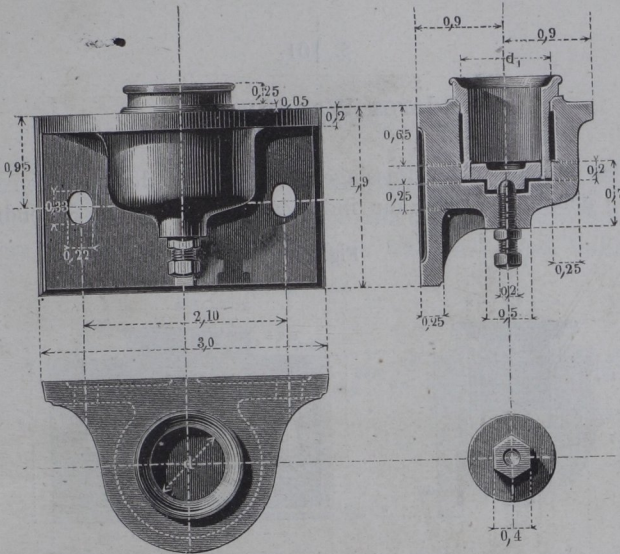
B. S t ü t z l a g e r.

§. 98.

Stehendes Fusslager.

Fig. 143 (a.f.S.) zeigt ein vielgebräuchliches stehendes Fusslager. Seine Spurplatte ist unten flach zugespitzt, um sich genau der Stellung der Zapfenstirn fügen zu können. Behufs Verstellbarkeit des Lagers auf der Sohlplatte sind in letzterer die Schraubenlöcher in der Quere länglich, während sie im Lagerfuss in der Längenrichtung des Lagers länglich genommen sind.

Fig 144.



§. 100.

Tabelle über die Gewichte der stehenden und Wandfusslager.

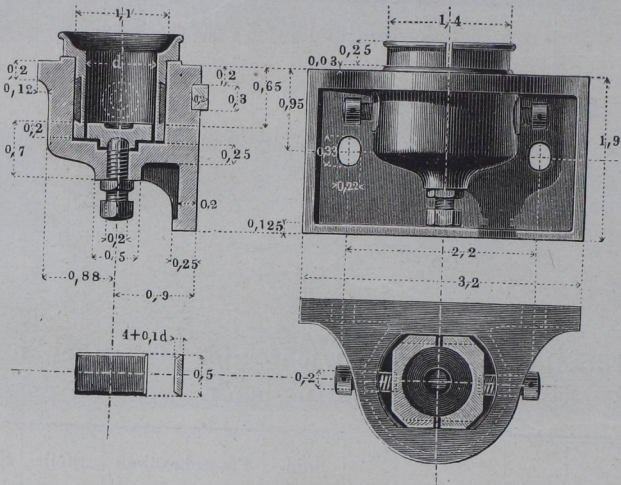
d	d_1	Lagerkörper.		Sohl- platte zu a.	Fusschrauben		Stell- schrau- be zu b.	Schale und Spur- platte.
		a. Stehen- des Lager.	b. Wand- Lager.		zu a 4 St.	zu b 2 St.		
27 — 30	45	1,46	1,80	1,37	0,20	0,17	0,06	0,66
33 — 37	53	2,39	2,95	2,24	0,42	0,26	0,14	1,02
40 — 45	62	3,81	4,73	3,58	0,59	0,39	0,20	1,61
50 — 55	73	6,23	7,73	5,85	0,98	0,57	0,32	2,46
60 — 65	85	9,83	11,29	9,22	1,34	0,94	0,45	3,61
70 — 75	96	14,16	17,56	13,29	2,04	1,29	0,67	5,32
80 — 85	108	17,86	22,16	16,77	2,50	1,75	0,80	6,35
90 — 95	119	23,41	29,04	21,97	3,46	2,34	1,15	8,57
100 — 105	131	31,74	39,36	29,79	4,95	3,03	1,65	11,28

§. 101.

Anderes Wandfusslager.

Das folgende Wandfusslager Fig. 145 ist dem vorigen sehr ähnlich gehalten. Hier kann indessen auch die durch Seitendruck

Fig. 145.



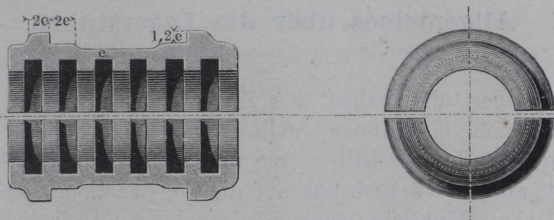
hervorgerufene Abnutzung durch Nachstellen der Schalenhälften ausgeglichen werden; dabei sind die Schalen durch zwei schwalbenschwanzförmig profilirte Keile gegenseitig geführt. Der in die Wandplatte von der Rückseite her eingelassene Schlüssel nimmt den Vertikaldruck des Zapfens auf (vergl. §. 106, Fig. 156). Diese Form der Abstützung des Lagers möchte dem im vorigen Paragraphen angegebenen Unterlegen eines hohen Schlüssels unter den unteren Plattenrand in der Regel vorzuziehen sein, und ist auch bei den anderen Wandlagern benutzbar, siehe u. a. §. 105, Fig. 151, sowie Fig. 153, §. 106. — Bockförmige und hängende Fusslager kommen auch oft zur Anwendung; sie lassen sich auf Grundlage der mitgetheilten Formen unschwer entwerfen.

§. 102.

Kammlager.

Zur Lagerung der Kammzapfen können die gegebenen Lagerkörper benutzt werden. Man gebe nur, Fig. 146, den Schalenrändern etwas stärkere Abmessungen als sonst, und wähle im

Fig. 146.



übrigen als Bezugsdurchmesser für den Lagerkörper den äusseren Ringdurchmesser des Kammzapfens. — Noch manche andere Arten von Stützlager kommen bei Turbinen und Schraubenschiffen vor; sie sind indessen mehr Besonderheiten dieser Maschinen und bleiben deshalb hier unerörtert.

§. 103.

Mehrfache Lager.

Bei Wellenverzweigungen ist es oft sehr zweckmässig, mehrere Lager aus einem Stück herzustellen, um denselben eine sichere gegenseitige Lage zu geben. Sehr geeignet zu solchen Vereinigungen (Zwillingen) sind das Stirnseitenlager und das Wandlager, die sich gut aneinander schliessen lassen, sodann auch namentlich das Säulenhänglager. (S. Constructionslehre für den Maschinenbau §. 35.)

XI. LAGERVERBINDUNGEN ODER LAGERSTÜHLE.

§. 104.

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 Constructionen aus diesem Material hier Rücksicht genommen werden. Einfache Lagerstühle heissen solche, welche nur ein einziges Lager zu tragen haben, im Gegensatz zu den mehrfachen, 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 die unmittelbare Nähe der Lagerstühle fast immer die Zahnräder der zu lagernden Wellen gelegt 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. Wenn es angeht, sollen namentlich bei schwereren Wellen die Lager so gewählt und angebracht sein, dass man die Lageraschen herausnehmen kann, ohne die Wellen von ihrem Platze nehmen zu müssen.

4. Der Lagerstuhl soll das Ein- und Auslegen der Wellen mit ihren Zahnrädern möglichst wenig behindern.

5. Die Zahl der Bearbeitungs- und Einlothungsebenen soll möglichst gering sein; alle Arbeitsflächen sollen womöglich bei einmaligem Aufspannen des Stuhles auf die Hobelmaschine geebnet werden können.

6. Die allgemeinen Bedingungen der Einfachheit des Modelles, der guten Ausführbarkeit der Gussform, der sicheren Befestigung und des gefälligen Aeusseren der Construction sind selbstredend auch hier innezuhalten.

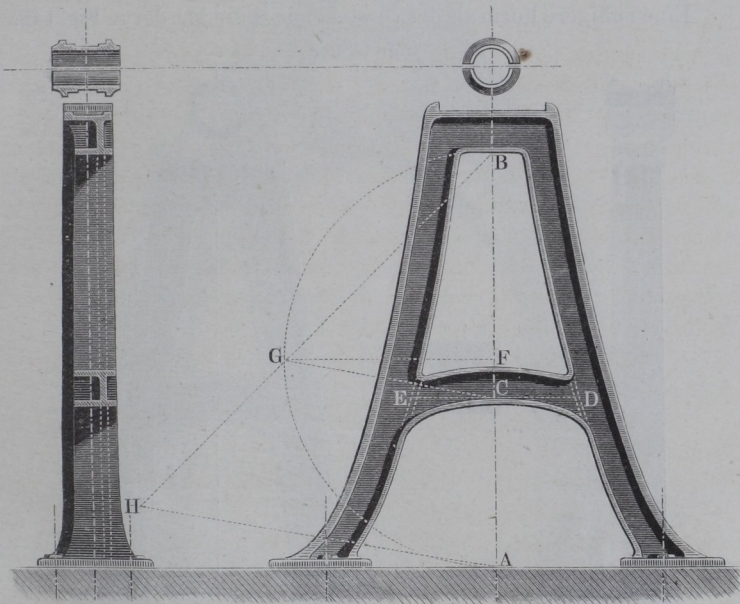
Wie diese Vorschriften, deren Zweckmässigkeit einleuchtend ist, befolgt werden können, sollen die nachfolgenden Beispiele zeigen.

§. 105.

Einfache Lagerstühle.

Einen Lagerstuhl für ein Stehlager oder einen Stehlagerstuhl zeigt Fig. 147. Es ist angenommen, dass das angewandte

Fig. 147.



Lager ein Rumpflager (nach §. 82) sei, indem diese Construction verstattet, den Stuhl oben schmal zu halten. Die beiden Streben, 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 Streben bekommen stets eine gute Lage, wenn man sie mittelst folgenden Verfahrens aufsucht. Beschreibe über der ganzen Strebenhöhe AB als Durchmesser aus F einen Halbkreis AGB , halbire Bogen AGB in G ; ziehe BG über G hinaus, und mache $GH = AF$; verbinde endlich H mit A , und ziehe $GC = HA$, so ist AC der Abstand des Stegansatzpunktes vom Strebenfuss. — 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 3. des vorigen Paragraphen eingerichtet wissen, so unterlege man das Lager mit einer sogenannten Schieblade, einer Platte, welche seitlich darunter weggezogen werden kann, und der man eine Höhe $0,3d_1$ gebe, wenn d_1 die Bezugsgrösse des Lagers bezeichnet.

Eine ruhigere Form als der vorstehende Stuhl hat der in Fig. 148.

Fig. 148.

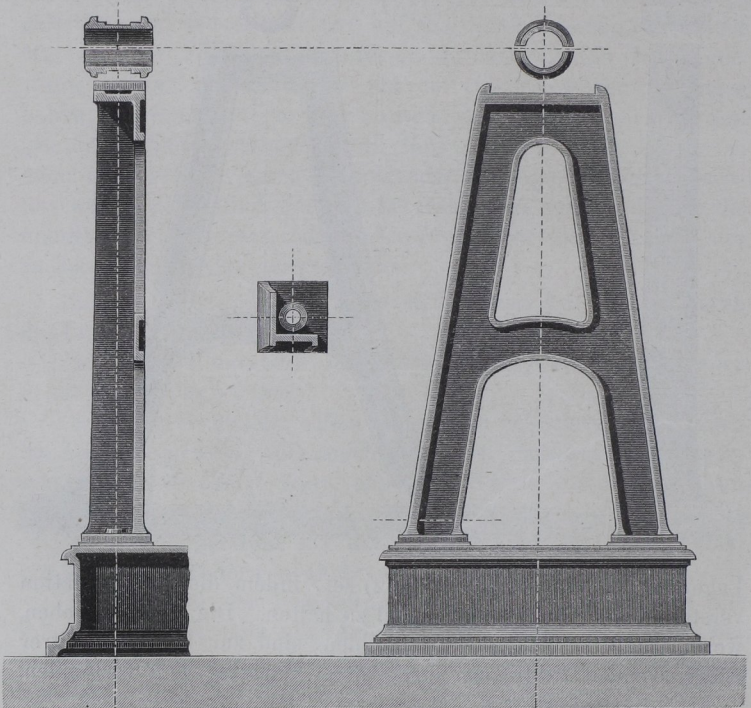
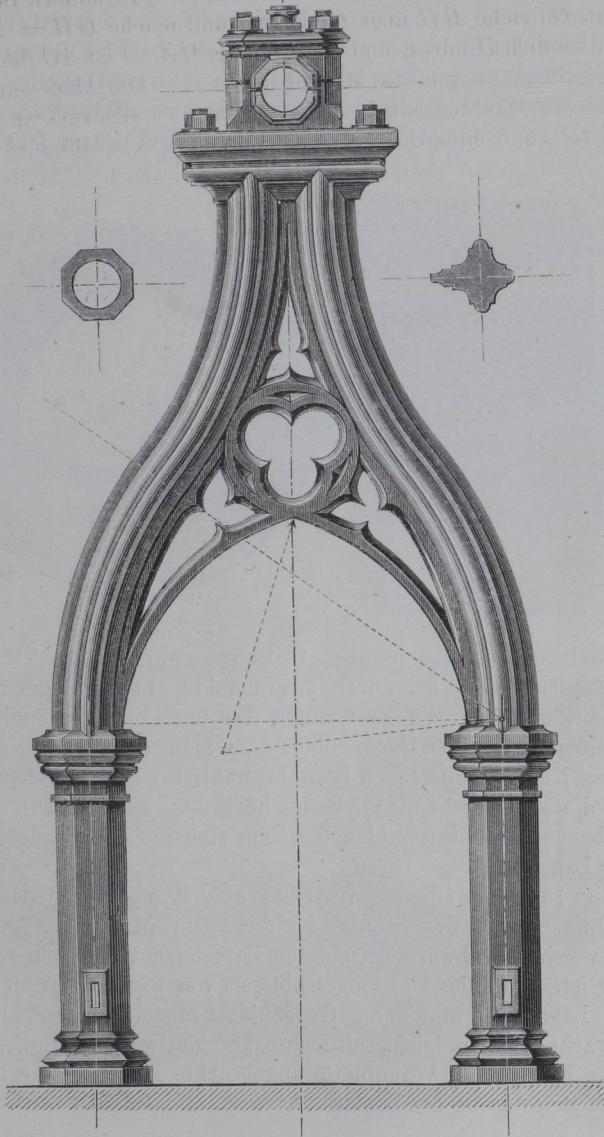


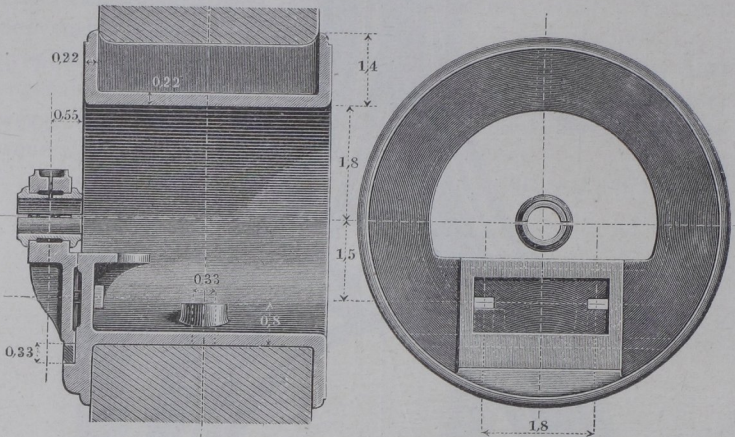
Fig. 149.



Derselbe eignet sich namentlich für bedeutendere Dimensionen, wo eine grosse Ruhe des Ausdruckes zweckmässig ist. — In gewissen Fällen muss das Maschinengestell rein architektonischen Formgebungen sich anschliessen, um den passendsten Eindruck zu machen; ein Beispiel dieser Art giebt der gothische Lagerstuhl Fig. 149 a. vor. S.

Fig. 150 zeigt einen Mauerlagerstuhl. Derselbe reicht durch eine Maueröffnung, durch welche die zu lagernde Welle gehen soll, und entspricht in seiner Hauptform einem jener Fenster.

Fig. 150.

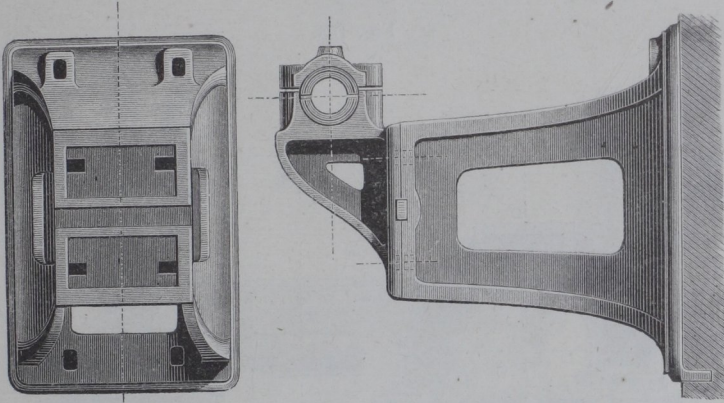


ster, welche in der Baukunst Ochsenaugen genannt werden. Der Zapfendruck wird durch das angebrachte Stirnlager aufgenommen, welches nach Entfernung des untergelegten Schlüssels weggenommen werden kann, ohne dass man die Welle bewegen müsste. Nicht zu übersehen ist die (punktirte) Platte, welche den durch die Mauer gehenden Cylinder horizontal tangirt. Die eingeschriebenen Verhältnisszahlen beziehen sich auf die Bezugeinheit d_1 des Lagers.

Fig. 151 führt einen Wandlagerstuhl vor. Als Grundform der Querschnitte des Stuhles ist die Form in Nro. V. §. 9 benutzt, welche bei abwärts gerichtetem Zapfendruck hier sehr zweckmässig ist. Statt des Unterlegeschlüssels von Fig. 150 ist hier ein in die Lagersohle und deren Gegenplatte eingelassener Schlüssel angebracht, welcher leicht seitlich weggezogen werden kann, vergl. §. 101. Eine an der Wandplatte angebrachte Mauerleiste erleichtert die Befestigung des Stuhles.

Vielfach benutzt man bei der Befestigung der Lagerstühle an Mauern und auf Fundamenten den Cementverguss. Wenn man sich seiner bedienen will, setzt man den Stuhl sorgfältig richtig auf Keile, verstreicht die Fugen zwischen der Befestigungsplatte und dem darunter oder dahinter liegenden Mauerwerk mit Thon, und giesst sie mit dünnflüssigem Cement aus; dieser erhärtet in wenig Tagen genügend, um das Herausschlagen der Keile und das vollständige Festziehen der Schrauben zu gestatten.

Fig. 151.

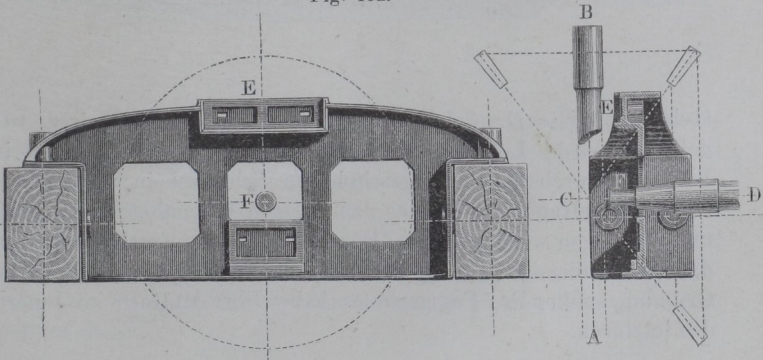


§. 106.

Mehrfache Lagerstühle.

Fig. 152, Brückenlagerstuhl. Die Welle *AB* kommt von unten, z. B. von einer Turbine her, um ihre Bewegung an die hori-

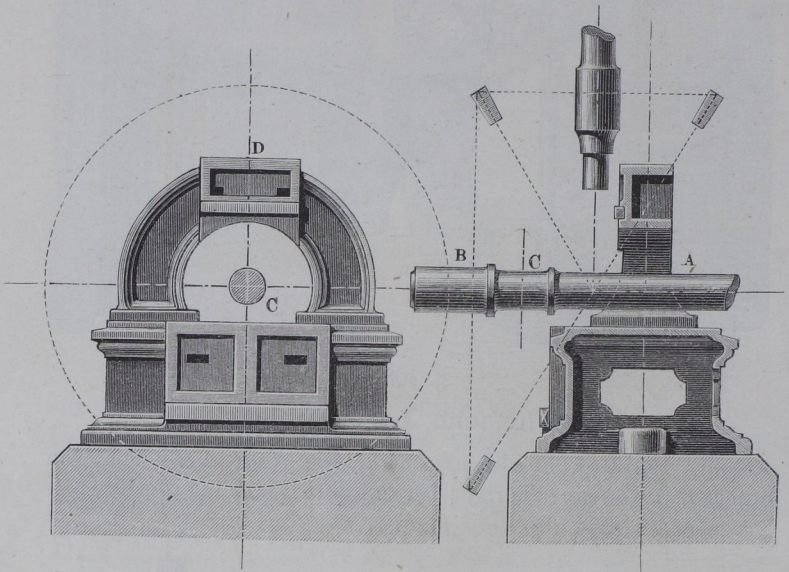
Fig. 152.



zontale 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 Krafrichtungen entsprechend ist bei E ein Gabelhalslager (nach §. 87), bei F ein Stirnlager (nach §. 90) mit untergelegtem Schlüssel angewandt.

Fig. 153, Fusslagerstuhl. Eine liegende Welle AB , bei C in einem Stirnlager laufend, überträgt ihre Kraft auf die

Fig. 153.



stehende Welle D , welche von einem Fusslager (nach §. 101) getragen wird. Letzteres wird ähnlich wie das Wandlager in Fig. 151 durch einen eingeschobenen Schlüssel in senkrechter Richtung 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 Innern des letzteren.

Fig. 154. Liegender Lagerstuhl für zwei stehende Wellen *A* 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. 138 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. 154.

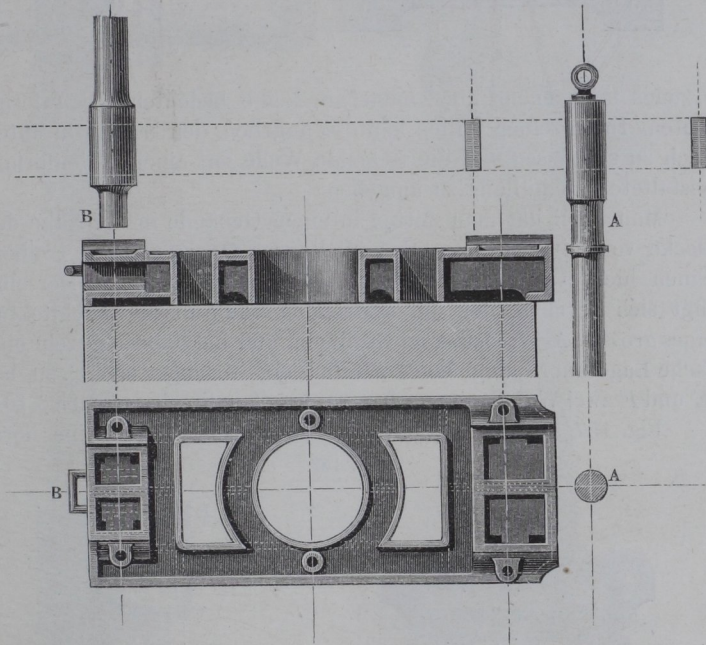
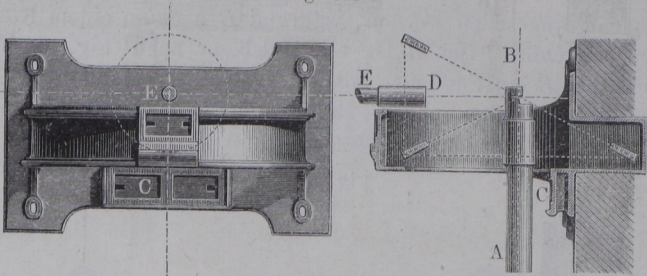


Fig. 155 (a. f. S.), Wandlagerstuhl für eine stehende Welle *AB*, welche einen Theil ihrer Triebkraft an eine liegende, zur Wand rechtwinklig gelagerte Welle *DE* abgiebt. Bei *C* wird ein Gabelhalslager, bei *E* ein Stirnlager angewandt. Das horizontale Kegelrad ist von dem halbkreisförmigen Lagerstuhlrahmen umschlossen, was theilweise auch von dem eingreifenden Rade gilt, so dass die vorliegende Lagerstuhl-Construction auch gleichzeitig als Räder-schirm dient.

Das Wegnehmen der stehenden Wellen ist bei dieser Stuhl-
anlage nicht ganz so bequem, als es sich bei anderer Anordnung

Fig. 155.

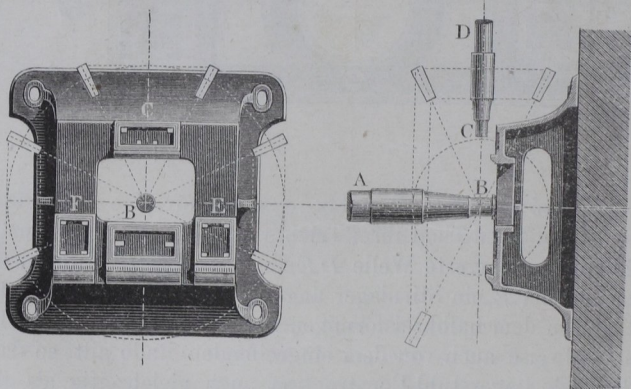


erzielen lässt, macht aber immerhin keine bedeutende Schwierig-
keiten. In einzelnen Fällen kann es angehen, den Stuhl von unten
noch zu schliessen und die stehende Welle mit einer säulenförmig
gestalteten Umhüllung zu umgeben.

Manchmal hat man mitten in einem Gebäude in der Nähe der
Decke von einer horizontalen Welle aus Querwellen zu treiben.
Einen hierbei brauchbaren Lagerstuhl zeigt Fig. 156. Derselbe
fügt sich vermöge der ihn stützenden Säule in die Architektur
eines grossen Arbeitsaales leicht hinein, und hat dabei eine sehr ein-
fache Lageranordnung; bei *A* nämlich ein Stirnlager nach §. 90, bei
E und *F* zwei Wandlager nach §. 89, bei *C* ein Fusslager nach §. 101.

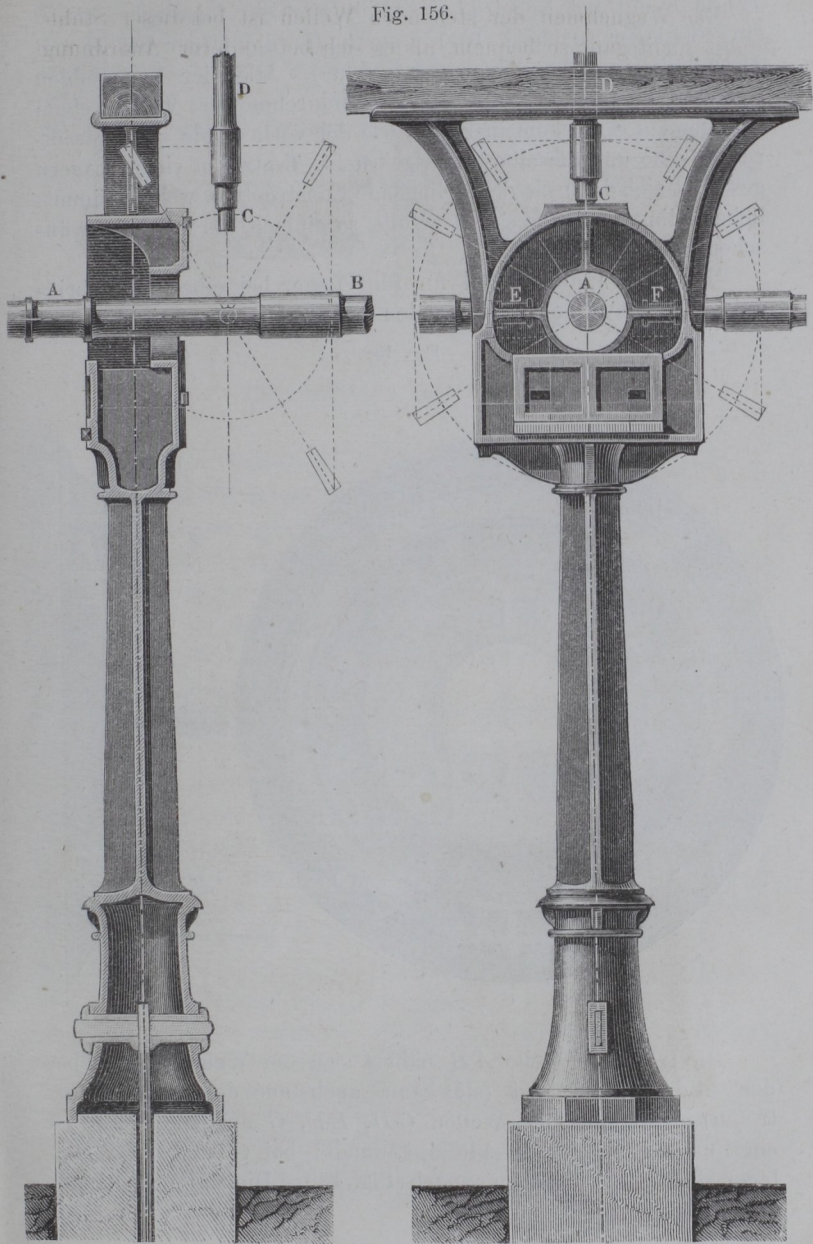
Fig. 157, Wandlagerstuhl für vier Lager. Eine hori-

Fig. 157.



zontale Welle *AB* treibt die verticale *CD* und zwei horizontale

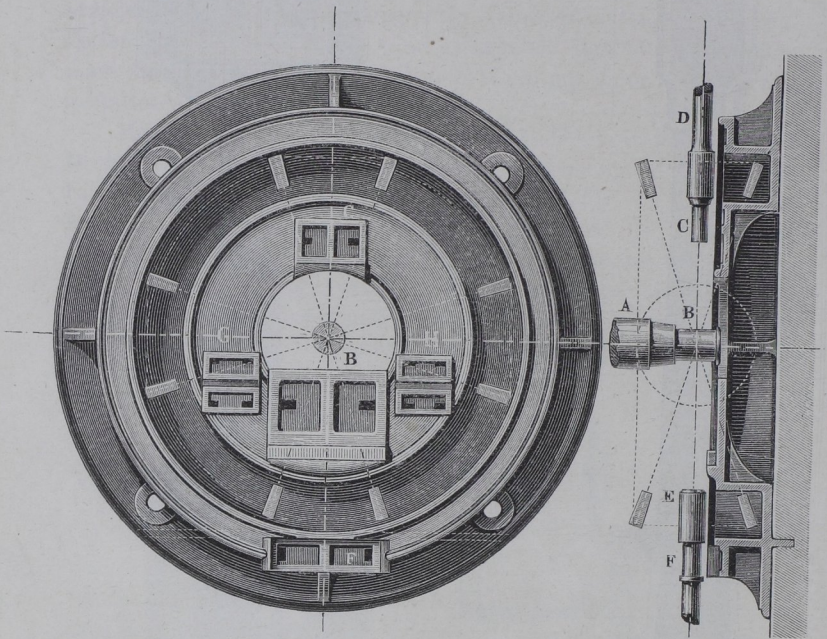
Fig. 156.



E und *F* mittelst Kegehrädern. Bei *B* ist ein Stirnlager, bei *C* ein Fusslager (nach §. 101) angewandt; die Lager bei *E* und *F* endlich sind Wandlager (nach §. 89). 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 Construction, welche sämtliche Bedingungen von §. 104 erfüllt, so einfach, als man nur wünschen kann.

Einen Wandlagerstuhl für fünf Lager bei einer in Fabrikanlagen nicht selten vorkommenden Rädergruppierung zeigt Fig. 158.

Fig. 158.



Die treibende Welle *AB* nähert sich der Wand, an welcher der Stuhl befestigt ist (sie kann auch aus derselben heraustrreten) und treibt vier Wellen *CD*, *EF*, *G* und *H*. Bei *C* ist ein Fusslager nach Fig. 145 angewandt, bei *G* und *H* Wandlager, bei *F* ein Halslager nach Fig. 135. Die wallgrabenartige

Rinne dient zur Aufnahme der Räder, so dass der Stuhl dicht an die Wand gedrängt erscheint. Zu beachten ist wieder die (links punktirte) horizontale Leiste auf der Rückwand, welche auf das entsprechend geebnete Mauerwerk aufgesetzt und unter Umständen festgeschraubt wird (vergl. Fig. 150).

XII. RIEMSCHEIBEN ODER ROLLEN.

§. 107.

Eintheilung der Räder.

Die Räder, welche in den Maschinen gebraucht werden, um Drehungen zu übertragen, zerfallen in zwei Hauptclassen:

1. Reibungsräder; 2. Zahnräder,

je nachdem die Kraftübertragung nämlich bewirkt werden soll: entweder durch die Reibung an den glatten Umfängen der alsdann durchgängig als Drehungskörper gestalteten Räder, oder durch das Ineinandergreifen von Zähnen und Zahnlücken an den Radumfängen.

Jede der beiden Hauptclassen zerfällt wieder in zwei Unterabtheilungen:

a. direct wirkende; b. indirect wirkende Räder, je nachdem nämlich die Kraftübertragung von einem Rade entweder unmittelbar auf das andere, oder unter Vermittelung eines Zugkraftorganes (Seil, Band, Kette) geschehen soll. Demnach kann man folgende vier Gattungen von Rädern zur Drehungsübertragung unterscheiden:

- I. Directwirkende Reibungsräder, auch Reibungsräder oder Reibräder schlechthin genannt;
- II. Indirectwirkende Reibungsräder, Riemscheiben, Rollen, Seilscheiben, Seilräder;
- III. Directwirkende Zahnräder, schlechthin Zahn- oder Kammräder genannt;
- IV. Indirectwirkende Zahnräder, Kettenzahnräder oder Kettenräder kurzweg genannt.

Weitaus am meisten angewandt sind die zweite und dritte Gattung, weshalb auch diese im Folgenden mit Vorzug behandelt werden.

§. 108.

Cylindrische und konische Reibräder.

Die cylindrischen Reibräder, Fig. 159, müssen behufs Ueberwindung eines Umfangswiderstandes P mit einem Drucke Q radial zusammengepresst werden, welcher bei dem Reibungscoëfficienten f am Radumfang ist:

$$Q = \frac{P}{f} \dots \dots \dots (116)$$

Der Coëfficient f hat dabei folgende Werthe:

für Eisen auf Eisen 0,10 bis 0,30

für Holz auf Eisen 0,10 bis 0,60

für Holz auf Holz 0,40 bis 0,60.

Die kleineren Zahlen sind zu benutzen, wenn auf Fettigkeit und grosse Glätte der Reibflächen zu rechnen ist, was der gewöhnliche Fall ist.

Fig. 159.

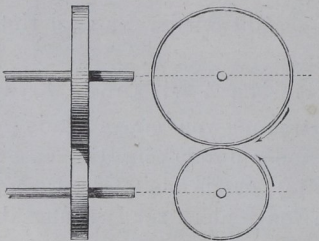
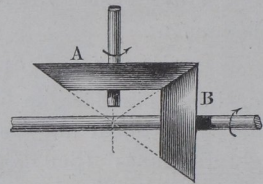


Fig. 160.



Von der Kraft P geht ein nicht unbeträchtlicher Antheil (3 bis 10 Procent), welcher mit den Zapfendicken zunimmt, auf die schädlichen Widerstände der getriebenen Welle. Die grossartigste Anwendung der cylindrischen, oder doch wie solche wirkenden Reibräder findet bei den Locomotiven statt.

Die Abmessungen der Reibräder richten sich theils nach dem statthaften Maximum des Flächendruckes an den Radumfängen (für welchen Gegenstand ausreichende rechnerische Verwerthungen

der Beobachtungen zur Zeit nicht vorliegen), andernteils nach der Beanspruchung des Radkranzes und der Arme durch die Kraft Q . Kranz und Arme müssen bei gleicher Umfangskraft P und übrigens gleichen Abmessungen in den Querschnittmaassen etwas stärker genommen werden, als bei den Riemscheiben (s. §. 119).

Bei den konischen Reibrädern, Fig. 160, ist der Druck Q (mit genügender Genauigkeit) als in der Mitte der Kranzbreite, normal zur Kegelfläche gerichtet anzunehmen. Die Zahl der Anwendungen konischer Reibräder ist gering.

§. 109.

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 ein einfaches Keilräderpaar zeigt Fig. 161. Der Radialdruck Q fällt hier weit kleiner aus, als bei den cylindrischen Reibrädern, nämlich bei einem Keilwinkel θ :

$$Q = P \left(\frac{\sin \frac{\theta}{2}}{f} \right) \dots \dots \dots (117)$$

Ein Nachtheil, und zwar Ursache starker Reibungen ist der Umstand, dass nur in einem cylindrischen Schnitte durch jeden Kranz die berührenden Kreise auf einander nur wälzen; der Fehler

Fig. 161.

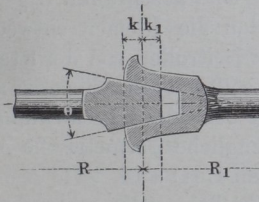
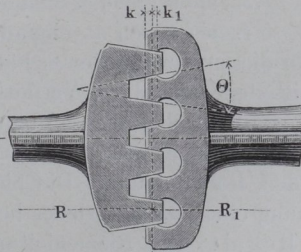


Fig. 162.



wird um so kleiner, je kleiner die Kopfflächen k und k_1 der Keile im Verhältniss zu den Radien R und R_1 sind. Um unter gleichem

Flächendrucke $\frac{k}{R}$ und $\frac{k_1}{R_1}$ möglichst klein ausführen zu können, macht man die Keilräder mehrfach, siehe Fig. 162. Der Winkel θ wird meist 30° , bei Robertson noch kleiner gewählt. Starke Erwärmung und Abnutzung sind bei grossen Umfangsgeschwindigkeiten unvermeidlich. Minotto hat mit besonderer Vorliebe auch die konischen Keilräder praktisch zu machen getrachtet; er gibt ihnen nur eine Rinne und richtet diese zum Nachstellen ein, so dass das eingreifende Keilprofil genau an der besten Stelle zum Eingriff gebraucht werden kann. Robertson macht die Rinnen wie bei den Stirnrädern fest, d. h. unverstellbar. Auch auf die Locomotive hat man den Keilrädertrieb angewandt, und damit im Modell steile Rampen überwunden. Die Frage der Abnutzung tritt aber hier einstweilen zu störend in den Weg. In Amerika benutzt man die Keilräder mit Erfolg seit Jahren bei Fördermaschinen für Gruben; vorzugsweise sind dieselben für Uebersetzungen ins Langsame zu empfehlen.

§. 110.

Regel für die Anordnung der Riemscheiben.

Die Riemscheiben sind indirectwirkende Reibungsräder. Sie werden in mehreren Formen angewandt; hier sollen vorerst die sogenannten cylindrischen Rollen für bandförmige Riemen behandelt werden. Die gegenseitigen Stellungen der Rollachsen sind viererlei Art:

1. Die Achsen fallen geometrisch zusammen;
2. sie sind parallel;
3. sie schneiden einander;
4. sie gehen an einander vorbei, sind geschränkt.

In diesen verschiedenen Fällen werden die Riemen entweder unmittelbar, oder durch Vermittlung von Leitrollen von der Kraftrolle zur Lastrolle geleitet; immer aber sollen die Scheiben so angeordnet werden, dass der Riemen ohne besondere Riemenführer auf den Rollen bleibt. Die hierauf bezügliche geometrische Anordnung eines Riemetriebes heisst dessen Leitung.

Regel: Die Riemenleitung wird richtig vollzogen, wenn man die Scheiben so anordnet, dass bei jeder Rolle die Mittellinie des auflaufenden Riemenstückes in die Mittelebene der Rolle fällt.

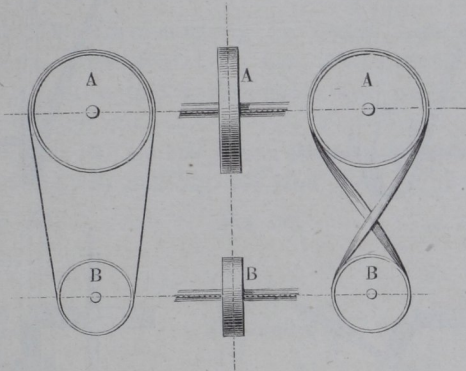
§. 111.

Selbstleitende Riementriebe.

Diejenigen Riementriebe, bei welchen die obige Bedingung ohne Zuhilfenahme von Leitrollen oder anderen Führungen erfüllt wird, heissen selbstleitende Riementriebe. Die einfachsten derselben sind die für parallele Wellen, welche Fig. 163 und Fig. 164 darstellen. Der Riemen in Fig. 163 heisst ein offener, der

Fig. 163.

Fig. 164.



in Fig. 164 ein geschränkter oder gekreuzter. Beide können in beiden Drehrichtungen umlaufen.

Für Rollen mit geometrisch zusammenfallenden Achsen ist kein selbstleitender Riementrieb ausführbar, ebensowenig für Rollen mit schneidenden Achsen. Dagegen ist der selbstleitende Riementrieb für die vierte Achsenstellung ausführbar und vielfach angewandt, Fig. 165 und Fig. 166 (a. f. S.).

Dieser Riementrieb wird selbstleitend, wenn man die Rollen so legt, dass die Durchschnittlinie oder Spur SS der Rollenebenen beide Rollenschnitte an der Ablaufstelle des Riemens berührt. Die Ablaufstellen sind in Fig. 165 a und b_1 , der Riemen muss sich in der Richtung der Pfeile bewegen. Will man die andere Drehrichtung durchführen, so müssen die Rollen so auf ihren Achsen verschoben werden, dass die Rollenebenenspur die Rollen an den gegenüberliegenden

Punkten a_1 und b berührt. Dies wird erreicht, wenn man die Rollen ebensoweit jenseits der Kreuzungsstelle K der Wellen schiebt,

Fig. 165.

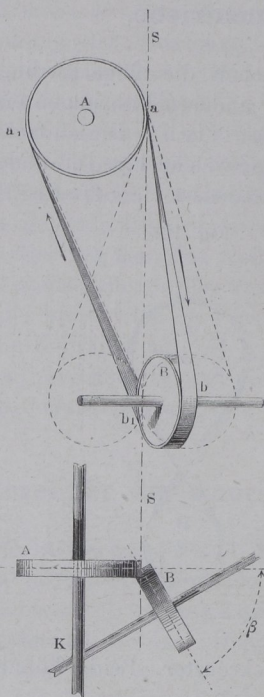
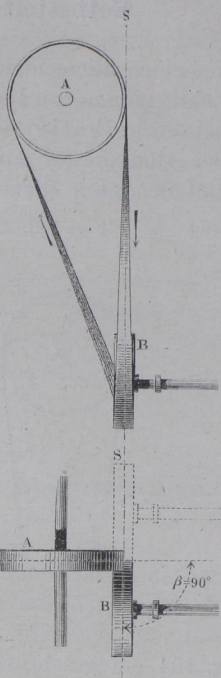


Fig. 166.



als sie jetzt diesseits liegen. Vorstehender Riemetrieb ist der allgemeine Fall der selbstleitenden Riementriebe; er liefert den offenen Riemen, wenn der Winkel β , den die Rollenebenen einschliessen, $= 0$, den gekreuzten oder geschränkten, wenn $\beta = 180^\circ$ wird. In den Zwischenstellungen findet eine theilweise Riemenschränkung statt. Ist $\beta = 90^\circ$, so ist der Riemen halbgeschränkt (sogenannter halber Riemen); ist $\beta = 45^\circ$, so hat der Riemen Viertelschränkung, u. s. f.

Wenn der theilweise geschränkte Riemen verhältnissmässig kurz ist, so wird der Riemen an der Ablaufstelle leicht von der Rolle gezogen. Damit dieses nicht eintrete, ist*) der kleinste zulässige

*) Nach Redtenbacher.

Rollenabstand = dem zweifachen Durchmesser der grösseren Rolle zu setzen, d. i., es soll der Ablenkungswinkel des Riemen nicht über 25° betragen. Soll ferner der Riemen nicht zu sehr angegriffen werden, so hat man*) den Rollenabstand auch nicht unter $10\sqrt{bD}$ zu nehmen, wenn b die Riemenbreite, D den Durchmesser der treibenden Rolle bezeichnet. Das grössere der beiden Ergebnisse ist in jedem besonderen Falle beizubehalten.

§. 112.

Riementriebe mit Leitrollen.

Regel: Die Riemenleitung bei einem Leitrollentriebe ist richtig, wenn jede Rolle an der Ablaufstelle von der Spurihrer Ebene mit derjenigen der nächstfolgenden Rolle berührt wird.

Die Figuren 167 bis 169 zeigen Riemenleitungen für parallele Wellen. In Fig. 167 und Fig. 169 sind die Leitrollen in Ebenen

Fig. 167.

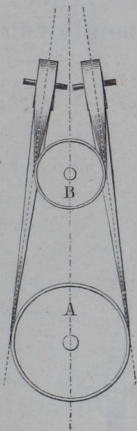


Fig. 168.

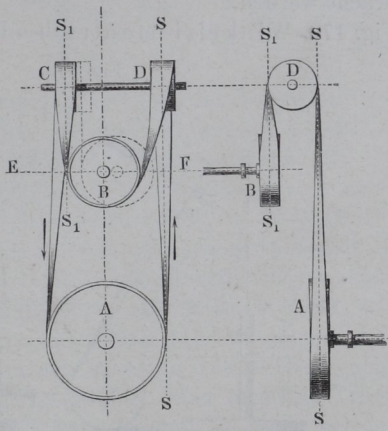
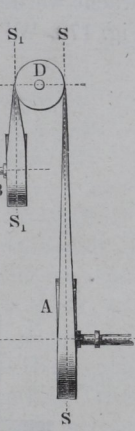


Fig. 169.



gelegt, welche beide Triebrollen berühren, und erhalten den Abstand der Triebrollen-Mitteebenen zu Durchmesser. Die entstehende Riemenleitung gestattet Bewegung in beiden Drehrich-

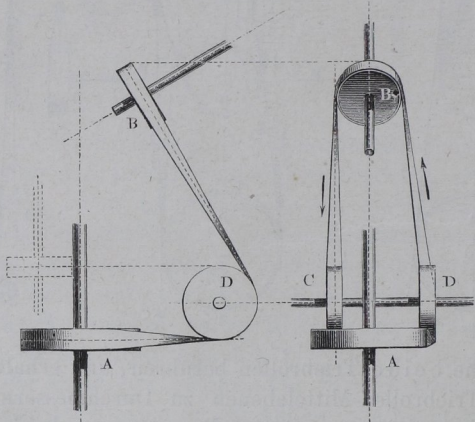
*) Siehe Herrn Völker's Aufsatz in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. Bd. IV. (1860) S. 115.

tungen. Gewöhnlich wird nur ein Drehungssinn erfordert. Hierfür genügt die einfachere Anordnung in Fig. 168 und Fig. 169, wo die Achsen der beiden Leitrollen zusammenfallend gemacht sind. *A* und *B* Triebrollen; in den Ablaufpunkten derselben werden an die Rollen berührende parallele Ebenen gelegt und als Mittelebenen der Leitrollen benutzt, die wieder als Durchmesser den Abstand der Rollenebenen erhalten.

Betrachtet man *B* als Leitrolle, in welchem Falle man sie auch lose auf die Achse von *A* stecken kann, so können *C* und *D* als Triebrollen dienen. Eine derartige Verwendung vorliegender Riemenleitung findet sich in Spinnereien und Webereien oft angewandt, um mittelst *C* und *D* zwei getrennte Arbeitmaschinen zu treiben. Die Welle *A* liegt dann an der Saaldecke oder auch unter dem Fussboden und trägt, verlängert, eine Anzahl von Wiederholungen der vorliegenden Riemenleitung so, dass auf diese Weise eine grosse Doppelreihe von Maschinen derselben Art in sehr praktischer Weise betrieben werden kann. Die zur Leitrolle gewordene Rolle *B* findet sich dabei in der Regel in zwei kleinere Leitrollen zerlegt, deren Achsen parallel zu der von *A* und in deren Nähe angebracht werden.

Fig. 170, Winkelriementrieb oder Riemenleitung für

Fig. 170.



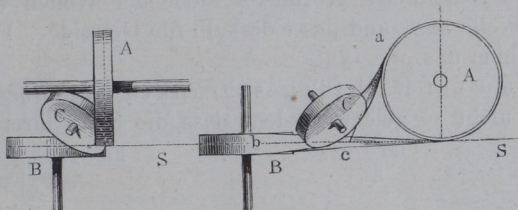
Achsen, welche einander schneiden. Sie lässt sich aus der Anordnung in Fig. 168 und Fig. 169 durch Verlegung der Achse *B* ableiten, und entspricht wie sie der Drehung in nur einer

Richtung. Man erhält die Leitrollen, indem man zunächst dieselben berührend an die Mittelebenen der Triebrollen legt, und ferner jeder einzelnen Leitrolle zur Mittelebene eine Ebene gibt, welche parallel zu den Achsen von *A* und *B* ist und die Triebrollen an der zugehörigen Ablaufstelle des Riemens berührt. Soll der Drehungssinn umgekehrt werden, so können die Leitrollen und deren gemeinschaftliche Achse erhalten bleiben; nur sind die Leitrollen auf letzterer entsprechend zu verschieben.

Hierbei, wie bei der vorigen Anordnung ist nicht zu vergessen, dass die Leitrollen in entgegengesetztem Sinn umlaufen, also nicht beide fest auf der sie tragenden Achse sein dürfen.

Fig. 171. Halbgeschränkter Riemen mit Leitrolle. Die Triebrollen sind so gestellt, dass die Halbschränkung von Fig. 166 möglich würde, wenn nicht der Rollenabstand zu klein

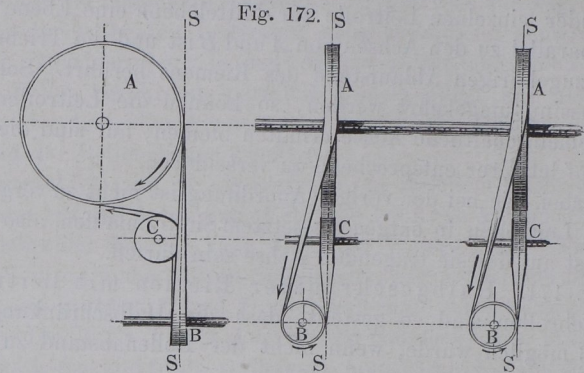
Fig. 171.



wäre. Um die Riemenleitung zu bewirken, ist hier zunächst eines der Riemenstücke in die Spur *SS* der Rollenebenen gelegt; sodann sind nach einem beliebig gewählten Punkt *c* der Spur *SS* die Tangenten *ca* und *cb* an die Rollenumfänge gezogen, und darauf berührend an *ac* und *bc*, und in deren Ebene die Leitrolle *C* angebracht. Die Drehung kann in beiden Richtungen erfolgen; jedoch hat die Leitrollenachse eine für die Construction unbequeme Lage, welche namentlich die Aufstellung des Riementriebes sehr erschwert, und dadurch diese Anordnung unpraktisch macht.

Fig. 172(a.f.S). Andere Anordnung des halbgeschränkten Riementriebes mit Leitrolle. Hier liegen die Triebrollen wieder so, dass die Spur *SS* ihrer Ebenen sie beide berührt; sodann ist aber die Leitrolle in die Ebene der Triebrolle *A* gebracht. Das von *A* ablaufende Riemenstück wird nun wie beim geschränkten Riemen schief nach Rolle *B* hin abgeleitet, das auflaufende Stück dagegen durch die Leitrolle *C* geführt, welche die Spur *S* und eine Tangente an *A*, welche aus einem beliebigen Punkt von

S gezogen ist, berührt. Es ist nur die durch die Pfeile angegebene Drehrichtung zulässig. Sehr geeignet ist diese Riemenleitung für



den Betrieb reihenweise geordneter stehender Wellen von einer liegenden Welle aus, und passt deshalb für Getreide-, Farbstoff-, Graphitmühlen u. s. w.

Allgemeiner Fall für geschränkte Achsen. Können die Rollen nicht so gelegt werden, dass die Spur ihrer Ebenen

Fig. 173.

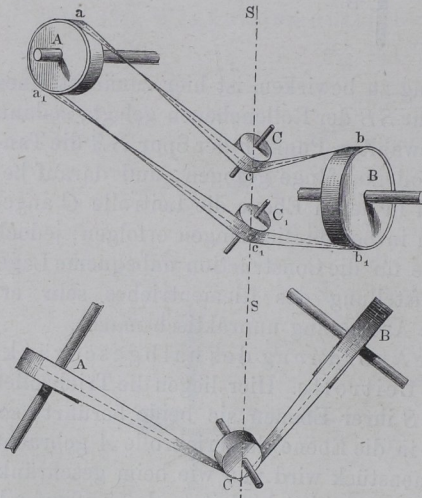
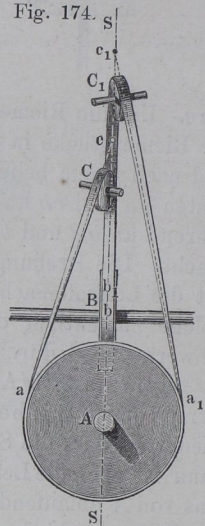


Fig. 174.

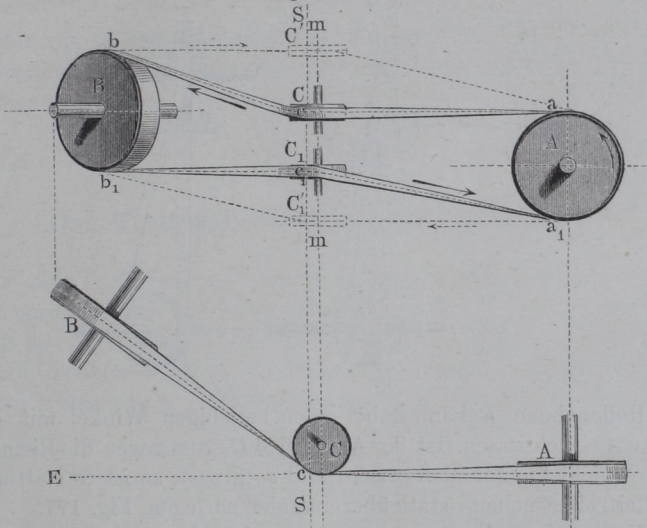


beide Rollen berührt, so müssen zwei Leitrollen angewandt werden. Den allgemeinen Fall dieser Anordnung, welcher überhaupt

als allgemeiner Fall der Leitrollentriebe anzusehen ist, zeigt Fig. 173, eine Anwendung desselben auf den Fall, dass die Spur SS durch die Mitte der zweiten Rollenebene geht, Fig. 174, wobei man sich die Achse von B in einer zu A parallele Ebene zu denken hat. Man suche zuerst die Spur SS der Rollenebenen auf, wähle in ihr zwei beliebige Punkte c und c_1 und ziehe von denselben aus die Tangenten ca und cb , $c_1 a_1$ und $c_1 b_1$ an die Rollenschnitte, so hat man in den Ebenen cab und $c_1 a_1 b_1$ die Ebenen zweier richtig wirkenden Leitrollen C und C_1 , welche so zu legen sind, dass sie die zugehörigen Rollentangenten berühren. Der Riementrieb kann nach beiden Richtungen umlaufen.

Eine Vereinfachung der Riemenleitung Fig. 173 erzielt man, indem man die Leitrollen auf eine und dieselbe geometrische Achse mm bringt, welche man parallel den beiden Triebrollen legt, Fig. 175.

Fig. 175.



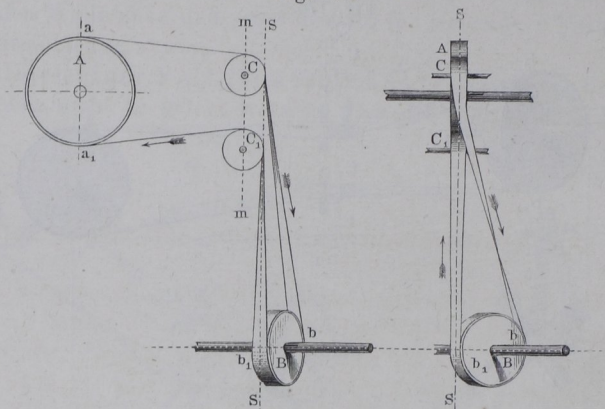
SS Spur der Rollenebenen, ac und $b_1 c_1$ Normalebenen auf dieselbe, in welche die Leitrollen C und C_1 gelegt werden, berührend die Geraden ac und $b_1 c_1$. Eine schiefe Ablenkung geschieht nur bei den Leitrollen. Die Pfeile geben die zulässige Drehrichtung an; soll dieselbe den entgegengesetzten Sinn haben, so sind die punktirt angegebenen Leitrollen C' und C'_1 anzuordnen.

Es verdient, namentlich mit Rücksicht auf Uebungsaufgaben,

bemerkt zu werden, dass der Riemen statt von c nach a und von c_1 nach a_1 auch von c nach a_1 und von c_1 nach a geleitet werden kann, wodurch ebenfalls Drehung in entgegengesetztem Sinn hervorgebracht wird. Auch lassen sich die Leitrollen senkrecht anstatt wagerecht stellen, d. h. so, dass C in die Ebene der Rolle A , C_1 in diejenige von B fällt, wobei aber gebührende Rücksicht auf die Grösse des Ablenkungswinkels zu nehmen ist (§. 111).

Wenn dann ausserdem die Triebrollen noch so gelegt werden können, dass die Spur SS der Rollenebenen die eine der Rollen berührt, so lässt sich bei ausreichendem Abstände der parallelen Ebenen, in welchen die Achsen von A und B liegen, statt der in Fig. 174, die recht praktische Riemenleitung in Fig. 176 anwenden, wo die Leitrollenachsen parallel zur Welle A angebracht sind.

Fig. 176.



Die Rollenebene B kann dabei einen beliebigen Winkel mit der Ebene A einschliessen. Ist der Abstand AC gross gegen die Riemenbreite (nicht kleiner als etwa 40 Mal so gross), so ist es statthaft die Leitrollen neben-, statt übereinander zu legen, Fig. 177.

Kann wegen Raummangels etwa eine der angegebenen bequemen Anordnungen nicht benutzt werden, so suche man wenigstens die Leitrollen in eine der Hauptebenen der Aufstellung zu bringen und unter sich parallel zu machen, wie es z. B. Fig. 178 zeigt (anwendbar u. a. auf den Regulatorbetrieb bei liegenden Dampfmaschinen). Ziehe die Tangente ab , und lege in die zur Zeichnung senkrechte durch ab geführte Ebene die Leitrolle C derart, dass sie in a die Spur von A und C berührt; ziehe ferner von

a_1 aus die Gerade $a_1 a_2$ parallel zu $a b$, und lege in die dadurch geführte zu C parallele Ebene die zweite Leitrolle C_1 , berührend die

Fig. 177.

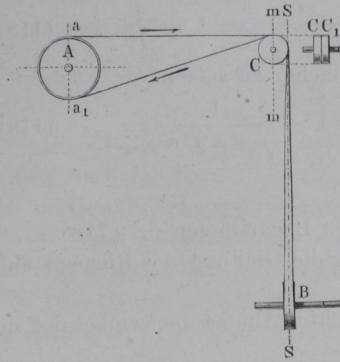
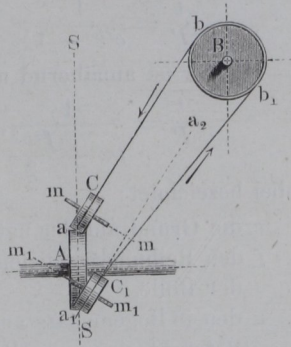


Fig. 178.



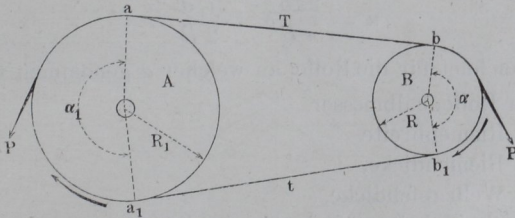
Spur von A und C_1 und die Ebene von B , so werden die Achsen $m m$ und $m_1 m_1$ parallel und kommen in eine zur Rolle B parallele Ebene zu liegen.

§. 113.

Der Treibriemen und seine Anspannungen.

Die Treibriemen werden gewöhnlich in Bandform aus Kuhleder, neuerdings auch aus Kautschuck gefertigt und in einer Breite von 50 bis 200^{mm} angewandt; für grosse Kräfte benutzt man doppelte und dreifache Riemen, für kleine Kräfte und sehr rasche Bewegungen häufig runde Treibschnüre aus Hanf, Baumwolle oder Leder.

Fig. 179.



Soll die Rolle B , Fig. 179, die mit einem Umfangswiderstand P

belastete Rolle A umtreiben, so müssen die Riemenanspannungen T und t im führenden und geführten Riementrum wenigstens so gross sein, dass:

$$\frac{t}{P} = \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}, \quad \frac{T}{P} = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} = 1 + \frac{t}{P} \dots (118)$$

Hierfür ist annähernd und einfacher zu setzen:

$$\frac{t}{P} = \frac{1}{f\alpha + \frac{f^2\alpha^2}{2}}, \quad \frac{T}{P} = 1 + \frac{1}{f\alpha + \frac{f^2\alpha^2}{2}} \dots (119)$$

wobei bezeichnet:

- e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen = 2,718 . . . ,
- f den Reibungscoefficienten für die Gleitung des Riemens auf der Rolle,
- α den in Bogenmaass ausgedrückten Umfassungswinkel der in Betracht gezogenen Rolle.

In (118) und (119) ist indessen keine Rücksicht auf Riemensteifigkeit und Achsenreibung genommen; diese mit in Betracht gezogen, ergibt sich

$$\left. \begin{aligned} \frac{t}{P} &= \frac{1}{e^{f\alpha}(1-u) - (1+u)} \dots \dots \dots \\ \frac{T}{P} &= \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}(1-u) - (1+u)} \dots \dots \dots \end{aligned} \right\} (120)$$

oder angenähert wie oben:

$$\left. \begin{aligned} \frac{t}{P} &= \frac{1}{\left(1 + f\alpha + \frac{f^2\alpha^2}{2}\right)(1-u) - (1+u)} \dots \dots (121) \\ \frac{T}{P} &= \left(1 + f\alpha + \frac{f^2\alpha^2}{2}\right) \frac{t}{P} \end{aligned} \right\}$$

wofern:

$$u = \frac{2s(b)}{\pi R} \delta + \frac{f_1 d}{2R} \dots \dots \dots (122)$$

Hier bezeichnet für die Rolle, an welcher α genommen wird:

- R den Rollenhalbmesser,
- b die Riemenbreite,
- δ die Riemendicke,
- d die Wellzapfendicke,
- s den Steifigkeitscoefficienten des Riemens,
- f_1 den Reibungscoefficienten der Wellzapfen.

Im Durchschnitt ist bei dem einfachen bandförmigen Riemen, der vorerst hier betrachtet wird, $\delta = 4,5^{\text{mm}}$, $\frac{b}{R} = 0,35$, $\frac{d}{R}$ etwa $= 0,25$, $s = 0,009$, $f_1 = 0,08$ zu setzen. Mit diesen Werthen ergibt sich zunächst:

$$1 + u = 1,02, \quad 1 - u = 0,98.$$

Der Coëfficient für die Reibung des Riemens auf der Rolle ist ferner nach Morin für:

Gewöhnliche fette Riemen auf dergleichen	0,28
Stark gefettete Riemen auf dergleichen	0,12

Die Coëfficienten für Kautschuck sind noch nicht bekannt.

Der Umspannungswinkel α geht bis zu etwa $0,8\pi$ herab, möchte aber in gewöhnlichen Fällen etwa $0,95\pi$ betragen. Nimmt man nun an, dass f in der Regel $= 0,28$ sei, in Folge der Einfettung der Riemen aber auf $0,24$ herabsinke, so sind die Werthe von T und t zwischen denjenigen, welche sich bei $f\alpha = 0,24 \cdot 0,8\pi$ und $f\alpha = 0,28 \cdot 0,95\pi$ finden, zu suchen.

Der erstere Werth liefert aus (121),

$$\frac{t}{P} = 1,37, \quad \frac{T}{P} = 2,44, \quad \frac{T+t}{P} = 3,81, \quad \frac{t}{T} = 0,561 \dots (123)$$

während der andere Werth liefert:

$$\frac{t}{P} = 0,89, \quad \frac{T}{P} = 1,95, \quad \frac{T+t}{P} = 2,84, \quad \frac{t}{T} = 0,456 \dots (124)$$

Bemerkung. In Folge der Verschiedenheit der Anspannungen T und t sind die Umfangsgeschwindigkeiten v und v_1 der Rollen in den Kreisen von den Halbmessern $R + \frac{\delta}{2}$ und $R_1 + \frac{\delta}{2}$ nicht gleich gross, sondern es findet ein durch unvermeidliches Gleiten des Riemens hervorgebrachter Geschwindigkeitsverlust — der Gleitungsverlust — statt, welcher sich aus folgender Formel berechnen lässt:

$$\frac{v_1 - v}{v} = \frac{1 - \frac{t}{T}}{1 + \frac{E}{\mathfrak{S}_1}} \dots \dots \dots (125)$$

wobei noch E den Elasticitätsmodul des Riemens, \mathfrak{S}_1 die Spannung im führenden Riementrum bezeichnet. Im Mittel beträgt

derselbe*) nahe $\frac{1}{2}$ Procent. Der hierbei gleichzeitig stattfindende Arbeitsverlust geht auf Erwärmung und Abreibung des Riemens und der Rollen.

§. 114.

Berechnung des einfachen bandförmigen Riemens.

Man kann in dem führenden Riementrum gut die Spannung $\mathfrak{S}_1 = \frac{1}{200} \sqrt[4]{b^3}$ pro mm^2 gestatten; für die grösseren Riemenbreiten wird ausserdem meist dickeres Leder gewählt, als für die kleineren, und zwar erhält man gute Uebereinstimmung mit der Praxis, wenn man setzt: $\delta = 1,5 \sqrt[4]{b}$. Hieraus ergibt sich, wenn noch $p = \mathfrak{S}_1 \delta$ die pro mm Breite entstehende Anspannung bezeichnet, für:

$b =$	50	100	150	200 ^{mm}
$\delta =$	3,97	4,74	5,25	5,64 ^{mm}
$\mathfrak{S}_1 =$	0,09	0,16	0,21	0,27 ^k
$p =$	0,36	0,76	1,10	1,52 ^k .

Unter diesen Annahmen erhält man für die Riemenbreite:

1. wenn an der Riemscheibe ein Umfangswiderstand P wirkt:

$$b = 18 \sqrt{P} \dots \dots \dots (126)$$

2. wenn N Pferdestärken bei n minutlichen Umdrehungen übertragen werden sollen:

$$b = 15250 \sqrt{\frac{N}{Rn}} \dots \dots \dots (127)$$

3. oder wenn die Uebertragung bei v^m Riemengeschwindigkeit stattfinden soll:

$$b = 156 \sqrt{\frac{N}{v}} \dots \dots \dots (128)$$

4. bei einem statischen Momente (PR) als Widerstand:

$$b = 6,87 \sqrt{\frac{b}{R}} (PR) \dots \dots \dots (129)$$

*) Bei $E = 15 - 20^t$, s. Tabelle §. 2, einem Mittelwerthe, welchen Hirn auf Anregung des Verfassers durch sorgfältige Versuche an gebrauchten aber wohl erhaltenen Riemen bestimmt hat. Aeltere Versuche von Bevan geben allerdings E nur ungefähr halb so gross, und dann den Gleitungsverlust weit stärker als oben mitgetheilt ist.

5. oder auch:

$$b = 615 \sqrt[3]{\frac{b}{R} \frac{N}{n}} \dots \dots \dots (130)$$

wobei es in allen Fällen gut ist, die Riemenbreite gegen den Rollenhalbmesser nicht grösser zu nehmen als:

$$\frac{b}{R} = \frac{0,7}{1 + \frac{R}{R_1}} \dots \dots \dots (131)$$

Diese Formel, bei welcher R und R_1 die Halbmesser der zusammenarbeitenden Rollen sind, gibt bei:

$\frac{R}{R_1} = 1$	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6	7	8
$\frac{b}{R} = 0,35$	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08
$\frac{b}{R_1} = 0,35$	0,39	0,42	0,45	0,47	0,50	0,52	0,56	0,58	0,60	0,61	0,62

Es ist für die Kraftersparniss nur nützlich, wenn $\frac{b}{R}$ kleiner genommen wird, als es diese Zahlenreihe angibt.

Die übertragbare Kraft ist beim Riemetrieb begrenzt. Ein einfacher Lederriemen von der Maximalbreite 200^{mm} kann nach (126) als Maximum die Kraft $P = \frac{1}{18^2} 200^2 = 123,5^k$ übertragen, wobei übrigens seine Anspannung T nach Formel (123) = 2,44 . 123,5 = 301,3^k ist. Das zulässige Maximum der Riemen-, d. i. Rollenumfangsgeschwindigkeit, zu 32^m setzend, erhält man für denselben Riemen das Maximum der übertragbaren Arbeitstärke in Pferden aus (128): $N_{max} = \frac{1}{156^2} 200^2 \cdot 32 = 52,6$ Pferdestärken. Selten wird indessen die Riemengeschwindigkeit bis zu 32^m getrieben. Bei dem Doppelriemen (vergl. Formel (132)) steigen auch P_{max} und N_{max} auf das 1,33² = 1,78fache.

§. 115.

Tabelle über die Breite des einfachen Riemens.

Nachstehende Tabelle ist nach den Formeln (126), (127), (129) und (130) berechnet, wobei wegen der kleinen Werthe von $\frac{N}{Rn}$ und

$\frac{b}{R} \frac{N}{n}$ statt ihrer 1000 $\frac{N}{Rn}$ und 1000 $\frac{b}{R} \frac{N}{n}$ eingeführt sind.

Riemen- breite b .	P	$1000 \frac{N}{Rn}$	$\frac{b}{R} (PR)$	$1000 \frac{b}{R} \frac{N}{n}$
50	7,72	0,011	385	0,538
55	9,34	0,013	512	0,715
60	11,11	0,015	665	0,929
65	13,04	0,018	846	1,181
70	15,12	0,021	1056	1,475
75	17,36	0,024	1299	1,814
80	19,75	0,027	1576	2,202
85	22,30	0,031	1890	2,641
90	25,00	0,035	2245	3,135
95	27,85	0,039	2641	3,687
100	30,86	0,043	3080	4,300
110	37,34	0,052	4099	5,732
120	44,44	0,062	5322	7,430
130	52,15	0,073	6767	9,446
140	60,49	0,084	8452	11,799
150	69,44	0,097	10395	14,513
160	79,00	0,110	12616	17,613
170	89,19	0,124	15132	21,126
180	102,99	0,139	17963	25,078
190	110,75	0,155	21126	29,487
200	122,72	0,172	24640	34,392
210	135,30	0,190	28524	39,813
220	148,49	0,208	32796	45,776
230	162,30	0,227	37474	52,306
240	176,72	0,248	42578	59,429
250	191,75	0,269	48125	67,172
260	207,40	0,291	54134	75,559
270	223,66	0,313	60624	84,620
280	240,53	0,337	67612	94,372
290	258,02	0,362	75118	104,848

Bemerkung. Formel (126) setzt wie (127) die Annahme von R voraus; beide Formeln liefern nur für die Fälle brauchbare

Werthe, wo sich schliesslich $\frac{b}{R}$ nicht grösser herausstellt, als Formel (131) verlangt. Bei Benutzung der Spalten unter P und $\frac{1000 N}{Rn}$ vorstehender Tabelle muss daher eine nachträgliche Probe erst nachweisen, ob $\frac{b}{R}$ klein genug ist, also der voraus angenommene Scheibenhalmesser angewandt werden darf.

1. *Beispiel.* Ein Riementrieb ist bestimmt, 2 Pferdestärken von einer 60mal in der Minute umlaufenden Welle auf eine doppelt so schnell laufende zu übertragen; Riemenbreite und Rollenhalbmesser werden gesucht. Hier ist $\frac{N}{n} = \frac{1}{30}$, $\frac{R}{R_1} = 2$. Nach (131) soll nun sein: $\frac{b}{R} < 0,23$. Dies liefert $1000 \cdot \frac{b}{R} \frac{N}{n} = \frac{1000 \cdot 0,23}{30} = 7,66 \dots$, und mithin laut Spalte 5 Zeile 13: b etwas über 120^{mm} , bei welcher Zahl man stehen bleiben kann. An der anderen Scheibe rechnend hat man $\frac{N}{n_1} = \frac{1}{60}$, $\frac{R_1}{R} = \frac{1}{2}$, also nach (131) $\frac{b}{R_1} = 0,47$, giebt $1000 \frac{b}{R_1} \frac{N}{n_1} = 7,83$, was sehr nahe auf den vorhin ermittelten Werth führt, und streng genommen ganz dieselbe Zahl liefern sollte; der kleine Unterschied rührt von den Abrundungen der Werthe von $\frac{b}{R_1}$ aus (131) her. — Man hat nun noch $R = \frac{1}{0,23} \cdot 120 = 522^{\text{mm}}$, $R_1 = 261^{\text{mm}}$, wofür wir 520 und 260^{mm} nehmen würden.

2. *Beispiel.* Ein Seilaufzug von 200^k Zuglast, welche durch ein 15^{mm} dickes Seil gehoben werden soll, habe eine Seiltrommel von 90^{mm} Halbmesser (gemessen bis zur Seilmitte), und soll durch eine auf der Trommelwelle sitzende Riemscheibe von 1^{m} Durchmesser, der eine gleichgrosse gegenübersteht, getrieben werden; gesucht: die Riemenbreite. Hier ist der auf den Riemscheibenumfang zurückgeführte Widerstand $P = \frac{90 \cdot 200}{500} = 36^k$, und demnach gemäss Spalte 2 Zeile 12 die Riemenbreite zu nehmen: $b = 110^{\text{mm}}$. $\frac{b}{R}$ wird $= \frac{110}{500} = 0,22$, dürfte aber nach (131) bis zu $0,35$ gehen; der gefundene Werth ist also brauchbar.

3. *Beispiel.* Eine Pumpe von 40^k Kolbenwiderstand soll durch eine Kurbel von 300^{mm} Armlänge getrieben werden; die Kurbelwelle werde von einer zweiten, $\frac{4}{7}$ mal so schnell laufenden Welle mittelst Riemen getrieben; gesucht: die Scheiben und der Riemen. Hier ist $\frac{R_1}{R} = 1,75$, also zu nehmen nach (131): $\frac{b}{R_1} = 0,25$; dies gibt $\frac{b}{R_1}(PR) = 0,25 \cdot 40 \cdot 300 = 3000$, also nach Spalte 4 Zeile 11: $b = 100^{\text{mm}}$, und somit $R_1 = 4 \cdot 100 = 400^{\text{mm}}$, $R = \frac{4}{7} \cdot 400 \sim 230^{\text{mm}}$.

4. *Beispiel.* Gäbe man der grösseren Scheibe aus *Beispiel 1.* von vornherein 600^{mm} Halbmesser, so wäre $\frac{1000 N}{R n} = \frac{1000}{600 \cdot 30} = 0,055$. Hierfür ist dann nach Spalte 3 Zeile 12 b etwas über 110^{mm} zu nehmen, welcher Werth brauchbar ist; denn nach (131) soll $\frac{b}{R} \approx 0,23$ sein, während hier wird: $\frac{b}{R} = \frac{110}{600} = 0,183$.

Fällt eine Riemenbreite über 200^{mm} hinaus, so kann die Uebertragung auf zwei Riemen von der halben herauskommenden Breite vertheilt, oder auch ein Doppelriemen angewandt werden (s. den folgenden Paragraphen).

§. 116.

Doppelriemen. Treibschnüre.

Die Dicke δ_2 des Doppelriemens fällt etwa 1,75 mal so gross aus, als die des einfachen. Man nehme seine Breite:

$$b_2 = 0,75b \dots \dots \dots (132)$$

wenn b die Breite des auf dieselbe Aufgabe anzuwendenden einfachen Riemens bezeichnet, und mache den Rollenhalbmesser gleich demjenigen, welcher sich für den einfachen Riemen ergeben hatte.

Beispiel. Für das 1. *Beispiel* des vorigen Paragraphen ergab sich $b = 120^{\text{mm}}$, $R = 520^{\text{mm}}$. Bei Anwendung eines Doppelriemens machen wir also $b_2 = 0,75 \cdot 120 = 90^{\text{mm}}$ und lassen $R = 520^{\text{mm}}$ wie oben.

Die Treibschnüre werden fast immer nach dem Gefühl angenommen; ist die zu übertragende Umfangskraft P bekannt, so gebe man der Treibschnur eine nicht unter $4\sqrt{P}$ betragende Dicke.

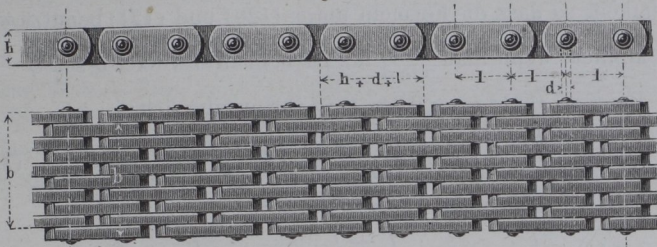
§. 117.

Kettenriemen. Keilkette.

Seit einigen Jahren bedient man sich an vielen Orten des (Rouiller'schen) Kettenriemens, einer Gelenkkette mit lederen Gliedern und vernieteten drahtstiftähnlichen Zapfen, Fig. 180. Da die Glieder dieser Lederkette aus Abfällen hergestellt, dieselbe überdies sehr bequem verkürzt und verlängert werden kann, wird sie billiger und zweckmässiger gefunden als der bandförmige

Riemen. Soll der Kettenriemen einen nach den obigen Regeln berechneten einfachen bandförmigen Riemen ersetzen, so

Fig. 180.



gebe man ihm so viele Glieder, dass die Gesamtbreite b gleich der des bandförmigen Riemens wird, und mache dabei:

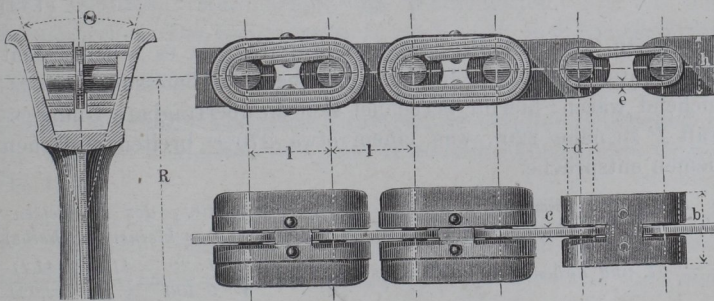
$$h = 11^{\text{mm}}, \quad d = 3^{\text{mm}}, \quad l = 16^{\text{mm}} \dots \dots (133)$$

Soll der Kettenriemen einen nach (132) berechneten Doppelriemen, d. i. einen $\frac{4}{3}$ mal so breiten einfachen Riemen ersetzen, so mache man zunächst b gleich der Breite b_2 des Doppelriemens, d. i. $= \frac{3}{4}$ der Breite des gleichwerthigen einfachen Riemens, und ausserdem:

$$h = 15^{\text{mm}}, \quad d = 4\frac{1}{3}^{\text{mm}}, \quad l = 21^{\text{mm}} \dots \dots (134)$$

Einen anderen Ersatz des bandförmigen Riemens, für grosse Umfangskräfte, u. a. für den Betrieb landwirthschaftlicher Maschinen gut geeignet, ist die (Clissold'sche) Keilkette, Fig. 181, eine eiserne Gelenkkette, bei welcher je ein ums andere Glied mit

Fig. 181.



einer keilförmig zugeschnittenen Lederbewicklung versehen ist, die in den trapezisch profilirten Rollenumfang passt. Hinsichtlich der Berechnung der Anspannungen tritt hier die Reibung der Kettenzapfen an die Stelle der in §. 113 in Betracht gezogenen Riemensteifigkeit, so dass die Formeln unter (120) und (121) benutzt werden können, wenn man $\frac{f\alpha}{\sin\theta}$ für $f\alpha$ beim Keilwinkel θ setzt.

Bei $f = 0,24$, $\alpha = 0,8\pi$, $\theta = 30^\circ$ ergibt sich:

$$\frac{t}{P} = 0,20, \quad \frac{T}{P} = 1,23, \quad \frac{T+t}{P} = 1,43, \quad \frac{t}{T} = 0,163 \dots (135)$$

und bei $f = 0,28$, $\alpha = 0,95\pi$, $\theta = 30^\circ$:

$$\frac{t}{P} = 0,12, \quad \frac{T}{P} = 1,15, \quad \frac{T+t}{P} = 1,27, \quad \frac{t}{T} = 0,105 \dots (136)$$

welche Werthe bedeutend günstiger als die für den Bandriemen, Formel (123) und (124), sind, und bei dem grossen laufenden Gewicht der Keilkette eine manchmal ganz schlaff erscheinende Auflegung derselben gestatten. Unter Zugrundelegung der Werthe aus (135) ergibt sich (vergl. §. 37) für die Kettenzapfendicke:

$$\left. \begin{aligned} d &= 0,54 \sqrt{P} = 457 \sqrt{\frac{N}{nR}} \dots \dots \dots \\ \text{oder auch:} \\ d &= 0,46 \sqrt[3]{\frac{l}{R} (PR)} = 41,11 \sqrt[3]{\frac{l}{R} \frac{N}{n}} \dots \dots \dots \end{aligned} \right\} (137)$$

wobei zu machen ist:

$$\frac{l}{d} = 3, \quad \frac{b}{d} = 2^{3/4}, \quad \frac{c}{d} = 1/3, \quad \frac{e}{d} = 1/5, \quad \frac{h}{d} = 2^{1/6} \dots (138)$$

und es sehr zweckmässig ist, bei der kleineren Rolle

$$\frac{R}{l} \geq 5 \dots \dots \dots (139)$$

zu nehmen. In der Praxis geht man mit d wie es scheint nicht gern unter 8^{mm} , auch wenn geringere Abmessungen ausreichend wären; hierfür berechnet sich die übertragbare Umfangskraft P zu nahe 220^{k} , was einem etwa 270^{mm} breiten einfachen Riemen entspräche.

Beispiel. Gegeben $N = 20$, $n = 50$, $n_1 = 100$; der Keilkettentrieb ist zu berechnen. Wir wählen den Halbmesser (der kleineren Scheibe)

$$R_1 = 5l, \text{ und haben dann nach (137): } d = 41,11 \sqrt[3]{\frac{1}{5} \frac{20}{100}} = \frac{41,11}{\sqrt[3]{25}} = \frac{41,11}{2,924}$$

$= 14,06 \sim 14^{mm}$. Dies gibt nach (138) $l = 3 \cdot 14 = 42^{mm}$, $b = \frac{23}{4} \cdot 14 \sim 38^{mm}$, $c \sim 5^{mm}$, $e \sim 3^{mm}$, $h = \frac{2}{6} \cdot 14 \sim 30^{mm}$, $R_1 = 5l = 210^{mm}$, $R = 420^{mm}$.

Der Keilkettentrieb ist der indirecte Keilradertrieb (vergl. §. 109); eine andere Form desselben (ebenfalls von Clissold versucht), bei welcher statt der Kette ein im Querschnitt trapezischer dicker Riemen benutzt wurde, ist wegen dessen geringer Dauerhaftigkeit aufgegeben worden; als eine unvollkommene Form des indirecten Keilradtriebes ist übrigens der Schnurtrieb (vergl. Fig. 184) zu betrachten.

§. 118.

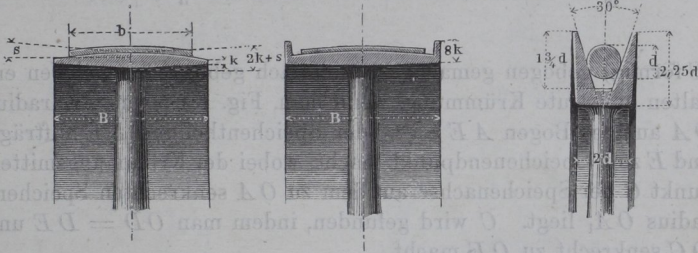
Der Kranz oder die Felge der Riemscheibe.

Bei flachen Riemen erhält die Rollenfelge eine sanfte Wölbung, Fig. 182 und Fig. 183, welche den Riemen stets nach der Kranz-

Fig. 182.

Fig. 183.

Fig. 184.



mitte hinführt. Man nehme die Wolbungshohe $s = \frac{1}{20}$ der Riemenbreite. Die Felgenbreite B wird $= \frac{5}{4}$ der Riemenbreite genommen, die Randdicke k der Felge $= 2 + \frac{B}{100}$. Schnell laufende und stark stossende Riemscheiben erhalten Seitenränder, Fig. 183, die Schnurscheiben eine trapezische eingedrehte Rinne, Fig. 184.

Beispiel. Eine Rolle für einen 120^{mm} breiten Riemen erhält nach dem obigen eine Kranzbreite $B = \frac{5}{4} \cdot 120 = 150^{mm}$, am Rande eine Kranzdicke $= 2 + 1,5 = 3,5^{mm}$; die Wölbung wird $\frac{120}{20} = 6^{mm}$ hoch; der Kranz in der Mitte also $2 \cdot 3,5 + 6 = 13^{mm}$ dick.

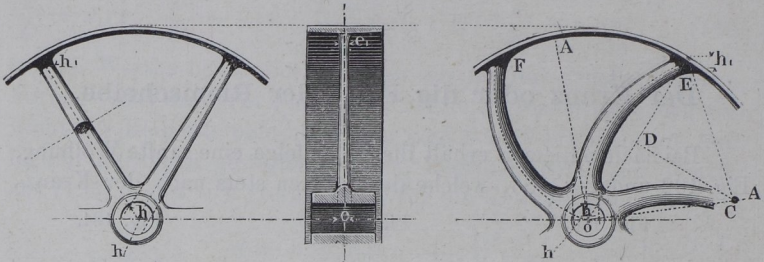
§. 119.

Die Arme oder Speichen der Riemscheibe.

Man gibt den Riemscheibenspeichen in der Regel ovale Querschnitte, deren Breite sich an jeder Stelle zur Höhe (letztere in der Rollenebene gemessen) wie 1 : 2 verhält. Die Speichenachse wird gerade, Fig. 185, oder einfach gebogen, Fig. 186, oder zweifach

Fig. 185.

Fig. 186.



(S förmig) gebogen gemacht. Die einfach gebogenen Speichen erhalten eine gute Krümmung, wenn man, Fig. 186, vom Armradius OA aus den Bogen $AE = \frac{2}{3}$ der Speichentheilung EF aufträgt, und E zum Speichenendpunkt macht, wobei der Krümmungsmittelpunkt C der Speichenachse auf dem zu OA senkrechten Speichenradius OA_1 liegt. C wird gefunden, indem man $OD = DE$ und DC senkrecht zu OE macht.

Eine gute Speichenvertheilung wird erhalten, wenn die Speichenzahl \mathfrak{N} genommen wird:

$$\mathfrak{N} = \frac{1}{2} \left(5 + \frac{R}{b} \right) \dots \dots \dots (140)$$

Ferner erhält man gute Abmessungen für die Speiche, wenn man deren Höhe h in der Rollenmitte nach folgender Formel nimmt:

$$\frac{h}{b} = 0,40 + \frac{1}{40} \frac{R}{b} \dots \dots \dots (141)$$

und die Höhe h_1 am Radkranz $= \frac{2}{3} h$ macht. Die Formeln (140) und (141) liefern bei:

$\frac{R}{b} = 1$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\eta = 3$		4		5		6		7		8		9
$\frac{h}{b} = 0,43$	0,45	0,48	0,50	0,53	0,55	0,58	0,60	0,63	0,65	0,68	0,70	0,73

Beim Doppelriemen ist in (140) und (141) für b die Breite b_2 einzuführen; es ändern sich im übrigen die Formeln nicht, d. h. die Speichen werden beim einfachen Riemen schon so stark genommen, als es dem Doppelriemen von derselben Breite zukommt.

Beispiel. Für die grössere Rolle in Beispiel 1, §. 115, ergab sich $\frac{b}{R} = 0,23$, $R = 520\text{mm}$, $b = 120\text{mm}$. Hier würden wir also nach (140) fünf Speichen anwenden, welche eine Höhe $h = 0,53b = 0,53 \cdot 120 = 64\text{mm}$ in der Rollenmitte erhielten.

Verzeichnung der Speichenprofile. a. Gerade Speichen, Fig. 187. Ziehe den Durchmesser EOC , mache $ab = cC = Cd = \frac{2}{3}h$ und ziehe die Geraden ac und bd , so liefern diese links und rechts von OE die Speichenbegrenzungen, welche an Kranz und Nabe weich überzuführen sind. b. Einfach gebogene Speichen, Fig. 188. C sei gefunden, wie oben angegeben wurde, so ziehe man die Gerade

Fig. 187.

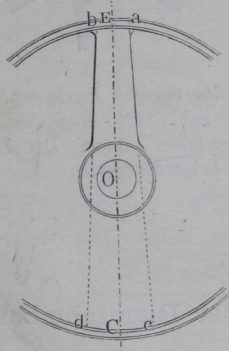
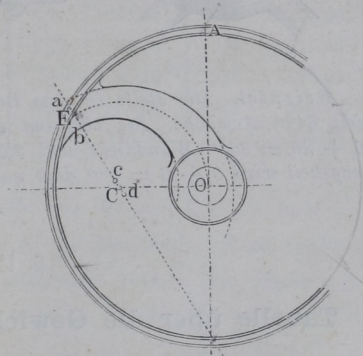


Fig. 188.



ad , mache $aE = Eb = \frac{h}{3}$, und $Cc = Cd = \frac{h}{6}$, so ist c der Mittelpunkt und cb der Halbmesser für die innere Speichenbegrenzung, während d der Mittelpunkt und da der Halbmesser für die äussere Begrenzung der Speiche ist.

§. 120.

Die Nabe der Riemscheibe.

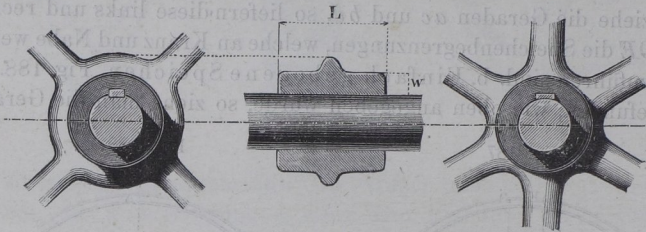
Die Rollen-Nabe wird cylindrisch und mit weicher Ineinanderführung der Speichenansätze ausgeführt. Man nehme für die Nabenwanddicke:

$$w = 10 + 0,4h \dots \dots \dots (142)$$

und die Nabelänge L nicht unter $2,5w$; doch wird dieses Maass häufig der Bequemlichkeit halber bis auf $B = \frac{5}{4}b$ erhöht. Der Befestigungskeil erhält die mittlere Dicke $3 + \frac{w}{6}$ und zur Breite das Doppelte dieses Maasses.

Fig. 189.

Fig. 190.



Beispiel. Die Rolle in dem Beispiel des vorigen Paragraphen erhielt 64^{mm} Armhöhe. Sie bekommt daher nach (142) eine Nabe von $10 + 26 = 36^{\text{mm}}$ Wanddicke und $2,5 \cdot 36 = 80^{\text{mm}}$ Länge. Der Befestigungskeil wird $3 + 6 = 9^{\text{mm}}$ dick und 18^{mm} breit genommen.

§. 121.

Tabelle über die Gewichte der Riemscheiben.

Die Gewichte der Rollen lassen sich nur annähernd allgemein vorausberechnen, da die Nabhöhlung von der Welle abhängt, auch die Freiheit in der Wahl gerader oder gebogener Speichen kleine Unterschiede bei sonst gleichgrossen Rollen hervorruft. Im Durchschnitt wird das Gewicht G einer nach den obigen Regeln entworfenen Riemscheibe gut ausgedrückt durch die Formel:

$$G = \left[4,73 \frac{R}{b} + 0,44 \left(\frac{R}{b} \right)^2 + 0,09 \left(\frac{R}{b} \right)^3 \right] b^3 \dots (143)$$

wobei R und b in Decimetern einzusetzen sind. Nach dieser Formel ist die folgende Tabelle berechnet.

$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$
1	5,26	2,5	15,98	5,0	45,90	8,25	119,51
1,1	5,86	2,6	16,85	5,2	49,15	8,70	129,47
1,2	6,47	2,7	17,75	5,4	52,54	8,75	135,37
1,3	7,09	2,8	18,67	5,6	56,09	9,00	143,82
1,4	7,73	2,9	19,61	5,8	59,80	9,25	152,63
1,5	8,39	3,0	20,58	6,0	63,66	9,50	161,82
1,6	9,06	3,2	22,59	6,2	67,69	9,75	171,36
1,7	9,75	3,4	24,71	6,4	71,88	10,00	181,30
1,8	10,46	3,6	26,92	6,6	76,26	10,25	191,63
1,9	11,19	3,8	29,27	6,8	80,81	10,50	202,63
2,0	12,66	4,0	31,72	7,0	85,54	11,0	225,06
2,1	12,71	4,2	34,30	7,25	91,72	11,5	249,46
2,2	13,49	4,4	37,00	7,50	98,19	12,0	275,64
2,3	14,30	4,6	39,83	7,75	104,98	12,5	298,93
2,4	15,13	4,8	42,79	8,00	112,08	13,0	333,58

Beispiel. Für die grössere Rolle aus Beispiel 1, §. 115 fand sich $\frac{R}{b} = \frac{520}{120} = 4,33$, und $b = 120\text{mm} = 1,2$ Decimeter. Nach Spalte 4, Zeile 12 bis 13 wird daher das ungefähre Gewicht der Riemscheibe $G = \frac{34,30 + 37,00}{2} \cdot 1,2^3 = 17,28 \cdot 35,56 = 61,45^k$. Die kleinere Rolle erhielt 260mm Durchmesser; mithin ist für dieselbe $\frac{R}{b} = \frac{260}{120} = 2,17$, und ihr Gewicht nach Spalte 2, Zeile 12 bis 13:

$$G = \frac{12,71 + 13,49}{2} \cdot 1,2^3 = 13,1 \cdot 1,728 = 22,64^k.$$

XIII. DER HIRN'SCHE DRAHTSEILTRIEB.

§. 122.

Anordnung des Drahtseiltriebes.

Der Drahtseiltrieb, erfunden gegen 1850 von den Brüdern Hirn*), bezweckt die Fortleitung von Triebkräften auf grosse Entfernungen, die bis zu 1000^m und darüber gehen können, ohne dass erhebliche Kraftverluste stattfinden. Er beruht der Hauptsache nach auf denselben Grundsätzen, wie der Riementrieb, indem er nichts anderes ist als ein, meist schnelllaufender Rollentrieb, bei welchem statt des Riemens ein schlaff auf den Rollen hängendes, sich durch sein eigenes Gewicht spannendes Drahtseil angewandt wird.

Die beiden Hauptrollen eines einfachen Seiltriebes erhalten durchgängig parallele Achsen, sowie eine gemeinschaftliche Mittelebene, so dass Selbstleitung des Seiles entsteht. Gewöhnlich liegen ausserdem die Rollenachsen des einfachen Seiltriebes auch noch in einer wagerechten Ebene, wobei der Seiltrieb ein horizontaler heisst; ist die Ebene der Achsen geneigt gegen die Bodenfläche, so wird der Seiltrieb ein schiefer genannt; senkrechte Seiltriebe sind wenig zweckmässig und nicht gebräuchlich. Ein Seiltrieb, bei welchem die getriebene Rolle die übertragene Kraft behufs der Fortleitung wieder an eine treibende abgibt, heisst ein zusammengesetzter Seiltrieb. Bei dem einfachen Seiltrieb werden die Triebrollen in der Regel von gleicher Grösse gemacht.

Damit das Treibseil bei nicht ausreichender Höhe über dem Boden diesen nicht streife, müssen demselben bei den grösseren Rollenabständen Tragrollen untergestellt werden, welche bei ganz kleinem Rollenstand auch als Spannrollen dienen können. Die Schiefstellung der Tragrollen ermöglicht auch die Seil-Leitung für winklig und geschränkt stehende Triebrollen-Achsen, ohne dass indessen hiervon bis jetzt viel Gebrauch gemacht worden wäre.

*) Von der Fabrik von Stein in Mühlhausen z. Z. schon in mehr als 500 Ausführungen angewandt.

Für bedeutende Ablenkungen dürfte auch die Einschaltung liegender Leitrollen zwischen nahenachbarte stehende, oder aber die Anwendung eines zusammengesetzten Seiltriebes mit eingeschalteten Winkelrädern besser geeignet sein.

Als untere Grenze für den Triebrollenstand möchte die Grösse von 15 bis 20 Meter anzusehen sein; die Abstände der etwaigen Tragrollen richten sich nach der Lage des Seiles über dem Boden und der Zugänglichkeit des letzteren.

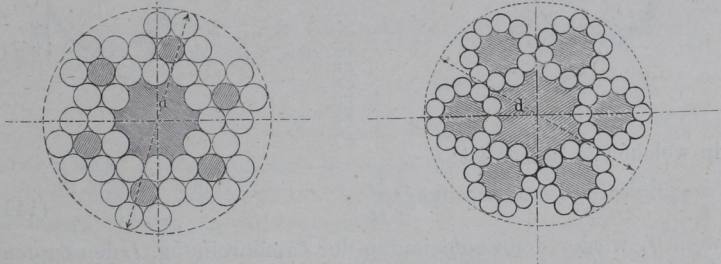
§. 123.

Das Treibseil und seine Anspannungen.

Die gewöhnlichen Treibseile sind 36drähtige runde Eisendrahtseile, aus 6 Litzen von je 6 Drähten bestehend, welche um eine Hanfseele herumgelegt sind, und selbst jede eine dünne Hanfseele enthalten, Fig. 191. Will man das Seil verstärken, so kann

Fig. 192.

Fig. 191.



man, wie es scheint ohne Nachtheil, statt der mittleren Hanflitze auch noch eine 6drähtige Seillitze anbringen. Die Drähte drängen sich so eng als möglich zusammen, so zwar, dass das fertige Seil fast ganz genau die 8fache *) Drahtdicke zum Durchmesser erhält.

*) Bei Annahme vollständigen Schlusses der Drähte nicht die 10fache, wie es in der Constructionslehre §. 237 angegeben ist, wo ein lockeres Aufeinanderliegen der Drähte vorausgesetzt wurde. Diese Zifferänderung bringt keine wesentliche Aenderung in den dortigen Angaben hervor, da sich die Angaben für den Rollenhalbmesser doch stets schliesslich auf die Drahtdicke beziehen, für welche dort stets $\frac{d}{10}$ zu nehmen ist.

$$\frac{t}{P} = 1, \frac{T}{P} = 2, \frac{T+t}{P} = 3, \frac{t}{T} = \frac{1}{2} \dots \dots \dots (146)$$

Bemerkung. Der in §. 113 erwähnte Gleitungsverlust beträgt beim einfachen Seiltrieb durchschnittlich noch nicht 1/50 Procent, ist also vernachlässigbar.

§. 124.

Berechnung der Seildicke und Triebrollengröße.

Für ein *i*-drähtiges Eisendraht-Treibseil machen wir nun die durch den Zug *T* im führenden Seiltrum hervorgerufene Dehnungs-Spannung \mathfrak{S}_1 in den Drähten: $\mathfrak{S}_1 < 18^k$, und haben zu nehmen:

1. Wenn an der Seilscheibe ein Umfangswiderstand *P* wirkt, die Drahtdicke:

$$\delta = 1,60 \sqrt{\frac{1}{i}} \sqrt{\frac{P}{\mathfrak{S}_1}} \dots \dots \dots (147)$$

2. wenn *N* Pferdestärken bei *v^m* Umfangs- oder Seilgeschwindigkeit übertragen werden sollen:

$$\delta = 13,86 \sqrt{\frac{1}{i}} \sqrt{\frac{N}{\mathfrak{S}_1 v}} \dots \dots \dots (148)$$

wobei *v* nicht über 30 bis 32^m betragen darf;

3. wenn *N* Pferdestärken bei *n* minutlichen Umdrehungen der Rollen übertragen werden sollen:

$$\delta = 1349 \sqrt{\frac{1}{i}} \sqrt{\frac{N}{\mathfrak{S}_1 R n}} \dots \dots \dots (149)$$

4. wenn noch *s* = 18 — \mathfrak{S}_1 die durch das Biegen des Seiles um die Rollen in den Drähten entstehende Biegungsspannung bezeichnet, und ein statisches Moment (*PR*) der Drehung der getriebenen Rolle entgegenwirkt:

$$\delta = 0,0634 \sqrt[3]{\frac{1}{i}} \sqrt[3]{\frac{s}{\mathfrak{S}_1} (PR)} \dots \dots \dots (150)$$

5. oder endlich, wenn statt des Momentes (*PR*) wieder *N* und *n* gegeben sind:

$$\delta = 5,67 \sqrt[3]{\frac{1}{i}} \sqrt[3]{\frac{s N}{\mathfrak{S}_1 n}} \dots \dots \dots (151)$$

Dabei ist sorgfältig darauf zu achten, dass der Rollenhalbmesser R im Verhältniss zur Drahtdicke nicht kleiner gewählt werde, als:

$$\frac{R}{\delta} = \frac{10000}{s} \dots \dots \dots (152)$$

Diese letzte Formel hat folgende Ergebnisse:

\mathfrak{E}_1	s	$\frac{R}{\delta}$	\mathfrak{E}_1	s	$\frac{R}{\delta}$
0,5	17,5	571	9	9	1111
1	17	588	10	8	1250
2	16	625	11	7	1429
3	15	667	12	6	1667
4	14	714	13	5	2000
5	13	769	14	4	2500
6	12	833	15	3	3333
7	11	909	16	2	5000
8	10	1000	17	1	10000

Den im Zahlenwerth kleinsten Rollenhalbmesser bei constanter Summe $\mathfrak{E}_1 + s$ erzielt man, wenn man $\frac{s}{\mathfrak{E}_1} = 2$ nimmt. Dies entspricht unseren Werthen $\mathfrak{E}_1 = 6, s = 12, \frac{R}{\delta} = 833$; in der Nähe dieser Werthe fällt die numerische Grösse von R wenig verschieden von ihrem Minimum aus. R grösser als nöthig zu nehmen (vielleicht wegen vorhandenen Modelles) ist unschädlich.

§. 125.

Tabelle über die Drahtdicke der Triebseile.

Die erstere der beiden folgenden Tabellen ist nach Formel (147) bis (149), die andere nach (150) und (151) berechnet; um unbequeme Zahlen zu vermeiden, wurde aus (149) $1000 \frac{N}{\mathfrak{E}_1 R n}$ anstatt $\frac{N}{\mathfrak{E}_1 R n}$ entwickelt.

Drahtdicke δ bei der Drahtzahl					$\frac{P}{\mathfrak{E}_1}$	$\frac{N}{\mathfrak{E}_1 v}$	$\frac{1000 N}{\mathfrak{E}_1 R n}$
$i = 36$	$i = 42$	$i = 48$	$i = 60$	$i = 72$			
0,5	0,46	0,43	0,39	0,35	3,52	0,047	0,005
0,6	0,55	0,52	0,46	0,42	5,06	0,068	0,007
0,7	0,65	0,61	0,54	0,49	6,89	0,092	0,010
0,8	0,74	0,69	0,62	0,57	9,00	0,121	0,013
0,9	0,83	0,78	0,70	0,64	11,39	0,153	0,016
1,0	0,92	0,87	0,77	0,71	14,06	0,188	0,020
1,2	1,11	1,04	0,93	0,85	20,25	0,279	0,028
1,4	1,29	1,21	1,08	0,99	27,56	0,369	0,039
1,6	1,48	1,39	1,24	1,13	36,00	0,482	0,051
1,8	1,66	1,56	1,39	1,27	45,56	0,610	0,064
2,0	1,85	1,73	1,55	1,41	56,25	0,753	0,079
2,2	2,03	1,91	1,70	1,56	68,06	0,912	0,096
2,4	2,22	2,08	1,86	1,70	81,00	1,085	0,114
2,6	2,40	2,25	2,01	1,84	95,06	1,273	0,134
2,8	2,59	2,42	2,17	1,98	110,25	1,477	0,155
3,0	2,77	2,60	2,32	2,12	126,56	1,700	0,178

Drahtdicken unter 0,5^{mm} und viel über 2^{mm} werden in Triebseilen nicht gerne benutzt. Die zweite bis fünfte Spalte in dieser wie in der folgenden Tabelle geben die Drahtdicken bis auf Hundertelmillimeter an, eine Folge der Umrechnung der betreffenden Werthe aus denen der ersten Spalte; es versteht sich von selbst, dass für praktische Ausführungen jene Zahlen auf alle Fälle abzurunden sind. Die Qualität des zu Triebseilen zu benutzenden Eisendrahtes muss sehr sorgfältig gewählt werden, um den Seilen eine grosse Dauer zu verschaffen. Am besten eignet sich Draht aus schwedischem Eisen, indem derselbe eine besonders grosse Zähigkeit bei übrigens recht grosser Festigkeit besitzt. Seilfabrikanten haben namentlich darauf zu sehen, dass die einzelnen Drahtadern recht lang sind, damit möglichst wenig Stossfugen in den Drähten anzubringen sind. Stahldraht ist nicht so zweckmässig als Eisendraht, weil derselbe meistens einen höheren Elasticitätsmodul hat, als letzterer, also grössere Rollen erfordern würde.

Drahtdicke δ bei der Drahtzahl					$\frac{s}{\mathfrak{S}_1} (PR)$	$\frac{s}{\mathfrak{S}_1} \frac{N}{n}$
$i = 36$	$i = 42$	$i = 48$	$i = 60$	$i = 72$		
0,5	0,47	0,45	0,42	0,40	17 658	0,025
0,6	0,57	0,55	0,51	0,48	30 513	0,043
0,7	0,66	0,64	0,59	0,56	48 454	0,068
0,8	0,76	0,73	0,67	0,63	72 328	0,101
0,9	0,85	0,82	0,76	0,71	102 982	0,144
1,0	0,95	0,91	0,84	0,79	141 265	0,197
1,2	1,14	1,09	1,01	0,95	244 106	0,341
1,4	1,33	1,27	1,18	1,11	387 631	0,542
1,6	1,52	1,45	1,35	1,27	578 621	0,894
1,8	1,71	1,64	1,52	1,43	823 857	1,152
2,0	1,91	1,82	1,69	1,59	1130 120	1,580
2,2	2,09	2,00	1,86	1,75	1504 190	2,103
2,4	2,28	2,18	2,02	1,90	1952 847	2,730
2,6	2,47	2,36	2,19	2,06	2482 874	3,471
2,8	2,66	2,54	2,36	2,22	3101 049	4,335
3,0	2,85	2,73	2,53	2,38	3814 155	5,332

Bemerkung (vergl. §. 115). In Formel (147) bis (149) ist der Rollenhalmmesser R als bekannt vorausgesetzt; die von jenen Formeln gelieferten Werthe von δ sind aus diesem Grunde nur dann brauchbar, wenn das sich schliesslich ergebende Verhältniss von $\frac{R}{\delta}$ nicht solche Werthe für die Spannung s liefert, welche zu \mathfrak{S}_1 hinzugefügt, 18^k übersteigen. In diesem Falle ist die Rechnung mit einem grösseren Werthe von R zu wiederholen. (Siehe übrigens §. 127). — Um Gebrauch von den gegebenen Formeln und der vorstehenden Tabelle zu machen, hat man zunächst bei gegebenen Kräften die Spannung \mathfrak{S}_1 zu wählen. Dieses geschieht unter Berücksichtigung dessen, was im folgenden Paragraphen gesagt ist, und möge in den nachstehenden Beispielen als abgemacht betrachtet werden.

1. Beispiel. Man will mittelst 3^m hoher Seilscheiben 250^k Umfangskraft übertragen; wie dick sind die Drähte eines 36drähtigen Seiles zu nehmen?

Macht man $\mathfrak{S}_1 = 7^k$, so ist $\frac{P}{\mathfrak{S}_1} = \frac{250}{7} = 35,56$, was nach Sp. 6, Z. 9 der ersten Tab. eine Drahtdicke von 1,6^{mm} erheischt. Dies gibt $\frac{R}{\delta} = \frac{1500}{16} \sim 937$; nach der aus (152) berechneten Tabelle soll aber bei $\mathfrak{S}_1 = 7$, und $s = 11$: $\frac{R}{\delta} \geq 909$ sein; unsere Annahme ist mithin brauchbar. Hätte man aber $R = 1200^{\text{mm}}$ gewählt, so würde man erhalten haben: $\frac{R}{\delta} = \frac{1200}{1,6} \sim 750$, was zu wenig ist, und die Annahme als unstatthaft erweist.

2. Beispiel. Es seien 300 Pferdestärken mit einem Seiltrieb zu übertragen. — Um ein nicht zu dickes Seil zu erhalten, wählen wir die Seilgeschwindigkeit $v = 25^{\text{m}}$; ferner werde $\mathfrak{S}_1 = 8$, also $s = 10$ gewählt. Dann kommt $\frac{N}{\mathfrak{S}_1 v} = \frac{300}{8 \cdot 25} = 1,5$. Diese erste Tabelle zeigt

in Spalte 7, Zeile 15 den Werth 1,477. Demnach bekäme das sechsunddreissiger Seil 2,8^{mm} Drahtdicke, das sechsziger 2,17^{mm} \sim 2,2^{mm} Drahtdicke, was annehmbar erscheint. Es wird nun nach § 152 zu nehmen sein (wegen $s = 10$) $R = 1000 \cdot 2,2 = 2200^{\text{mm}}$, und da $v = \frac{2 R \pi \cdot n}{60 \cdot 1000}$,
 $n = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 25}{2 \cdot 2200 \cdot \pi} = 108,4 \sim 108$.

3. Beispiel. Wieviel Pferdestärken vermag ein 36drähtiges Seil von 2^{mm} Drahtdicke auf 3^m hohen Rollen bei 90 minutlichen Umdrehungen der Rollen zu übertragen? Hier ist $\frac{R}{\delta} = \frac{1500}{2} = 750$, was nach

(152) $s = \frac{10000}{750} = 13,33^k$, und somit $\mathfrak{S}_1 = 4,67^k$ entspricht. Dies liefert,

da nach Sp. 8 Z. 11 der ersten Tab. für $\delta = 2^{\text{mm}}$ $\frac{1000}{\mathfrak{S}_1 R} \frac{N}{n} = 0,079$ ist, $N = \frac{0,079 \cdot n \cdot \mathfrak{S}_1 \cdot R}{1000} = \frac{0,079 \cdot 90 \cdot 4,67 \cdot 1500}{1000} = 49,8$ Pferdestärken. Schei-

ben von 2,5^m Durchmesser würden ergeben haben $\frac{R}{\delta} = \frac{1250}{2} = 625$, oder

$s = 16^k$, $\mathfrak{S}_1 = 2^k$; mithin $N = \frac{0,079 \cdot 90 \cdot 2 \cdot 1250}{1000} = 17,78$ Pferde-

stärken.

4. Beispiel. An der getriebenen Welle eines Seiltriebes soll ein Widerstand von 50^k an einem Hebelarme von 1000^{mm} fortwährend überwunden werden; welche Drahtdicke erhält ein 36drähtiges Seil bei dem kleinsten zulässigen Rollenhalbmesser? — Wegen des letzteren Umstandes ist nach §. 124 zu wählen $s = 12^k$, $\mathfrak{S}_1 = 6^k$, sodass $\frac{s}{\mathfrak{S}_1} PR = 2 \cdot 50 \cdot 1000 = 100000$ wird. Dies liefert nach Spalte 6 Zeile 5 der zweiten Tabelle

die Drahtdicke $\delta = 0,9^{mm}$, sodann nach Tabelle §. 124 $R = 833.0,9$
 $\sim 750^{mm}$.

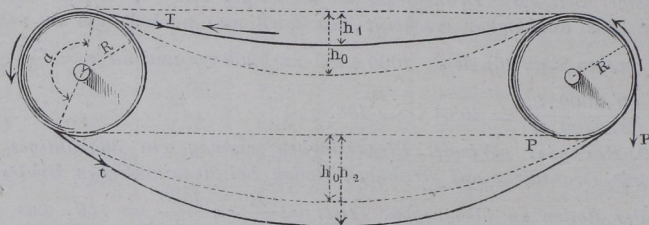
5. Beispiel. Ein Seiltrieb mit 42drähtiger Seile soll 30 Pferde-
 stärken bei 100 minutlichen Umdrehungen übertragen, und sei $\mathfrak{S}_1 = 6^k$ ge-
 wählt, dann wird nach dem obigen $s = 18 - 6 = 12^k$ und $\frac{s}{\mathfrak{S}_1} \frac{N}{n}$
 $= \frac{2 \cdot 30}{100} = 0,6$ und daher nach Sp. 7, Z. 8 und 9 der zweiten Tab. die
 Drahtdicke $\delta =$ nahe $1,4^{mm}$. Für den Rollenhalbmesser hat man dabei
 nach (152) $R = 1,4 \cdot 833 = 1166^{mm}$, wofür wir 1200^{mm} nehmen würden.

§. 126.

Die Einsenkungen der Treibseile beim horizontalen Seiltrieb. Tabelle über dieselben.

Damit das Treibseil in seinen beiden Trümmern die richtigen
 Anspannungen T und t erhalte (nicht zu kleine, weil sonst das Seil

Fig. 194.



gleitet, nicht zu grosse, damit es nicht überspannt wird), muss
 die Einsenkung, welche man den beiden Seiltrümmern im Ruhe-
 stand verleiht, von einer bestimmten Grösse sein; auch muss man
 die Einsenkungen des in Bewegung befindlichen Seiles kennen, um
 den von dem Seiltrieb beanspruchten Raum ermessen zu können.
 Die Seilsenkung hängt von der in den Drähten beabsichtigten
 Dehnungsspannung ab.

Ist A der Rollenstand eines horizontalen Seiltriebes in Meter
 gemessen,

h die ebenfalls in Meter gemessene Einsenkung des Sei-
 les (und zwar beim führenden Trum h_1 , beim geführten
 h_2 , beim ruhenden Seil h_0).

\mathfrak{S} die in demselben hervorgerufene Dehnungsspannung auf
 den Quadratmillimeter (beim führenden Seiltrum \mathfrak{S}_1 ,
 beim geführten \mathfrak{S}_2 , beim ruhenden Seil \mathfrak{S}_0),

so ist für das Eisendrahtseil, wenn es eine beliebige Drahtzahl hat:

$$\frac{h}{A} = 0,3535 \left(160 \frac{\mathfrak{S}}{A} - \sqrt{\left(160 \frac{\mathfrak{S}}{A} \right)^2 - 1} \right) \dots (153)$$

und:

$$\frac{\mathfrak{S}}{A} = 0,00877 \left(\frac{h}{A} + \frac{A}{8h} \right) \dots (154)$$

Aus dieser Formel ist die auf umstehender Seite folgende Tabelle berechnet. Für erste und vorläufige Annäherungsrechnungen ist mit ziemlicher Annäherung auch:

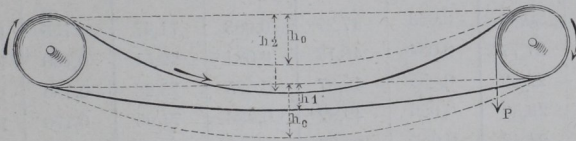
$$\frac{h}{A} = \frac{1}{900} \frac{A}{\mathfrak{S}} \dots (155)$$

Man benutzt die umstehende Tabelle, indem man gemäss den in der Aufgabe gegebenen Grössen den Quotienten $\frac{A}{\mathfrak{S}}$ aus dem Rollenstand und der im Seil herrschenden Dehnungsspannung bildet, den nächstliegenden Tabellenwerth aufsucht, und mittelst des zugehörigen Werthes von $\frac{h}{A}$ die Senkhöhe h berechnet. Zu bemerken ist dabei, dass für die Spannungen \mathfrak{S}_2 und \mathfrak{S}_0 im geführten und im ruhenden Seil gilt:

$$\mathfrak{S}_2 = \frac{\mathfrak{S}_1}{2}, \quad \mathfrak{S}_0 = \frac{\mathfrak{S}_1 + \mathfrak{S}_2}{2} = \frac{3}{4} \mathfrak{S}_1 \dots (156)$$

Es ist nicht geboten, dem führenden Seiltrum die obere Stelle zu geben, wie in Fig. 194 angenommen ist, sondern dasselbe kann

Fig. 195.



auch oft unten hin gelegt werden, siehe Fig. 195, wodurch an Raum für die Seilsenkungen gespart wird. Die Seile streifen einander nicht, so lange $h_2 - h_1 < 2R$. Bei den Ausführungen stelle man an der Stelle der tiefsten Punkte der Seilcurve eine Messstange auf, um jederzeit den Spannungszustand des Seiles beurtheilen zu können; passende Marken an derselben gestatten sogar direktes Ablesen der Spannung \mathfrak{S} .

$\frac{h}{A}$	$\frac{A}{\text{G}}$	$\frac{h}{A}$	$\frac{A}{\text{G}}$	$\frac{h}{A}$	$\frac{A}{\text{G}}$	$\frac{h}{A}$	$\frac{A}{\text{G}}$
0,003	2,74	0,033	29,84	0,063	55,69	0,093	79,33
0,004	3,65	0,034	30,72	0,064	56,52	0,094	80,07
0,005	4,56	0,035	31,61	0,065	57,34	0,095	80,81
0,006	5,47	0,036	32,49	0,066	58,17	0,096	81,54
0,007	6,38	0,037	33,38	0,067	58,99	0,097	82,27
0,008	7,29	0,038	34,26	0,068	59,80	0,098	83,00
0,009	8,20	0,039	35,14	0,069	60,62	0,099	83,72
0,010	9,11	0,040	36,02	0,070	61,43	0,100	84,44
0,011	10,02	0,041	36,91	0,071	62,24	0,101	85,16
0,012	10,93	0,042	37,79	0,072	63,05	0,102	85,88
0,013	11,86	0,043	38,67	0,073	63,85	0,105	88,05
0,014	12,75	0,044	39,51	0,074	64,66	0,110	91,51
0,015	13,66	0,045	40,39	0,075	65,45	0,115	94,85
0,016	14,56	0,046	41,25	0,076	66,25	0,120	98,13
0,017	15,47	0,047	42,12	0,077	67,04	0,125	101,36
0,018	16,37	0,048	42,98	0,078	67,83	0,130	104,42
0,019	17,28	0,049	43,85	0,079	68,62	0,135	107,47
0,020	18,18	0,050	44,71	0,080	69,41	0,140	110,38
0,021	19,08	0,051	45,56	0,081	70,19	0,145	113,23
0,022	19,99	0,052	46,42	0,082	70,97	0,150	116,00
0,023	20,89	0,053	47,27	0,083	71,74	0,155	118,65
0,024	21,77	0,054	48,13	0,084	72,51	0,160	121,17
0,025	22,69	0,055	48,97	0,085	73,28	0,165	123,53
0,026	23,59	0,056	49,82	0,086	74,05	0,170	126,00
0,027	24,48	0,057	50,67	0,087	74,81	0,175	128,27
0,028	25,37	0,058	51,53	0,088	75,57	0,180	130,47
0,029	26,27	0,059	52,35	0,089	76,33	0,185	132,43
0,030	27,16	0,060	53,19	0,090	77,08	0,190	134,46
0,031	28,06	0,061	54,02	0,091	77,84	0,195	136,41
0,032	28,95	0,062	54,86	0,092	78,58	0,200	138,21

1. *Beispiel.* Bei dem fünften Beispiel in §. 125 sei der Rollenstand $A = 110$; man wähle $\mathfrak{S}_1 = 6$; welches werden die Einsenkungen des Seiles sein? — a) *Führendes Seiltrum.* Man hat $\mathfrak{S} = 6$, also $\frac{A}{\mathfrak{S}} = \frac{110}{6} = 18,33$, was nach Spalte 2, Zeile 18 sehr nahe dem Werth $\frac{h}{A} = 0,02$ entspricht. Demnach wird $h_1 = 110 \cdot 0,02 = 2,20^m$. b) *Geführtes Seiltrum.* Hier ist nach (156) $\mathfrak{S} = \frac{6}{2} = 3$, also $\frac{A}{\mathfrak{S}} = \frac{110}{3} = 36,67$, was nach Spalte 4, Zeile 9 dem Werth $\frac{h}{A} = 0,041$ entspricht, und also liefert: $h_2 = 110 \cdot 0,041 = 4,51^m$. c) *Das ruhende Seil endlich hat nach (156) eine Dehnungsspannung $\frac{6+3}{2} = 4,5$; es ist demnach für dasselbe $\frac{A}{\mathfrak{S}} = \frac{110}{4,5} = 24,44$, woraus nach Spalte 2, Zeile 25 sich $0,027$ für $\frac{h}{A}$ ergibt; hiermit erhält man: $h_0 = 0,027 \cdot 110 = 2,97^m$. Nun ist $h_2 - h_1 = 4,51 - 2,20 = 2,31^m$, während $2R = 2 \cdot 1,20 = 2,4^m$, mithin ein wenig grösser wurde. Somit kann denn die Anordnung, Fig. 195, allenfalls benutzt werden (siehe übrigens 1. Beispiel, §. 127).*

2. *Beispiel.* Wenn der Seiltrieb im 3. Beispiel in §. 125 3^m verfügbare Höhe unter den Rollen hat, wie gross darf dann sein Rollenstand gewählt werden? — Vorausgesetzt, dass die Anordnung von Fig. 195 angehe, ergibt sich der grösste statthafte Rollenstand aus der Einsenkung des ruhenden Seiles. Die Dehnungsspannung desselben ist nach (156) $= \frac{3}{4} \cdot 4,67 = 3,50^k$. Demnach ist hier $\frac{h}{\mathfrak{S}} = \frac{h}{A} \frac{A}{\mathfrak{S}} = \frac{3}{3,50} = 0,857$. Dieses Verhältniss zwischen $\frac{h}{A}$ und $\frac{A}{\mathfrak{S}}$ tritt sehr nahe ein in Spalte 1 und 2, Zeile 29. Den dort angegebenen Werth von $\frac{A}{\mathfrak{S}}$ benutzt, ergibt sich $A = 28,06 \cdot 3,5 = 98,21^m$; $h_0 = 98,21 \cdot 0,031 = 3,04^m$, was der Aufgabe sehr nahe entsprechen und A mit 95^m als passend ergeben würde. Eine weitere Verfolgung der Rechnung zeigt auch, dass die Anordnung von Fig. 195 sehr wohl anwendbar ist.

§. 127.

Straffes Treibseil, oder Treibseil mit verschärfter Anspannung.

Die Einsenkungen der Treibseile fallen bei grossem Rollenstand manchmal den vorstehenden Rechnungen nach so gross aus, dass entweder eine bedeutende Höhe der Lagerstellen oder eine Bodenausgrabung nöthig wird, wenn man die Anbringung von

Tragrollen (s. unten §. 134) vermeiden will. In manchen Fällen aber kann durch ein weit einfacheres Mittel dasselbe erreicht werden, dadurch nämlich: dass man das Seil schärfer spannt, als es wegen Verhütung des Gleitens erforderlich wäre, gleichzeitig indessen das Seil dick genug nimmt, um der Anspannungs-Verschärfung Rechnung zu tragen. Dieses bequeme Auskunftsmittel geht um so leichter an, wenn das Treibseil für geringe Kräfte bestimmt ist, also ohnedies nicht sehr dick ausfällt. Bei einiger Aufmerksamkeit auf die folgenden Regeln wird die rationelle Anwendung des hilfreichen Kunstgriffes nicht schwer fallen.

Ein Treibseil mit in genannter Weise verschärfter Anspannung möge ein „straffes“ Treibseil dem gewöhnlichen gegenüber genannt, und 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 (146) nicht kleiner sein darf als $2P$, auf das m fache vergrößert gedacht, so wird [vergl. Formel (118)]:

$$T_s = mT, \quad t_s = (2m - 1)t, \quad \frac{t_s}{T_s} = \frac{2m - 1}{2m} \quad (157)$$

Die Spannung \mathfrak{E}_1 in den Drähten des führenden Seiltrums soll unverändert bleiben, dagegen werden \mathfrak{E}_{2s} und \mathfrak{E}_{0s} statt beziehentlich $\frac{\mathfrak{E}_1}{2}$ und $\frac{3}{4}\mathfrak{E}_1$:

$$\mathfrak{E}_{2s} = \mathfrak{E}_1 \frac{2m - 1}{2m}, \quad \mathfrak{E}_{0s} = \mathfrak{E}_1 \frac{4m - 1}{4m} \quad \dots \quad (158)$$

Dabei ist die Drahtdicke δ , wenn dieselbe nach Formel (147) bis (149) berechnet wurde, abzuändern auf:

$$\delta_s = \delta \sqrt{m} \quad \dots \quad (159)$$

und, wenn dieselbe aus Formel (150) oder (151) berechnet ist, auf:

$$\delta_s = \delta \sqrt[3]{m} \quad \dots \quad (160)$$

Nach diesen Formeln ist folgende Tabelle berechnet. Es ist zu beachten, dass bei Anwendung des straffen Seiles die Drähte durchaus nicht stärker beansprucht werden, als beim normalen Seile, indem, der schärferen Anspannung entsprechend, die Drahtdicke auch grösser gewählt wird. Man wählt also mit anderen Worten ein schwereres Seil, als im normalen Falle, darf aber dieses wegen seines grösseren Querschnittes auch straffer anziehen, und spart somit an Pfeilhöhe in den Einsenkungen.

$m = \frac{T_s}{T}$	$\frac{T_s}{P}$	$\frac{t_s}{t} = \frac{t_s}{P} = \frac{\mathcal{C}_{2s}}{\mathcal{C}_2}$	$\frac{\mathcal{C}_{2s}}{\mathcal{C}_1} = \frac{t_s}{T_s}$	$\frac{\mathcal{C}_{0s}}{\mathcal{C}_1}$	$\frac{\delta_s}{\delta} = \sqrt{m}$	$\frac{\delta_s}{\delta} = \sqrt[3]{m}$
1,2	2,4	1,4	0,58	0,79	1,10	1,06
1,4	2,8	1,8	0,64	0,82	1,18	1,12
1,6	3,2	2,2	0,69	0,84	1,26	1,17
1,8	3,6	2,6	0,72	0,86	1,34	1,22
2,0	4,0	3,0	0,75	0,88	1,41	1,26
2,2	4,4	3,4	0,77	0,89	1,48	1,30
2,4	4,8	3,8	0,79	0,90	1,55	1,34
2,6	5,2	4,2	0,81	0,90	1,61	1,38
2,8	5,6	4,6	0,82	0,91	1,67	1,41
3,0	6,0	5,0	0,83	0,92	1,73	1,44
3,2	6,4	5,4	0,84	0,93	1,79	1,47
3,4	6,8	5,8	0,85	0,93	1,84	1,50
3,6	7,2	6,2	0,86	0,93	1,90	1,53
3,8	7,6	6,6	0,87	0,93	1,95	1,56
4,0	8,0	7,0	0,88	0,94	2,00	1,59
4,2	8,4	7,4	0,88	0,94	2,05	1,61
4,4	8,8	7,8	0,89	0,94	2,10	1,64
4,6	9,2	8,2	0,89	0,95	2,14	1,66
4,8	9,6	8,6	0,90	0,95	2,19	1,69
5,0	10,0	9,0	0,90	0,95	2,24	1,71
5,5	11,0	10,0	0,91	0,95	2,36	1,75
6,0	12,0	11,0	0,92	0,96	2,45	1,82
6,5	13,0	12,0	0,92	0,96	2,55	1,87
7,0	14,0	13,0	0,93	0,96	2,65	1,91
7,5	15,0	14,0	0,93	0,97	2,74	1,96
8,0	16,0	15,0	0,94	0,97	2,83	2,00

1. Beispiel. Das geführte Seil in Beispiel 1, §. 126 zeigte eine Senkung $h_2 = 4,51^m$, wobei die Drahtdicke δ des Seiles (s. Beispiel 5, §. 125) $1,4^{mm}$ beträgt. Diese Dimension darf noch wohl erhöht werden, d. h. die Anwendung des straffen Seiltriebes ist hier am Platze, wenn eine Verminderung von h_2 gewünscht werden sollte. Wählt man $m = 2$, so wird nach Zeile 5 Spalte 4: $\mathcal{C}_{2s} = 0,75$ $\mathcal{C}_1 = 0,75 \cdot 6 = 4,25$, mithin

$\frac{A}{\mathfrak{C}_{2s}} = \frac{110}{4,25} = 25,83$, wonach gemäss der Tabelle in §. 126 $h_2 = 0,028$.
 $110 = 3,08^m$ wird. Soll die Biegungsspannung s bleiben wie sie war, so
 ist der Quotient $\frac{s}{\mathfrak{C}_1} \frac{N}{n}$ unverändert, also δ aus Formel (151) ermittelt
 anzusehen, und somit nach Spalte 7 Zeile 5 unserer obigen Tabelle $\delta =$
 $1,26 \cdot \delta = 1,26 \cdot 1,4 = 1,76 \sim 1,8^m$ zu nehmen.

Wenn bei einer gewöhnlichen Drahtseilberechnung δ bei der Drahtzahl $i = 36$ sehr niedrig ausfällt, so wird das Seil leicht so dünn, dass die Mehrkosten einer Ausführung in grösserer Dicke ganz unerheblich sein würden. In solchen Fällen ist die Benutzung des straffen Seiltriebes durchweg empfehlenswerth, indem dieselbe dann ungesucht den Vortheil einer kleinen Einsenkung des geführten Seiltrums gewährt, und so darf denn empfohlen werden: keine Drähte von weniger als 1^m Dicke zu benutzen, so dass das dünnste zu verwendende sechs- und dreissiger Seil das 8^m dicke Seil ist. Durch eine solche Maassnahme wird auch die Fabrikation der Treibseile erleichtert.

2. Beispiel. Gegeben für einen Seiltrieb: $N = 5,5$, $n = 100$, $A = 180^m$; es wird versucht, diesen Rollenstand mit einer Spannung zu überschreiten, man muss also auf Kleinheit der Einsenkungen Werth legen.

Wählt man hierfür $\mathfrak{C}_1 = 10$, $s = 8$, so ist $\frac{s}{\mathfrak{C}_1} \frac{N}{n} = \frac{8}{10} \frac{5,5}{100} = 0,004$, wonach sich bei $i = 36$ (s. 2te Tabelle §. 125) eine Drahtdicke $\delta = 0,6^m$ ergeben würde.

Zugleich käme: $\frac{A}{\mathfrak{C}_1} = \frac{180}{10} = 18$, $\frac{A}{\mathfrak{C}_2} = \frac{180}{5} = 36$, woraus (s. Tab.

§. 126) $h_1 = 0,0198 \cdot 180 = 3,56^m$, $h_2 = 0,04 \cdot 180 \cdot 7,2^m$, $h_2 - h_1 = 7,20 - 3,56 = 3,64^m$; da nun gleichzeitig $R = 1250 \cdot 0,6 = 750^m$ ausfallen würde (s. Tab. §. 124), so wäre Oberlage des geführten Seiltrums nicht statthaft, und würden die Rollenachsen um wenigstens $R + h_2 = 0,75 + 7,2 = 7,95^m$ über dem Boden liegen müssen. — Wir wenden aber nun den straffen Seiltrieb an, indem wir das Seil 8^m statt $8 \cdot 0,6 = 4,8^m$,

d. h. die Drahtdicke $\delta_s = 1^m$ annehmen. Dann ist $\delta_s = \frac{1}{0,6} = 1,67 \delta$ und somit nach obiger Tabelle, Zeile 18, Spalte 7 und 4, $\mathfrak{C}_{2s} = 0,89$.

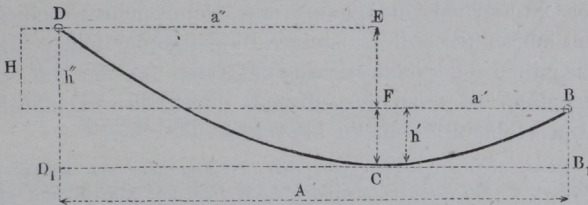
$\mathfrak{C}_1 = 0,89 \cdot 10 = 8,9$, also $\frac{A}{\mathfrak{C}_{2s}} = \frac{180}{8,9} = 20,22$, und danach $h_{2s} = 0,02228 \cdot 180 = 4,01^m$, $h_{2s} - h_1 = 4,01 - 3,56 = 0,45^m$; ferner $R = 1250 \cdot \delta_s = 1250^m$, $2R = 2,5^m$, sonach Oberlage des geführten Seiltrums sehr wohl anwendbar. Das Maximum der Einsenkung kommt dann der Ruhelage zu, für welche $h_{0s} \sim 3,78^m$ wird, was eine Höhe der Achsen über dem Boden von $h_{0s} + R = 3,78 + 1,25 = 5,03^m$, also nahe 3^m weniger als oben erforderlich macht.

§. 128.

Der schiefe Seiltrieb.

Mit wachsender Verbreitung des Seiltriebes überhaupt hat die Wichtigkeit desjenigen, welcher ungleich hoch stehende Rollen verwendet, des sogenannten schiefen Seiltriebes, zugenommen, weshalb hier vollständige Regeln für denselben mitgetheilt werden sollen. Bei dem Seile BCD , Fig. 196, welches aus einem schiefen Seiltrieb herausgehoben gedacht ist, liegt der Scheitel C der Seilcurve nicht

Fig. 196.



mitten zwischen den Lothen durch die Aufhängepunkte, auch sind nothwendig die Senkungen anders, als beim wagerechten Seiltrieb. Die Seilsenkungen und Scheitelabstände lassen sich aber, von dem sehr nahe gleichstark angespannten wagerechten Treibseil mit demselben Rollenstand A ausgehend, wie folgt bestimmen.

Es seien (vergl. Fig. 194):

h und A Seilsenkung und Rollenstand eines wagerechten Seiltriebes,

\mathfrak{S} die zugehörige Spannung an den Aufhängepunkten des betrachteten Seiltrumes,

h' und h'' die kleinere und die grössere Seilsenkung (\overline{FC} und \overline{EC}) bei einem schiefen Seiltrieb vom gleichen (horizontalen) Rollenstande A ($= \overline{B_1D_1}$),

a' und a'' die zugehörigen Horizontalabstände des Curvenscheitels von den Aufhängepunkten ($\overline{CB_1}$ und $\overline{CD_1}$),

\mathfrak{S}' und \mathfrak{S}'' die zugehörigen Spannungen an dem unteren und dem oberen Aufhängepunkte (bei B und D),

H der senkrechte Abstand (\overline{EF}) der Aufhängepunkte.

Dann suche, resp. wähle man zunächst nach den weiter oben gegebenen Regeln die Werthe h und \mathfrak{S} und hat alsdann:

$$k' = h \left(1 + \frac{1}{16} \frac{H^2}{h^2} \right) - \frac{H}{2}, \quad k'' = H + k' \dots (161)$$

$$a' = \frac{A}{2} \left(1 - \frac{1}{4} \frac{H}{h} \right), \quad a'' = A - a' \dots (162)$$

$$\mathfrak{S}' = \mathfrak{S} - \frac{h - k'}{114}, \quad \mathfrak{S}'' = \mathfrak{S} + \frac{k'' - h}{114}, \quad \mathfrak{S}'' - \mathfrak{S}' = \frac{H}{114} (163)$$

Der Werth a' wird unter Umständen negativ; es fällt alsdann der Seilcurvenscheitel ausserhalb des Raumes zwischen den Rollen. Die Biegungsspannung s und danach der Rollenhalbmesser wird erst gewählt, wenn die Spannung \mathfrak{S}'' gefunden ist. Diese fällt meistens unwesentlich verschieden von \mathfrak{S} aus; bemerkenswerth wird der Unterschied vorzugsweise nur, wenn mehrere schiefe Seiltriebe an demselben Seile aufsteigend aufeinander folgen. Die Differenz zwischen der Spannung am untersten und der am obersten Aufhängepunkt ist dann ausgedrückt durch das Verhältniss der genannten Höhendifferenz zu 114^m.

Beispiel. Ein Seiltrieb von den Ur-Angaben des Beispiels 5 in §. 125 und in §. 126 habe verschieden hoch liegende Rollen, und zwar betrage der Höhenunterschied 5^m; welches werden seine Seilseukungen sein, und wo liegen die Scheitel der Seilcurven? — a) Führendes Seiltrum. Man hat für dasselbe $\mathfrak{S}_1 = 6$, $h_1 = 2,20^m$, $H = 5^m$, $A = 110^m$, und erhält aus (161), von der niedriger stehenden Rolle ausgehend: $h'_1 = 2,2 \left(1 + \frac{1}{16} \frac{5^2}{2,2^2} \right) - \frac{5}{2} = 2,91 - 2,5 = 0,41^m$, $h''_1 = 5 + 0,41 = 5,41^m$; $a'_1 = \frac{110}{2} \left(1 - \frac{1}{4} \frac{5}{2,2} \right) = 55 \cdot 0,432 = 23,76^m$, $a''_1 = 110 - 23,76 = 86,24^m$. b) Geführtes Seiltrum. Hier ist $\mathfrak{S}_2 = 3$, $h_2 = 4,51^m$; also $h'_2 = 4,51 \left(1 + \frac{1}{16} \frac{5^2}{4,51^2} \right) - \frac{5}{2} = 4,86 - 2,50 = 2,36^m$; $h''_2 = 5 + 2,36 = 7,36^m$. c) Ruhendes Seil. $\mathfrak{S}_0 = 4,5$, $h_0 = 2,97^m$, mithin $h''_0 = 2,97 \left(1 + \frac{1}{16} \frac{5^2}{2,97^2} \right) - \frac{5}{2} = 3,50 - 2,50 = 1,0^m$, $h'_0 = 5 + 1 = 6^m$; $a'_0 = \frac{110}{2} \left(1 - \frac{1}{4} \frac{5}{2,97} \right) = 55 \cdot 0,588 = 32,34^m$, $a''_0 = 110 - 32,34 = 77,66^m$. Für die Spannungen im führenden Seiltrum hat man: unten $\mathfrak{S}'_1 = 6 - \frac{2,2 - 0,41}{114} = 6 - 0,007 = 5,993$, $\mathfrak{S}''_1 = 6 + \frac{5,41 - 2,2}{114} = 6 + 0,028 = 6,028$; beide Zahlen sind so wenig von 6 verschieden, dass der Unterschied unbeachtet bleiben darf. Selbst bei drei aufeinander folgenden Stufen von der Grösse der hier berechneten dürfte man von der Spannungsänderung absehen. Muss ja einmal Rücksicht darauf genommen werden, so nehme man das Seil um eine Kleinigkeit dicker als die erste Rechnung ergab, und spanne es ein klein wenig stärker an, als die berechneten Pfeilhöhen aussagen.

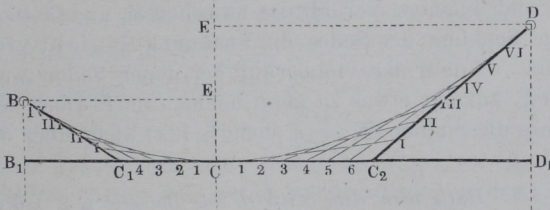
Die berechneten Pfeilhöhen eines schiefen Seiltriebes werden in die Zeichnung eingetragen — am besten mit einem Höhenmaassstab, welcher drei- bis fünfmal so gross ist als der Längenmaassstab — darauf die Seilcurven als Parabelbogen verzeichnet (siehe den folgenden Paragraphen) und geprüft, ob die Terrain-Verhältnisse die Anwendung der erhaltenen Curven gestatten. Ist dies nicht der Fall, so muss die Rechnung unter Annahme neuer Spannungen wiederholt werden, bis die Resultate zweckentsprechend ausfallen. Nach einiger Uebung gewinnt man bald einen leichten Ueberblick über die in Wahl liegenden Grössen, so dass dieses Verfahren keine Schwierigkeiten macht.

§. 129.

Verzeichnung der Seilcurven.

Die Seilcurven wurden, wie auch bis hierher immer angenommen ist, mit vollständig ausreichender Genauigkeit gefunden, wenn man sie als gewöhnliche (apollonische) Parabel verzeichnet. Nachdem man, Fig. 197, den Scheitel C irgend eines Seiltrumes BCD

Fig. 197.



bestimmt hat (siehe den vorigen §.), halbire man die beiden Abschnitte B_1C und D_1C 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 C 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_1I, II, III, \dots , und ziehe $1I, 2II, 3III$ u. s. w., so hüllen diese als Tangenten den gesuchten Parabelbogen ein. Bei CC_2D ebenso verfahrend, bestimmt man das andere Stück der Seilcurve. Wenn der Scheitel C ausser-

halb des Raumes zwischen die Rolle fällt, wird ein Stück der Parabel in der Gegend des Scheitels nicht benutzt, die Construction bleibt indessen die vorige.

§. 130.

Ueberspannung des Treibseiles.

Wenn man das Treibseil so auflegt, dass es im Ruhezustand zu wenig Senkung zeigt, also zu stark angespannt ist, so wird es auch im Bewegungszustand zu straff gespannt, und zwar erhält man die im führenden Seilstück eintretende Dehnungsspannung aus:

$$\begin{aligned} \text{oder:} \quad \mathfrak{S} &= \frac{P}{2q} + 0,00877 \left(h_0 + \frac{A^2}{8h_0} \right) \\ \mathfrak{S} &= \frac{\mathfrak{S}_1}{4} + 0,00877 \left(h_0 + \frac{A^2}{8h_0} \right) \end{aligned} \quad \dots \quad (164)$$

wobei P die zu übertragende Umfangskraft, q den Seilquerschnitt, A wieder den Rollenstand, h_0 die Seilsenkung, welche man für den Ruhezustand angewandt hat, \mathfrak{S}_1 die in der Berechnung angenommene richtige Dehnungsspannung für das führende Seilstück bezeichnet. Bei nicht sehr kleinem Verhältniss zwischen h_0 und A treibt eine zu geringe Senkung des Seiles die Spannung \mathfrak{S} nicht viel über \mathfrak{S}_1 hinaus, so dass man immerhin bei neuen Seilen wegen des Streckens h_0 anfangs etwas zu klein nehmen darf. Doch sehe man darauf, dass die Summe $\mathfrak{S}_1 + s$ (siehe §. 124) nicht über etwa 20^k hinausgehe.

Beispiel. Hätte man dem Seiltrieb aus Beispiel 1, §. 126 und 128, statt 2,97^m, 2,20^m als Seilsenkung für den Ruhezustand gegeben, so würde, da $\mathfrak{S}_1 = 6^k$, im führenden Seilstück während des Ganges: $\mathfrak{S} = \frac{6}{4} + 0,00877 \left(2,2 + \frac{110^2}{8 \cdot 2,2} \right) = 7,53^k$ werden.

Bedient man sich beim Auflegen und Spleissen des Seiles eines leichten für den Zweck besonders vorgerichteten Flaschenzuges, bei welchem statt der Seile starke gezwirnte Schnüre benutzt werden können, so lässt sich die Anspannung des ruhenden Seiles sehr bequem auf das auf einer Messstange markirte Maass bringen.

§. 131.

Dickes Treibseil bei kleinem Rollenstande.

Wenn der Rollenstand klein ist, so muss vor allem darauf gesehen werden, dass die Seilsenkungen gross werden, damit das Seil sich gut auflagen, und ohne Gefahr einer zu bedeutenden Ueberspannung (s. §. 130) verkürzen lässt, wenn es sich gestreckt haben sollte. Man wähle hier die Spannung \mathfrak{S}_1 sehr klein, und verfährt am besten so, dass man eine Seilsenkung von gewünschter Grösse annimmt, und daraus mit Hilfe von (153) und der daraus abgeleiteten Tabelle \mathfrak{S}_1 ermittelt, worauf sich i und R wie früher bestimmen lassen. Für nicht zu grosse Umfangskräfte lässt sich auf diese Weise der Seiltrieb für ziemlich kleine Rollenstände noch gut verwirklichen.

Beispiel. Ein Seiltrieb soll 6 Pferdestärken bei 150 Umdr. p. M. 20 Meter weit leiten, und soll im führenden Seilstück noch 1^m Seilsenkung zeigen. Für denselben ist also $\frac{h}{A} = 0,05$, was nach §. 126 $\frac{A}{\mathfrak{S}}$ = 44,71 entspricht, also eine Dehnungsspannung $\mathfrak{S}_1 = \frac{20}{44,71} = 0,447$ oder 0,45 verlangt. Behufs Ermittlung von δ aus Tabelle §. 125 hat man nun noch s zu wählen. Soll s zu \mathfrak{S}_1 gezählt, wie bisher 18 liefern, so ist $s = 17,55$ zu setzen; dies liefert: $\frac{s}{\mathfrak{S}_1} \frac{N}{n} = \frac{17,55 \cdot 6}{0,45 \cdot 150} = 1,56$, was (Spalte 7, Zeile 11, der zweiten Tabelle §. 125) $\delta = 2^{\text{mm}}$ bei $i = 36$ entspricht; nach (152) ist nun zu nehmen: $R = 2 \frac{10000}{17,55} = \text{nahe } 1140^{\text{mm}}$, was beides annehmbare Abmessungen sind. Wollte man $d = 8 \delta = 12^{\text{mm}}$, δ also = $1,5^{\text{mm}}$ erhalten, so hätte man nur R grösser zu machen; und zwar müsste nach der zweiten Tabelle §. 125, Spalte 7, Zeile 8 und 9 alsdann sein: $\frac{s}{\mathfrak{S}_1} \frac{N}{n} = 0,718$, also $s = 0,718 \cdot \mathfrak{S}_1 \frac{n}{N} = 0,718 \cdot 0,45 \cdot 25 = 8,08$. Dies liefert aus (152) $R = \frac{1,5 \cdot 10000}{8,08} = 1856^{\text{mm}}$. Rollen von so grossem Halbmesser möchten indessen im vorliegenden Falle wohl nicht passen, und deshalb die erstgefundenen Grössen beizubehalten sein, welche sowohl eine ganz annehmbare Rollengrösse, als auch genügend grosse Senkungen der Seilträger liefern. Für grosse Kräfte sind indessen so günstige Verhältnisse nur unter der Bedingung zu verwirklichen, dass man die Umdrehungszahlen der Rollen recht gross nimmt. Wegen der in dieser Beziehung zu beachtenden Grenzen siehe Ende von §. 132.

Der Kranz oder die Felge der Seilscheibe.

Nachdem man anfänglich beim Seiltrieb hölzerne Rollenfelgen mit Lederbesetzung angewandt, hat man sich durch grosse Praxis ganz entschieden überzeugt, dass denselben eiserne Rollenkränze ohne alle Frage vorzuziehen seien, und bedient sich derselben jetzt ausschliesslich bei dauerhaft sein sollenden Anlagen. Fig. 198 einfacher, und Fig. 199 doppelter gusseiserner Rollenkranz. Zur Besetzung

Fig. 198.

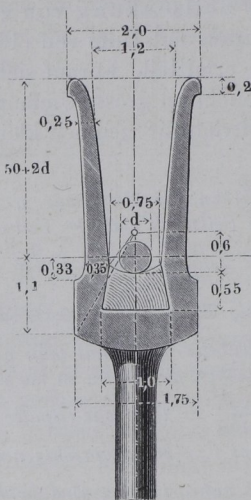
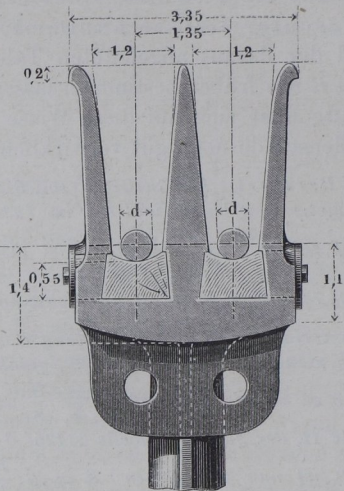


Fig. 199.



dient entweder Guttapertja*), welche in stabförmigen Streifen in die ausgeschwalbte Rinne oder Kimme (Fig. 198) fest hineingeschlagen wird, und dabei in eine gediegene Masse übergeht (schweisst), oder ganz neuerdings auch Weidenholz, welches in kurzen Dauben durch eine später zu verschraubende Seitenöffnung im Radumfang in die Kimme eingebracht wird (siehe Fig. 199). Bei beiden Besetzungsarten wird die eigentliche Laufkimme nach Einbringen der Besetzung eingedrehselt. Neuerdings hat man mit Vortheil die Kimmenränder weit stärker gegen die Rollenebene geneigt gemacht, indem die steilen Kimmen namentlich an windigen Stellen an dem

*) Die Besetzung mit Guttapertja ist Herrn F. Hirn in verschiedenen Staaten patentirt.

Seil reiben und dasselbe abnützen; eine Neigung von 45° scheint sehr passend zu sein. Rollen von 4 bis 5^m Durchmesser werden gewöhnlich (auch schon wegen des Transportes auf der Eisenbahn) hälftig gegossen, und mit Querflantschen am Kranz (Fig. 199) und an der Nabe zusammengeschaubt.

Die Dimensionen werden am einfachsten nach der Dicke d des Seiles gerichtet, und zwar beziehen sich die oben angegebenen reinen Verhältnisszahlen auf die Einheit:

$$d_1 = 20 + 0,5 d \dots \dots \dots (165)$$

und passen für Seile von 4 bis 30^{mm} Dicke. Für die Randhöhe ist ein besonderes Maass $50 + 2 d$ angegeben; ebenso mache man die Dicke der Flantschenschrauben nach der besonderen Verhältnisszahl $14 + 0,4 d$, und mache darauf die Flantschen selbst den Schraubenmuttern entsprechend gross; bei den eben erwähnten weiter geöffneten Kimmen kann die Randbreite von $50 + 2 d$ auf $2 d_1$, d. i. $40 + d$ reducirt werden. Damit die Centrifugalkraft dem Radring nicht gefährlich werde, soll man mit der Umfangsgeschwindigkeit desselben nicht über 30 bis 32^m gehen, wie schon in §. 124 angegeben wurde. Seilgeschwindigkeiten bis zu 28^m sind jetzt schon mehrfach angewandt worden, ohne den geringsten Nachtheil zu zeigen.

§. 133.

Speichen und Nabe der Seilscheibe.

Der Radkörper wird gewöhnlich der Felge gleich aus Guss-eisen hergestellt, doch hat man bei Tragrollen auch eingegossene schmiedeiserne Speichen angewandt (siehe Fig. 213). Eine in beiden Fällen brauchbare Anzahl \mathfrak{A} der Seilscheibenspeichen erhält man, wenn man dieselbe nimmt:

$$\mathfrak{A} = 4 + \frac{1}{40} \frac{R}{d} \dots \dots \dots (166)$$

Die gusseisernen Speichen erhalten kreuzförmigen oder ovalen Querschnitt, für dessen Höhe h in der Rollenmitte man in beiden Fällen nehme:

$$h = 2 d_1 + \frac{R}{50} \dots \dots \dots (167)$$

Beim Kreuzquerschnitt wird die Rippendicke $e = \frac{h}{5}$, 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 0,6 der Höhe in der Radmitte verjüngt.

Die Speichen mit Kreuzquerschnitt werden in der Regel geradachsig ausgeführt (Fig. 200), diejenigen mit ovalem Querschnitt gebogen, und zwar entweder einfach (nach den Regeln in §. 119) oder zweifach, siehe Fig. 201. Zur Auffindung einer guten Armkrümmung bei letzterer Form beschreibe man zuerst mit $CA = \frac{R}{2}$ einen Kreis aus der Rollenmitte, trage auf demselben die Speichen-theilung AB, BC u. s. w. auf, und verzeichne die Speichenkrümmung OE gerade so, wie es in §. 119 für die einfach gebogenen Arme angegeben wurde. Sodann ziehe man aus dem Krümmungsmittel-

Fig. 200.

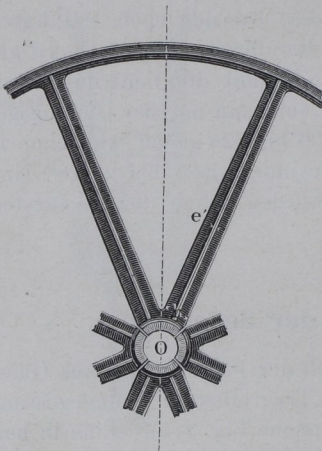
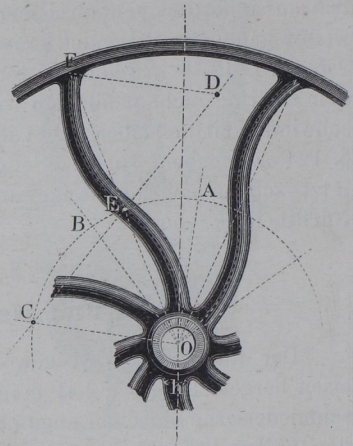


Fig. 201.



punkt C (welcher bei 8 Speichen wie hier gerade in den Kreis ABC fällt) die Centrale CED , und mache $DE = CE$ zum Krümmungshalbmesser für die Fortsetzung EF der Speiche. Wie die Mittelpunkte der Speichenprofil-Linien (auf CDE liegend) bestimmt werden, ist aus dem in §. 119 angegebenen Verfahren leicht abzuleiten.

Die Nabe der Seilscheibe ist bei Anwendung gerader Speichen mit Fugen zu giessen, Fig. 200, die durch Füllstücke geschlossen und durch zwei aufgezoogene Ringe fest schliessend gemacht werden. Die Abmessungen der Nabe können wie bei den Riemscheiben genommen werden, siehe §. 120.

Beispiel. Ein Seiltrieb soll gusseiserne Rollen von 1250^{mm} Halbmesser bei 12^{mm} Seildicke erhalten. Nach (166) geben wir denselben

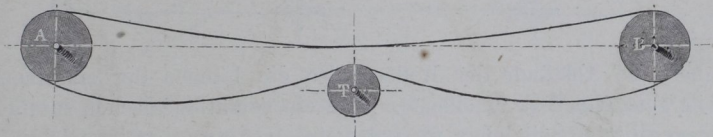
$4 + \frac{1}{40} \frac{1250}{12} = 6,6 \sim 7$ Speichen, deren Höhe in der Radmitte wir nach (167) machen: $h = 2(20 + 6) + \frac{1250}{50} = 52 + 25 = 77\text{mm}$. Die Nabe erhält nach Formel (142) eine Wanddicke $w = 10 + 0,4 \cdot 77 = 41\text{mm}$, und eine Länge L nicht unter $2,5 \cdot 4 \sim 105\text{mm}$.

§. 134.

Trag- und Zwischenrollen.

Bei sehr grossem Abstände der Kraftrollen und nicht ausreichender Höhe derselben über dem Boden muss das Seil durch Rollen unterstützt werden. Unter Umständen reicht eine Unterstützung des geführten Seiltrumes aus, Fig. 202, während das füh-

Fig. 202.



rende Seil ganz frei geht; oder, allgemeiner, das führende Seil erhält eine Tragrolle weniger als das geführte, Fig. 203, oder end-

Fig. 203.

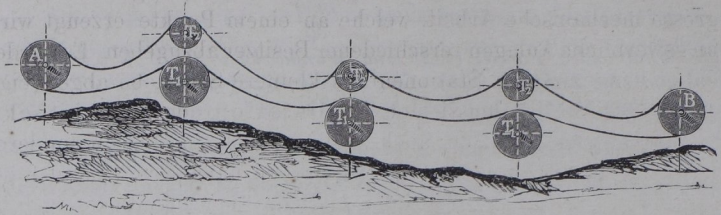


lich, man legt immer eine Tragrolle für das führende und eine für das geführte Seiltrum übereinander, Fig. 204 (a. f. S.), nicht etwa nebeneinander, wie manche zum Schaden des Drahtseiles versucht haben, welches im letzteren Falle sich durch die Reibung an den Radrändern sehr rasch abnützt, auch leicht abfällt. Bei der Anordnung in Fig. 204 lege man, um an Höhe zu sparen, womöglich das führende Seil unten hin.

Diese Tragrolleneinrichtung ist für die meisten Fälle, namentlich bei öfterer Wiederholung der Tragpunkte, durch den (von

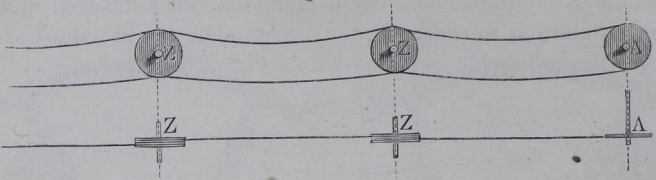
Ziegler eingeführten) zusammengesetzten Seiltrieb, Fig.

Fig. 204.



205, aufs vortheilhafteste zu ersetzen. Die Tragrollen werden hier durch zweikimmige Zwischenrollen ersetzt. Am besten ist es

Fig. 205.



dabei, die Abstände der Rollen, also die Längen der einzelnen Seile ganz gleich zu machen*), damit ein vorrätziges schon zusammengesplisstes Seil leicht für jedes einzelne, etwa zerreisende eingelegt werden kann.

Eine Unterstützungsstelle heisst eine Station des Seiltriebes, diejenigen an den Kraftrollen Endstationen, die übrigen Tragstationen oder Zwischenstationen. In einzelnen Fällen muss man an einer Zwischenstation die Richtung des Seiltriebes wech-

Fig. 206.

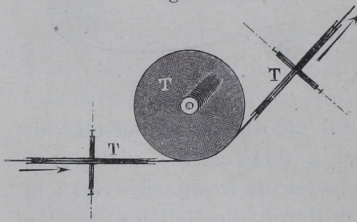
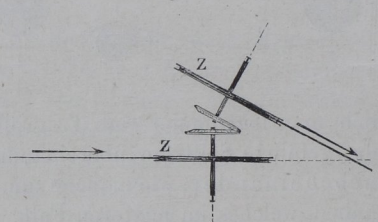


Fig. 207.



seln (Wechselstation, auch Winkelstation), was Hirn mit eingeschalteten horizontalen Rollen ausführen will, Fig. 206, während

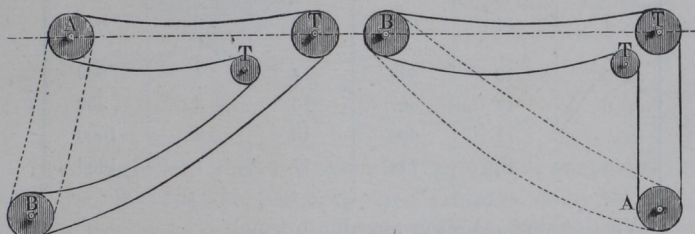
*) Wie es u. a. in der schönen Ziegler'schen Ausführung in Oberursel bei Frankfurt a. M. geschehen ist, wo mit ausgezeichnetem Erfolge nahe 100 Pferdestärken 984^m weit geleitet werden.

von Anderen wohl mit Recht Winkelräder vorgezogen werden, Fig. 207. Mit Hilfe des Seiltriebes ist es auch thunlich geworden, eine grosse mechanische Arbeit, welche an einem Punkte erzeugt wird, an gewerbliche Anlagen verschiedener Besitzer abzugeben. Es werden dabei von einzelnen Stationen aus kleinere Seiltriebe abgezweigt; eine solche Station heisst eine Theilstation oder Theilstock.

Tragrollen kommen auch endlich noch in dem besonderen Falle zur Verwendung, wo die Kraftrollen nahe über einander liegen. Dann ist es nämlich nicht rathsam, den unmittelbaren und schiefen Seiltrieb AB , Fig. 208 und 209, anzuwenden, sondern

Fig. 208.

Fig. 209.



Tragrollen TT so einzuschalten, dass ein Theil TA oder TB des Seiltriebes in horizontale Lage kommt, in welcher dann die nöthigen Anspannungen des Seiles sowohl leicht zu erzielen, als auch nach den obigen Angaben zu ermitteln sind, ohne auf den schiefen Theil Rücksicht nehmen zu müssen. Das grossartigste Beispiel eines Drahtseiltriebes wird binnen Kurzem eine Anlage bei und in Schaffhausen abgeben, wo auf dem linken Rheinufer durch Turbinen etwa 600 Pferdestärken den Stromschnellen (nicht dem Rheinfall) entzogen und auf das rechte Ufer mittelst Seiltriebes geleitet werden, um dort an verschiedene Fabriken vertheilt zu werden. Diese interessante Anlage, welche von der Schaffhauser Wasserwerkgesellschaft ausgeführt wird, geht ihrer baldigen Vollendung entgegen, und wird ohne Zweifel in den Einzelheiten ihrer Ausführung für den praktischen Mechaniker hohes Interesse darbieten.

§. 135.

Grösse der Tragrollen.

Die Rollen, welche das führende Seiltrum tragen, müssen unter allen Umständen so gross gemacht werden wie die Kraftrollen. Für das geführte Trum dagegen dürfen beim nor-

malen Seiltrieb die Tragrollen kleiner als jene sein, und zwar nehme man deren Halbmesser R_0 nicht kleiner, als folgende Zahlen angeben:

\mathfrak{S}_1	s	$\frac{R_0}{\delta}$	\mathfrak{S}_1	s	$\frac{R_0}{\delta}$
0,5	17,5	563	9	9	741
1	17	571	10	8	769
2	16	588	11	7	800
3	15	606	12	6	833
4	14	625	13	5	870
5	13	645	14	4	909
6	12	667	15	3	952
7	11	690	16	2	1000
8	10	714	17	1	1053

Diese Werthe sind erhalten aus der Formel:

$$\frac{R_0}{\delta} = \frac{10000}{18 - \frac{\mathfrak{S}_1}{2}} \quad (168)$$

und liefern namentlich bei hohem \mathfrak{S}_1 für R_0 bequeme Werthe. Bei dem sogenannten straffen Seiltrieb (§. 127) fällt der Unterschied R und R_0 mehr oder weniger unbedeutend aus, so dass man dort in der Regel gut thut, $R_0 = R$ zu nehmen. Beim zusammengesetzten Seiltrieb findet ein Unterschied zwischen Trag- und Kraftrollen hinsichtlich der Grösse überhaupt nicht statt.

§. 136.

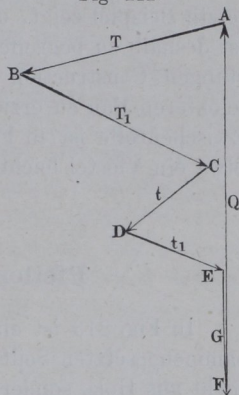
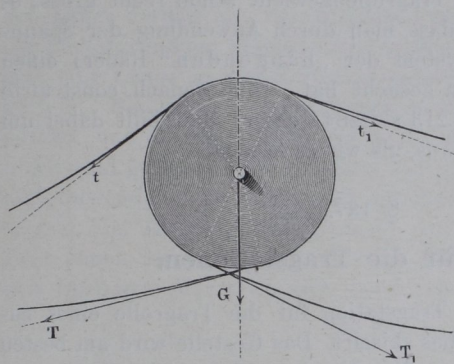
Druck auf die Tragrollenachse.

Bei einem vollständig durchgerechneten Seiltrieb kennt man für jede Tragstation die Anspannungen und (nach Verzeichnung der Seilcurven, siehe §. 129) die Richtungen der verschiedenen zu unterstützenden Seiltrume, also z. B. für eine Zwischenrolle, Fig. 211, die ihrer Grösse nach aufgetragenen Kräfte T, t, T_1 und t_1 und deren Richtungen; ausserdem ermittle man aus der unten folgenden Formel das ungefähre Gewicht G der Rolle, und suche nun graphisch nach Fig. 212 die Mittelkraft Q dieser sämtlichen

Kräfte, indem man macht: $AB =$ und $\parallel T$, $BC =$ und $\parallel T_1$, $CD =$ und $\parallel t$, $DE =$ und $\parallel t_1$, $EF =$ und $\parallel G$, worauf die Verbindungslinie $FA =$ und \parallel der gesuchten Kraft Q ist.

Fig. 211.

Fig. 212.



Die Tragrollen werden gewöhnlich gerade so construiert wie Kraftrollen für dieselbe Seildicke, und erhalten dann bei Befolgung der Regeln in §. 132 und 133 annähernd folgendes Gewicht:

bei der einfachen Rolle

$$G = \left[\left(45 + \frac{36,4}{d} + \frac{7,22}{d^2} \right) \left(\frac{R}{d} \right) + \left(0,33 + \frac{0,116}{d} + \frac{0,0072}{d^2} \right) \left(\frac{R}{d} \right)^2 + \left(0,005 + \frac{0,0007}{d} \right) \left(\frac{R}{d} \right)^3 \right]. \quad (169)$$

bei der Rolle mit zwei Kimmen, Fig. 199,

$$G = \left[\left(84 + \frac{66,4}{d} + \frac{13,30}{d^2} \right) \left(\frac{R}{d} \right) + \left(0,33 + \frac{0,116}{d} + \frac{0,0072}{d^2} \right) \left(\frac{R}{d} \right)^2 + \left(0,005 + \frac{0,0007}{d} \right) \left(\frac{R}{d} \right)^3 \right]. \quad (170)$$

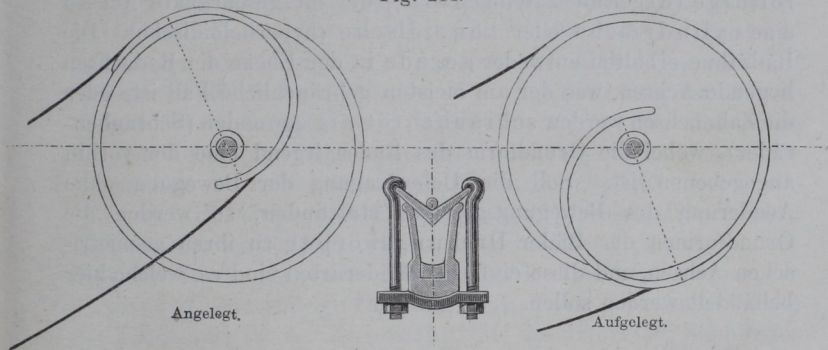
wobei R und d in Decimetern einzuführen sind.

1. Beispiel. In dem Beispiel 4, §. 125, fand sich ein 36drähtiges Seil von $0,9\text{mm}$ Drahtdicke, also $8 \cdot 0,9 = 7,2\text{mm}$ Durchmesser, bei einem Rollenhalbmesser $R = 750\text{mm}$. Dies gibt $\frac{R}{d} = \frac{750}{7,2} = 104$. Für eine einkimmige Rolle ergibt sich daher nach (169) das Gewicht $G = 0,072^3 [(45 + 13,89 \cdot 36,4 + 13,89^2 \cdot 7,22) 104 + (0,33 + 13,89 \cdot 0,116 + 13,89^2 \cdot 0,0072) 104^2 + (0,005 + 13,89 \cdot 0,0007) 104^3] = \text{nahe } 95^k$.

2. Beispiel. Für den 300pferdigen Seiltrieb aus dem zweiten Beispiel §. 125 fand sich $d = 2,2\text{mm}$, also nach §. 123, da das Seil zu 60 Drähten berechnet wurde, $d = 12,8 \cdot 2,2 \sim 28\text{mm}$, $R = 2200$, $\frac{R}{d}$ also $= \frac{2200}{28} = 79$. Die zweikimmige Zwischenrolle hierfür erhält

gestellt, die Lagerung entweder, wie hier angedeutet, mit niedrigen Bocklagern, oder aber, namentlich wenn der Pfeiler ohnedies schon sehr hoch ausfällt, unter Anwendung eines Bocklagerstuhles nach Fig. 147 bis Fig. 149 ausgeführt. Die Sohlplatten der beiden Lager werden mit vier kräftigen Ankern, welche in die Tiefe der Pfeilergründung hinabgreifen, festgeschraubt. Der Achse gebe man eine Länge = dem Rollenhalbmesser R zwischen den Zapfenmitteln. Bei zweirolligen Stationen wird der Pfeiler sehr tief geschlitzt, und die obere Rolle am praktischsten auf einen eisernen Lagerstuhl gelagert. In einzelnen Fällen hat man die Tragrollen auch fliegend laufend angebracht, wie die Punktirung in der Vorderansicht Fig. 213 andeutet. Dies ist namentlich für das Auflegen eines neuen Seiles bequem. Bei der letzteren Operation bedient sich Ingenieur Ziegler sehr geschickt eines improvisirten (aus

Fig. 214.



Winkeleisen hergestellten) Herland'schen Auflegers, siehe Fig. 214, welcher in die Rinne der einen Rolle mit Hakenschrauben befestigt wird.

Wenn in dem ganzen vorstehenden Kapitel stets angenommen wurde, dass die beiden Kraftrollen gleich gross seien, so ist damit nicht ausgesprochen, dass man sich auf dieses Verhältniss einschränken soll. Manchmal möchte man in der That durch wichtige Gründe zur Anwendung von Uebersetzung im Seiltrieb veranlasst sein. Man ermittle in solchen Fällen nur die Seildicke und Rollengrösse bei der kleineren der beiden Kraftrollen, und halte überhaupt durchweg fest, dass eine genügende Grösse der Rolle den wesentlichsten Antheil an der Güte des Seiltriebes hat.

XIV. ZAHNRÄDER.

§. 138.

Anordnung der Zahnräder.

Die geometrischen Achsen der Zahnräder kommen in denselben vier Hauptstellungen vor, welche bei den Riemscheiben, §. 110, angeführt wurden; auch erhalten die Räder je nach der Achsenstellung verschiedene Grundformen und Anordnungen.

Die Räder für parallele Achsen erhalten eine cylindrische Grundform (Stirnräder), die für schneidende Achsen eine kegelförmige (Kegelräder, Winkelräder), die für geschränkte Achsen eine cylindrische oder konoidische (hyperboloidische). Die Radzähne erhalten entweder gerade in der Ebene der Radachsen liegende Achsen, was der am meisten gebräuchliche Fall ist, oder die Zahnachsen werden schraubenförmig gewunden (Schraubenträder), wobei die Grundform des Rades irgend eine der vorhin angegebenen ist. Soll die Uebertragung der Bewegung ohne Aenderung des Bewegungsgesetzes stattfinden, so werden die Grundformen der Räder Drehungskörper zu ihren geometrischen Achsen, und diese einfachen Räderarten sind es, welche hier behandelt werden sollen.

A. Die Verzahnung der Stirnräder.

§. 139.

Allgemeines über Material und Form der Zähne der Stirnräder.

Die Zähne eines Räderpaares fertigt man im Maschinenbau gewöhnlich entweder an beiden Rädern aus Eisen, meist Guss-eisen, und nennt solche Räder Eisenräder, oder man gibt in einem Paare dem einen Rad eiserne, dem anderen hölzerne Zähne, und nennt ein solches Räderpaar ein Paar von Holz-eisenrädern.

Bei den Stirnrädern können die Zahnformen so gewählt werden, dass Räder von gleicher Theilung stets richtig miteinander arbeiten. Räder von diesen Zahnform-Eigenschaften heissen Satzräder, diejenigen hingegen, welchen die genannte Eigenschaft fehlt, Einzelräder.

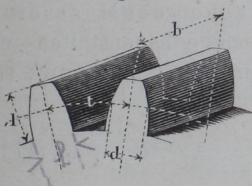
Die Stirnräder, welche als Eisenräder construirt werden, sollen in der Regel gleichzeitig als Satzräder verzahnt werden; bei den Holzeisenrädern kann die Rücksicht auf die Einfachheit der Zahnform (geradflankige Zähne) dahin führen, die Räder als Einzelräder zu verzahnen, auch muss bei Eisenrädern von ganz kleiner Zähnezahl manchmal der Vortheil des Satzräder-Wesens aufgegeben werden (vergl. §. 150).

In jedem Räderpaar heissen zwei den verschiedenen Rädern angehörige, an den Radmittelpunkten 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. Die Zahnachse liegt bei den geradzahnigen Stirnrädern, von welchen hier vorerst nur die Rede sein soll, im Theilkreiscylinder.

Die Stirnradzähne werden prismatisch geformt; dabei heissen die Grundflächen der Zahnprismen die Endflächen der Zähne, der über den Theilkreiscylinder 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; die Zahnsohlen stehen auf dem Radboden auf. 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. Der Raum zwischen zwei benachbarten Zähnen heisst die Zahnücke.

Beim Stirnrad nennt man ferner Zahnlänge, l Fig. 215,

Fig. 215.



den Abstand von Zahnsohle und Scheitel, Zahnbreite, b Fig. 215, den Abstand der Endflächen des Zahnes, Zahndicke, d Fig. 215, die Länge des zwischen die Zahnflanken fallenden Theilkreisbogens, und Lückenweite endlich die Länge des in die Lücke fallenden Bogens des Theil-

kreises. Indem 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.

Bei der Anfertigung der Zahnräder muss den Zahnformen besondere Sorgfalt gewidmet werden, wenn der Gang der Räder befriedigend ausfallen soll. Am allerwichtigsten ist hierbei, auf die Genauigkeit der Theilung sein Augenmerk zu richten; Fehler in den Zahnformen 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. In der Wahl der Zahnform sollte man stets sehr genau erwägen, ehe man sich entschliesst, da von derselben so vieles abhängt. Im Folgenden sind deshalb Anhalt- und Beurtheilungspunkte mit Sorgfalt zusammengestellt.

§. 140.

Theilkreishalbmesser. Peripheriemaasstab.

Bei einer Theilung t und einer Zähnezahl z eines Rades hat man für den Theilkreishalbmesser R :

$$\frac{R}{t} = \frac{z}{2\pi} = 0,15915 z \quad \dots \quad (171)$$

Der Halbmesser, welchen man mittelst dieser Formel erhält, ist wegen der Zahl π stets irrational, so dass bei abgerundeter Grösse der Theilung R immer einen Bruch bei sich führen wird. Zur Erleichterung der bezüglichen Rechnung dient indessen die nach (171) berechnete Tabelle des folgenden Paragraphen. Will man die Irrationalität von R vermeiden, so wähle man die Stufen der Theilungen nicht nach einfachen Bruchtheilen oder Vielfachen der Maasseinheit (Millimeter, Linien etc.), sondern nach einfachen Bruchtheilen oder Vielfachen des π fachen der Maasseinheit, ein Verfahren, welches in vielen Maschinenbauanstalten gebräuchlich ist. Geht t durch π Maasseinheiten einfach auf, so liefert die obige Gleichung:

$$R = \frac{z}{2} \left(\frac{t}{\pi} \right) \quad \dots \quad (172)$$

stets einen rationalen Werth für R . Der Quotient $\frac{t}{\pi}$ heisst auch wohl die Stichzahl des Rades.

Hat z. B. ein 24zähniiges Rad eine Theilung von $6 \times 3,14 \dots$ Millimeter, so wird nach (172) sein Theilkreishalbmesser $R = \frac{24}{2} \cdot 6 = 72^{mm}$; hat ein (nach preussischem Maass construirtes) Rad eine Theilung von $3 \times 3,14 \dots$ Linien oder die Stichzahl 3 bei 30 Zähnen, so wird sein Theilkreishalbmesser $R = \frac{30}{2} \cdot 3 = 45$ Linien.

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 (Rectification) von Kreisen und deren Bögen.

Im Folgenden werden nun stets 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 Peripheriemaasstabes (Peripheriemillimeter, -Linien u. s. w.), und damit die Halbmesser ebenfalls rational, aber im gewöhnlichen Maasssystem, macht. Die auf umstehender Seite folgende Tabelle ist nicht zu verwechseln mit der Donkin'schen**), nach dem Ausdruck

$$\frac{r}{t} = \frac{1}{2 \sin\left(\frac{180^\circ}{3}\right)},$$

welche den Halbmesser eines Kreises liefert,

der ein regelmässiges Vieleck von 3 Seiten von der Länge t umschreibt. Dieser Halbmesser ist namentlich bei kleinem 3 verschieden vom Radius R im obigen und gewöhnlichen Sinne. Die Verwechslung beider hat schon viele fehlerhafte Ausführungen hervorgerufen.

*) Derartige Maasstäbe, welche ich vor drei Jahren in den Uebungen im Maschinen-Construiren im Zürcher Polytechnikum einführte, haben auf meine Veranlassung sehr schön gefertigt und halten vorrätzig die Herren Optiker Ernst (Schifflande) und Ulrich (Münsterplatz) in Zürich. Ein solcher Maasstab von 314^{mm} Länge ist gleichzeitig fast ganz genau ein preussischer Fuss, getheilt in Hundertstel und deren Hälften. (1861.) Rx.

**) Siehe u. A. Salzenberg's Vorträge S. 93.

§. 141.

Tabelle über die Theilkreishalbmesser.

3	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0	0,159	0,318	0,477	0,637	0,798	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	8,43	8,59	8,75	8,91	9,07	9,23	9,39
60	9,55	9,71	9,87	10,03	10,19	10,34	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	17,82	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	21,64	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	25,30
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	29,12	29,28	29,44	29,60	29,76	29,92	30,08
190	30,24	30,40	30,56	30,72	30,88	31,03	31,19	31,35	31,51	31,67
200	31,83	31,99	32,15	32,31	32,47	32,63	32,78	32,94	33,10	33,26
210	33,42	33,58	33,74	33,90	34,06	34,22	34,38	34,54	34,69	34,85
220	35,01	35,17	35,33	35,49	35,65	35,81	35,97	36,13	36,29	36,45
230	36,60	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	40,26	40,42	40,58	40,74	40,90	41,06	41,22
260	41,38	41,54	41,70	41,86	42,02	42,17	42,33	42,49	42,65	42,81
270	42,97	43,13	43,29	43,45	43,61	43,77	43,93	44,08	44,24	44,40
280	44,56	44,72	44,88	45,04	45,20	45,36	45,52	45,68	45,84	45,99
290	46,15	46,31	46,47	46,63	46,79	46,95	47,11	47,27	47,43	47,59

Erste Benutzungsart der vorstehenden Tabelle.

Beispiel. Ein Rad soll 63 Zähne und 30^{mm} Theilung erhalten, welchen Halbmesser erhält sein Theilkreis? — Nach Zeile 7 Spalte 5 ist hier $\frac{R}{t} = 10,03$, also $R = 10,03 \cdot t = 10,03 \cdot 30 = 300,9^{\text{mm}}$, abzurunden auf 301^{mm}. Wäre die Theilung 30 Linien gewesen, so würde $R = 301$ Linien geworden sein.

Zweite Benutzungsart der Tabelle. Die Tabelle erleichtert auch das Auffinden der Zähnezah, welche man einem Rad von bekannter (berechneter) Theilung und gegebenem (noch abrundbarem) Theilkreishalbmesser zu geben hat.

Beispiel. Welche Zähnezah erhält ein Rad von 1000^{mm} Theilkreishalbmesser bei 40^{mm} Theilung? — Es ist hier $\frac{R}{t} = \frac{1000}{40} = 25$. 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 $24,99 \cdot 40 = 999,6^{\text{mm}}$, was aber einen vernachlässigbaren Unterschied liefert.

Dritte Benutzungsart der Tabelle. Bei gegebenem Halbmesser und gegebener Zähnezah die Theilung eines Rades zu suchen.

Beispiel. Gegeben $R = 400$, $z = 54$. Dem Werthe $z = 54$ entspricht nach Spalte 6 Zeile 6 der Quotient $\frac{R}{t} = 8,59$. Man hat demnach hier zu nehmen: $t = \frac{R}{8,59} = \frac{400}{8,59} = 46,56^{\text{mm}}$.

Bei der Verzeichnung der Theilung ist es am besten, den Kreis von dem auf die obige Weise sorgfältig ermittelten Halbmesser R recht genau aufzutragen und ihn dann in z gleiche Theile zu theilen.

§. 142.

Allgemeine Verzahnung.

In einem Stirnräderpaare liegen zusammenarbeitende Zahnurrisse in einem Lothschnitt zu den Radachsen, und geschieht deshalb die Verzeichnung und Auftragung der Zahnformen in einem solchen Schnitte (Endfläche). Die sogenannte allgemeine Verzahnung lehrt, wie bei gegebenem Zahnprofil des einen Rades dasjenige für das eingreifende Rad zu bestimmen ist, und zwar

unter der Voraussetzung, dass die Bewegungsübertragung bei constantem Verhältniss der Winkelgeschwindigkeiten der Räder erfolgen soll.

I. Genaues Verfahren. Fig. 216. O Mittelpunkt, T Theilkreis, abc Zahncurve des gegebenen Rades, O_1 Mittelpunkt, T_1 Theilkreis des Rades, dessen Zahncurve $a_1 S b_1$ gesucht werden soll. Lege die gegebene Curve so, dass ihr Theilkreispunkt S in die Centrale OO_1 , also in den Berührungspunkt S der Theilkreise fällt, so ist S gleichzeitig ein Punkt des gesuchten Zahnprofils. Um einen zweiten Punkt a_1 zu finden, der mit a zusammentreffen soll, ziehe sa normal zur gegebenen Curve in a , mache $\widehat{Ss_1} = \widehat{Ss}$, $\angle Ps_1 a_1 = \angle Osa$, und $s_1 a_1 = sa$, so ist a_1 der gesuchte Punkt. Profilmunkte, welche wie c so gelegen sind, dass ihre Normale den zugehörigen Theilkreis nicht trifft, sind für den gegebenen Theilkreis nicht benutzbar; um sie dazu zu machen, müsste man den Theilkreis T verlegen (hier vergrössern). Die gefundene Curve kann Spitzen, Schleifen, überhaupt unausführbare Formen erhalten, ohne deshalb geometrisch unrichtig zu werden.

Fig. 216.

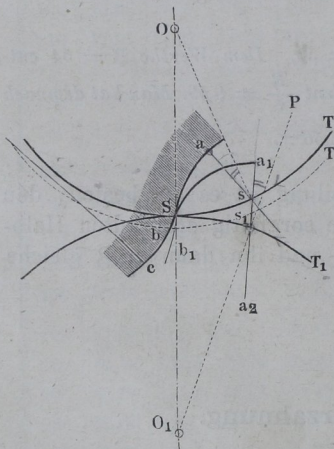
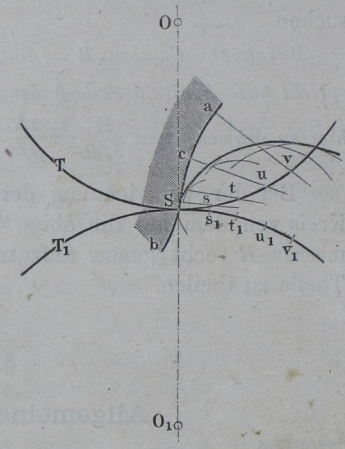


Fig. 217.



II. Abgekürztes Verfahren (Poncelet), Fig. 217. Man suche auf dem Theilkreis T_1 die Punkte $s_1, t_1, u_1, v_1 \dots$ auf, welche mit den Punkten $s, t, u, v \dots$ des gegebenen Kreises T zusammentreffen, beschreibe aus s_1, t_1, u_1 u. s. w. mit den Längen der Normalen zur gegebenen Zahncurve va, uc u. s. w. Bögen, und führe berührend an dieselben eine stetige Curve, so ist diese das

gesuchte Zahnprofil. Die Punkte $s, t, u, v \dots$ sollen in kleinen Abständen gewählt werden. — Trägt man in beiden Verfahrungsarten von den Punkten $s_1, t_1, u_1 \dots$ die Länge der Normalen $va, uc \dots$ rückwärts auf ($s_1 a_2 \dots$, Fig. 216), so erhält man die Hohlradverzahnung (innere Verzahnung) für das Rad $O_1 T_1$.

III. Verfahren des Verfassers. Fig. 218. Das Zahnprofil $abcSde$ und der zugehörige Theilkreis T sowie der Theilkreis T_1 gegeben. Man ziehe die Normalen $a1, b2, c3$ 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 Curve 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 $\widehat{S1'} = \widehat{S1}, \widehat{S2'} = \widehat{S2}, \widehat{S3'} = \widehat{S3}$ u. s. f., und ferner $1'a_1 = 1a, 2'b_1 = 2b, 3'c_1 = 3c$ u. s. f., so ist die Curve $a_1 b_1 c_1 \dots$, welche die gefundenen Punkte $a_1, b_1, c_1 \dots$ stetig verbindet, das gesuchte Zahnprofil. Dieses Verfahren ist

Fig. 218.

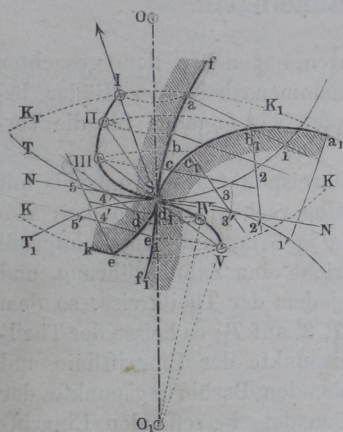
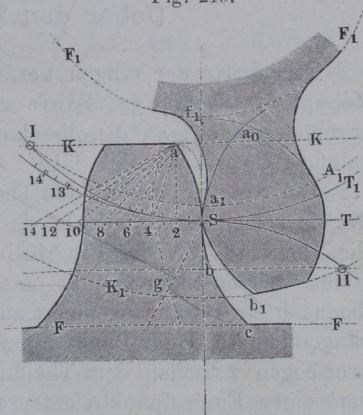


Fig. 219.



ebenso genau und dabei leichter als Nro. I, und liefert ausserdem die Eingrifflinie (s. d. folg. Paragraphen).

IV. Theoretisches Profil des Zahnfußansatzes. Fig. 219. 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 wird auf folgende Weise gefunden. aSb Zahncurve des Rades T , a_1Sb_1 die des Rades T_1 , a_1a_0 Verlängerung des Fussprofils des letzteren Zahnes, $ISII$ 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 beschreibe mit den erhaltenen Zirkelöffnungen aus $1', 2', 3' \dots$ Kreise, so hüllen diese die Curve $aa_1g \dots$, das sogenannte theoretische Profil des Zahnfusses, ein, an welches tangirend das wirkliche Profil a_1f_1 des Zahnfusses angelegt wird, so dass es in den Fusskreis F_1 übergeht. Das genannte theoretische Profil ist eine verlängerte oder verkürzte cyclische Curve (s. §. 144), hier wo T eine gerade Linie ist (Zahnstange), eine verkürzte Evolvente (s. übrigens §. 150).

§. 143.

Ueber den Zahneingriff.

Das dritte der obigen Verfahren hat neben dem gesuchten Zahnprofil die Eingrifflinie zusammenarbeitender Räder bestimmen gelehrt; an dieselbe knüpfen wir folgende für die Verzahnungstheorie wichtige Sätze.

Die Eingrifflinie hat den Theilkreispunkt des Zahnprofils mit diesem gemein, und schneidet dasselbe rechtwinklig, so dass also die Tangente NN der Eingrifflinie in S normal zum Zahnprofil steht. Jedem Eingriffpunkt entspricht eine Zahnberührung, und demnach ein Berührungspunkt auf jedem der Theilkreise, so dem Eingriffpunkte II der Punkt 2 auf T , $2'$ auf T_1 ; es heisse der Theilkreisbogen zwischen dem Theilkreispunkte der Eingrifflinie und dem einen Eingriffpunkte entsprechenden Berührungspunkte der Theilkreise der Wälzungsbogen zu dem betreffenden Eingriffpunkte. So ist $\widehat{S2}$ der Wälzungsbogen auf T zum Punkte II , $\widehat{S2'}$ der auf T_1 zu demselben Eingriffpunkte.

Die Summe der Wälzungsbogen zu den äussersten Eingriffpunkten ($\widehat{1S} + \widehat{S5}$ oder $\widehat{1'S} + \widehat{S5'}$) heisst der Eingriffbogen, 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.

Für ein Rad gibt es zu einem gegebenen Zahnprofile bei bekanntem Theilkreis nur eine Eingriffslinie, und zu einer gegebenen Eingriffslinie nur ein richtiges Zahnprofil. Dieses letztere ist nur in dem Falle aus der Eingriffslinie bestimmbar, wenn im voraus nachgewiesen werden kann, dass die Fahrstrahlen der Eingriffslinie im Augenblick des Eingriffes auch normal zum Zahnprofil stehen. Ist aber dieser Zusammenhang zwischen den Wälzungsbogen und Eingriffpunkten gegeben, so kann das entsprechende Zahnprofil construirt werden. Diese Aufgabe ist es, welche das obige Verfahren von einem gegebenen Zahnprofil ausgehend löst.

Bei den cycloidischen Verzahnungen ist der genannte aprioristische Nachweis allgemeiner zu führen, und deshalb sind diese Verzahnungen besonders praktisch.

Bei richtig zusammenarbeitenden Zahnradern sind die Eingriffslinien congruent und die Wälzungsbogen zu homologen Eingriffpunkten gleich lang. Unter Einhaltung dieser Bedingung können beliebig viele Räder zu einem gegebenen hinzuconstruirt werden.

Solche Räder sind unter der weiteren Bedingung Satzräder (s. §. 139), dass die allen gemeinschaftliche Eingriffslinie so geformt ist, dass sie durch den Theilkreis sowohl, als durch den Radius zu ihrem Theilkreispunkt in zwei congruente Stücke zerlegt wird*).

Der Strahl, welcher von dem Theilkreispunkte der Eingriffslinie aus nach irgend einem Eingriffpunkte gezogen wird (z. B. SI in Fig. 218), gibt die Richtung und den Angriffspunkt des Zahndruckes für den betreffenden Eingriffpunkt an. Damit der Achsendruck zwischen den Rädern nicht zu gross ausfalle, soll der Winkel zwischen der Achsendruckrichtung und der Centrale nicht zu klein sein.

*) Mancherlei über die Eingriffslinie und insbesondere die Eingriffdauer findet man in der „Constructionslehre für den Maschinenbau“, §. 178 u. f.

§. 144.

Die cyclischen Curven.

Zur Erzielung der Satzräderverzahnungen, oder überhaupt solcher Verzahnungen, deren geometrische Eigenschaften man allgemein vorausbestimmen will, eignen sich am besten die Kreisrollungs- oder cyclischen Curven*). Wenn ein Kreis auf einem anderen ohne Gleitung rollt, so beschreibt jeder Punkt in einem seiner Radien eine solche Curve, welche eine gemeine, verlängerte oder verkürzte Cycloide 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 Curve, 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 Curvenpunktes 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 cyclischen Curven, welche sich durch Veränderung von R und r ergeben, wie folgt zusammenstellen.

Grundkreis.	Radkreis.	Entstehende Curve.
$+ R$	$+ r$	Aufradlinie oder Epicycloide.
$\pm \infty$	$+ r$	Radlinie schlechthin oder Cycloide.
$- R$	$+ r$	Inradlinie oder Hypocycloide.
$+ R$	$\pm \infty$	Fadenlinie oder Kreisevolvente.
$+ R$	$- r$	Umradlinie oder Pericycloide.

*) Siehe u. A. Dr. Zehme's elem. u. anal. Behandl. d. versch. Cycloiden, Iserlohn und Elberfeld 1854, und Dr. Weissenborn's cyclische Curven, Eisenach 1856.

Bei allen fünf Arten gelten sodann von der gemeinen Form die beiden folgenden Sätze:

1. Die Normale zu einem Curvenpunkt geht durch den zugehörigen Berührungspunkt der Erzeugungskreise.

2. Der Krümmungsmittelpunkt zu einem Punkt der Curve ist der Durchschnitt der Normalen mit der Geraden, welche den Gegenpunkt mit dem Mittelpunkt des Grundkreises verbindet.

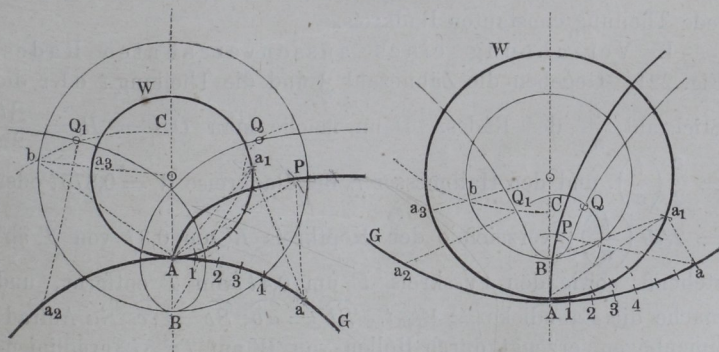
Auf dem ersteren Satze beruht die vorzügliche Anwendbarkeit der cyclischen Curven zur Verzahnung; auf den zweiten lassen sich vortrefflich die Ersetzungen der cycloidischen Zahncurven durch Kreisbögen stützen.

§. 145.

Verzeichnung der cyclischen Curven.

I. Genaues Verfahren. Fig. 220. G Grundkreis, W Radkreis, A Anfangspunkt der Curve. 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. 220.



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 Curve. Dieses Verfah-

ren, welches in Fig. 220 nur für Auf- und Inradlinie angewandt ist, gilt für alle fünf Arten der cyclischen Curven.

II. Abgekürztes Verfahren. Beschreibe aus den Theilpunkten 1, 2, 3, a, . . . mit den zugehörigen, von A aus gemessenen Sehnen des Radkreises Kreisbogen, so berühren diese sämtlich die gesuchte Curve und können, bei recht kleiner Theilung, $A - 1, 1 - 2 \dots$ gut zur Verzeichnung derselben dienen.

Für die in B anfangende verlängerte oder verkürzte Curve bestimme zuerst P (wobei es nicht nöthig ist, die gemeine Curve selbst zu verzeichnen), beschreibe dann aus a mit $a_1 B$ einen Bogen, und aus P einen solchen mit AB , so schneiden die beiden Bogen einander in einem Punkte Q der gesuchten Curve.

Oder: Ziehe durch a_3 einen Radius $a_3 b$ im Radkreise, und durch b einen Kreisbogen bc concentrisch mit dem Grundkreise, und mache $a_2 Q_1 = Ab$, so ist Q_1 der Curvenpunkt für die Wälzung auf dem Bogen $Aa_2 = Aa_3$.

§. 146.

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 constanten Radkreis.

I. Verzahnung eines aussenverzahnten Rades, Fig. 221. Gegeben die Zähnezahzahl z und die Theilung t oder die Stichzahl $\frac{t}{\pi}$ des Rades. Dann mache man $OS = R = \frac{zt}{2\pi} = \frac{3}{2} \left(\frac{t}{\pi} \right)$, und den Halbmesser r_0 der Radkreise $W = 0,875t$ oder $= 2,75 \left(\frac{t}{\pi} \right)$; verzeichne den Kopfkreis K um $0,3t$ von T abgehend, sowie den Fusskreis F um $0,4t$ von T entfernt, und mache die Zahndicke $= \frac{18}{40}t$. $\widehat{Sb} = \widehat{ab}$; $\widehat{Sc} = \widehat{ic}$. Sa 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 $z = 11$ unterkrümmt,

d. i. nach der Zahnmittelebene hin gebogen. Diese Unterkrümmung der Zahnflanken ist aber dadurch unschädlich zu machen, dass man die Zahnfußflanken unter Beachtung des theoretischen Fussprofils ausrundet (s. §. 142, wo in Fig. 219 als Beispiel das siebenzählige Rad der vorliegenden Verzahnung im Eingriff mit der Zahnstange gewählt wurde), und ausserdem dem Rade eine Seitenscheibe (s. §. 164, S. 285) gibt. Die oben angegebenen Verhältnisse liefern einen Scheitelspielraum von $\frac{1}{10}t$, einen Flankenspielraum von $\frac{1}{20}t$.

Fig. 221.

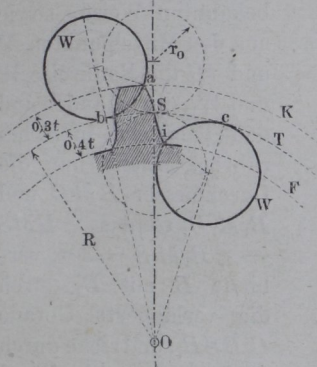
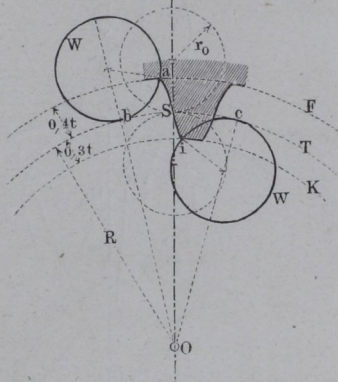


Fig. 222.



II. Verzahnung eines Hohlrades, Fig. 222. Das Hohlrad ist in den Zahnformen, abgesehen von der Rücksicht auf die Spielräume, die genaue Hohlform des gleichgrossen aussenverzahnten Rades. — O Mittelpunkt, R Theilkreishalbmesser, K Kopfkreis, um $0,3t$ von T nach innen abstehend, F' Fusskreis, um $0,4t$ von T nach aussen abstehend. $r_0 = 0,875t = 2,75 \frac{t}{\pi}$,

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 congruente Bögen der gemeinen Radlinie (vergl. Fig. 219 in §. 142).

Die Eingriffslinie fällt bei der vorliegenden Verzahnung mit den Radkreisen zusammen; der Eingriffbogen ist zudem hier gleich der Eingriffstrecke, nämlich $= \widehat{ba} +$ dem entsprechenden $\widehat{b_1a_1}$ am eingreifenden Rade. Die Eingriffdauer ε schwankt zwischen 1,22 und 1,60.

§. 147.

Radlinien - Kreisverzahnung.

Als Ersatzbögen werden zwei Stücke von Krümmungskreisen passend gelegener Elemente der Radlinienbögen benutzt.

Fig. 223.

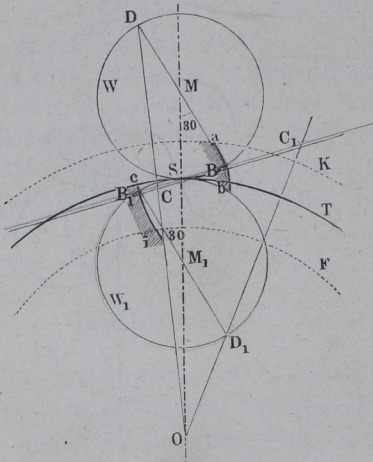


Fig. 223. Verzeichne aus O den Theilkreis T und die Kopf- und Fusskreise K und F in der bekannten Weise, sowie aus den Mittelpunkten M und M_1 die Radkreise W und W_1 , die einander und den Theilkreis in S berühren. Ziehe nun die Durchmesser BMD und $B_1M_1D_1$ so, dass $\angle BMS = \angle B_1M_1S = 30^\circ$; verbinde B mit B_1 durch die verlängerte Gerade C_1BSB_1 , und ziehe durch die Gegenpunkte D und D_1 die Geraden OD und OD_1C_1 , so liefern deren

Schnitte C und C_1 mit der Geraden $B_1CS C_1$ die gesuchten Krümmungsmittelpunkte zu den Ersatzbögen aBb und cB_1i . Durch C und C_1 lege nun aus O beschriebene Mittelpunktkreise, und rücke die Bögen aBb und cB_1i zum Zahnprofil zusammen.

Durch Rechnung findet man die Krümmungshalbmesser ϱ aus den folgenden Formeln:

$$\frac{\varrho}{t} = 0,45 \frac{23 \pm 11}{3 \pm 11} \quad \text{und} \quad \frac{\varrho}{\left(\frac{t}{\pi}\right)} = 1,42 \frac{23 \pm 11}{3 \pm 11} \quad (173)$$

Die Pluszeichen liefern die Krümmungshalbmesser CB für die Aufradlinienbögen (ϱ_a), die Minuszeichen die Krümmungshalbmesser C_1B_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: $\varrho_a = 30 \cdot 0,45 \cdot \frac{126 + 11}{63 + 11}$

$= 30 \cdot 0,45 \cdot \frac{137}{74} = 0,833 \cdot 30 = \text{sehr nahe } 25^{\text{mm}}$, und der Krümmungshalbmesser ϱ_i für die inneren Bögen: $\varrho_i = 30 \cdot 0,45 \cdot \frac{126 - 11}{63 - 11} = 30 \cdot 0,45 \cdot \frac{115}{52}$

$= 30 \cdot 0,995 = \text{sehr nahe } 30^{\text{mm}}$.

2. *Beispiel.* Gegeben $Z = 11$, $\left(\frac{t}{\pi}\right) = 10$. Hier wird: $\varrho_a = 10 \cdot 1,42 \cdot \frac{33}{22} = \frac{42,6}{2} = 41,3$ Millimeter (nicht etwa Theile des Peripheriemaasstabes).

Sodann hat man $\varrho_i = 10 \cdot 1,42 \cdot \frac{11}{0} = \infty$, d. h. die Fussflanke wird geradlinig und radial.

3. *Beispiel.* Gegeben $Z = 7$, $t = 50$. Hier wird $\varrho_a = 50 \cdot 0,45 \cdot \frac{14 + 11}{7 + 11} = 50 \cdot 0,45 \cdot \frac{25}{18} = 31,2$ oder abgerundet 31^{mm} . Für den inneren Bogen erhält man: $\varrho_a = 50 \cdot 0,45 \cdot \frac{14 - 11}{7 - 11} = -50 \cdot 0,45 \cdot \frac{3}{4} = -50 \cdot 0,3375 = \text{nahe } -17^{\text{mm}}$. Die Fussflanke wird also unterkrümmt. Sie wird in der in §. 142, Fig. 219 angegebenen Weise in den Radboden übergeführt.

Bemerkung. Bei den Zähnezahlen unter 15 thut man wohl, statt der Kreisverzahnung die genaue Methode (§. 146) anzuwenden, indem sonst die Vernachlässigungen einen merkbaren Einfluss auf den Gang der ausgeführten Zahnräder üben.

§. 148.

Geradflankenverzahnung.

Die Geradflankenverzahnung ist eine einfache Radlinienverzahnung; sie liefert Einzelräder (s. §. 139 und 143) und ist für Holzeisenräder namentlich bei Winkeltrieben deshalb passend, weil sie die Flanken der Holzzähne als ebene Flächen liefert.

I. Räder mit äusserem Eingriff, Fig. 224. \mathfrak{z} Zähnezahl, R Halbmesser des Holzrades, \mathfrak{z}_1 und R_1 Zähnezahl und Halbmesser des Eisenrades, t die Theilung, k und f Kopf- und Fusslänge beim Holzrad, k_1 und f_1 diese Längen beim Eisenrad. W Radkreis zur Erzeugung der Zahncurven des Rades R_1 . Man mache $R = \frac{\mathfrak{z}t}{2\pi} = \frac{\mathfrak{z}}{2} \left(\frac{t}{\pi}\right)$, den Halbmesser von $W = \frac{R}{2}$,

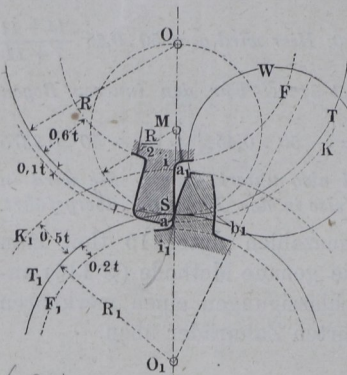
$$R_1 = \frac{3_1 t}{2\pi} = \frac{3_1}{2} \left(\frac{t}{\pi} \right), k = 0,1t, f = 0,6t, k_1 = 0,5t, f_1 = 0,2t,$$

und die Zahndicke bei beiden Rädern $= \frac{19}{40}t$. S_i gerade und

radial, S_a Abrundung vom Halbmesser $\frac{t}{10}$, aS_i das Profil des

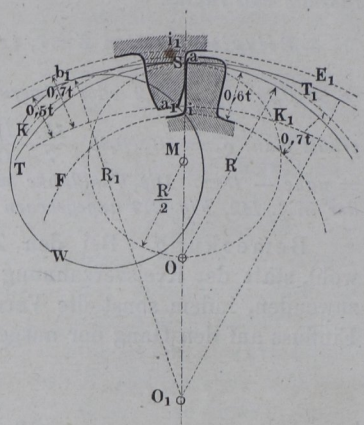
geradflankigen Zahnes. Bogen $\widehat{Sb_1} = \widehat{b_1 a_1}$, Sa_1 Aufradlinienbogen, erzeugt durch Rollen von W auf T_1 . S_i geradlinige Verlängerung der Curve $a_1 S$, mit einer Ausrundung in den Radbogen übergeführt; $i_1 Sa_1$ Profil des krummflankigen Zahnes.

Fig. 224.



62.4
37.2

Fig. 225.



II. Räder mit innerem Eingriff, Fig. 225. Das Hohlräder erhält die eisernen krummflankigen Zähne, den Halbmesser R_1 , die Zähnezah 3_1 ; das andere Rad die Zähnezah 3 , den Halbmesser R . W Radkreis vom Halbmesser $\frac{R}{2}$; die Kopf- und Fusslängen werden genommen wie oben. aS_i gerades, oben abgerundetes Profil des Holzrades; $i_1 Sa_1$ Profil des Eisenzahnes, zusammengesetzt aus dem Inradlinienbogen Sa_1 und dem Ansatzstück Si_1 . Sa_1 wird erzeugt durch Rollen von W in T_1 . — Wollte man dem Hohlräder die geradlinigen Zähne geben, so würden die Zahnprofile des aussenverzahnten Rades nach Umradlinienbögen zu formen sein, erzeugt durch Wälzen eines Radkreises von dem halben Halbmesser des Hohlrades um den Theilkreis des aussen-

verzahnten. Die entstehenden Zahnformen werden dabei für die Ausführung weniger bequem als bei der obigen Methode. Will man die Geradflankenverzahnung für Zahnstange und Trieb-
ling benutzen, so kann man a) $R_1 = \infty$ annehmen, R endlich lassen, also den Trieb-
ling mit den Geradflanken versehen; die Zahnflanken der Zahnstange werden dann gemeine Radlinien; oder man kann b) $R = \infty$, R_1 aber endlich annehmen, wobei die Zahn-
stange die geraden Flanken, der Trieb-
ling Evolventen zu Zahn-
flanken erhält.

Die Eingrifflinie fällt bei der Geradflankenverzahnung mit dem Radkreis $\left(\frac{R}{2}\right)$ zusammen; der Eingriffbogen wird gleich

der Eingriffstrecke, d. i. gleich dem $\widehat{b_1 a_1}$; die Eingriffdauer ε schwankt zwischen 1,7 und 3,7. Wenn die Profile des krumm-
flankigen Zahnes einander vor Erreichung des normalen Kopfkreises schneiden, so schadet das nicht, wenn dabei $\varepsilon > 1$ bleibt; andern-
falls wähle man alsdann grössere Zähnezahlen.

§. 149.

Geradflanken - Kreisverzahnung.

Der Radlinienbogen wird durch ein Stück eines Krümmungs-
kreises, das einem passend gelegenen Curvenelemente angehört, ersetzt.

Räder mit äusserem und Räder mit innerem Ein-
griff, Fig. 226 und 227 (a. f. S.). Verzeichne aus O_1 den Theilkreis T_1 und die Kopf- und Fusskreise K_1 und F_1 , sowie in S berührend aus M den Radkreis W mit dem Halbmesser $\frac{R}{2}$, wobei R den

Halbmesser des eingreifenden (Holz-) Rades bezeichnet. Mache die Sehne SB des Radkreises $= 0,8t$, ziehe den Durchmesser BMD , und verbinde den Gegenpunkt D mit O_1 , so ist der Durchschnitt C von DO_1 mit der Verlängerten BS der gesuchte Krümmungs-
mittelpunkt, und CB der Halbmesser ϱ des Ersatzbogens $a_1 B i_1$.

Auch bestimmt sich ϱ aus folgenden Formeln:

$$\frac{\varrho}{t} = 0,8 \frac{2z_1 \pm 3}{z_1 \pm 3}, \quad \frac{\varrho}{\left(\frac{t}{\pi}\right)} = 2,5 \frac{2z_1 \pm 3}{z_1 \pm 3} \quad (174)$$

wobei die Pluszeichen für die aussenverzahnten, die Minuszeichen für die innenverzahnten Räder gelten.

Fig. 226.

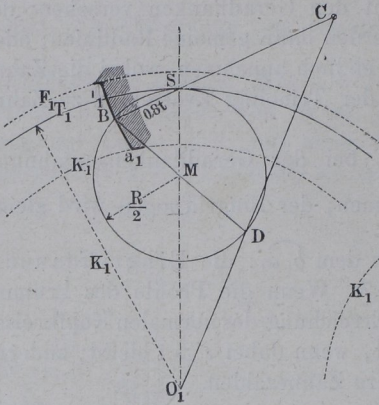
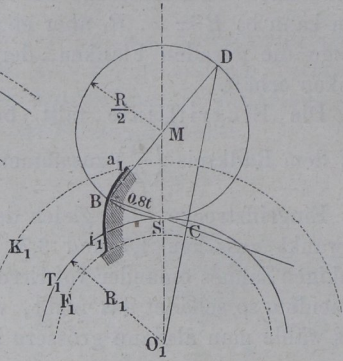


Fig. 227.



§. 150.

Punktverzahnungen. Gemischte Verzahnungen.

Die Geradflankenverzahnung ist auch vielfach so benutzt worden, dass man deren zwei zusammenfügt, so dass an beiden Rädern die Fussflanken gerade, die Kopfflanken gekrümmt werden. Solche Räder sind aber keine Satzräder, und daher für die gewöhnlichen Ausführungen des Maschinenbaues als unpraktisch zu verwerfen. Nur bei den Uhrmachern mag sich diese Verzahnungsmethode vielleicht halten, weil sie ein bequemes Ausfeilen der Zahnlücken gestattet, und ausserdem kleine Zähnezahlen zulässt.

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 vereinzelt Fällen praktisch sind.

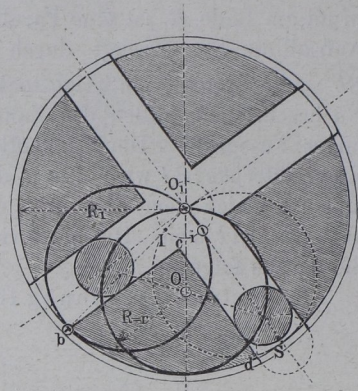
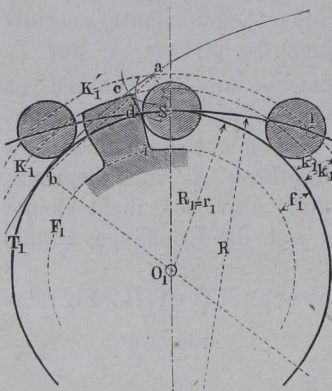
Wird der Radkreis einer einfachen Verzahnung so gross gemacht, wie der Theilkreis des einen der beiden Räder, so ergeben sich für den Theilkreis, auf welchem er rollt, als Zahnprofile cyklische Curven, für den anderen, mit ihm gleich grossen Theil-

dem die Ausrundung bei Fig. 228 nicht unbedingt erforderlich ist. — In Fig. 230 sind die Triebstöcke an dem Hohlrade angebracht; Profil cd ist parallel zu der Umradlinie Sa , erzeugt durch Wälzen von T um T_1 ; $\widehat{Sb} = \widehat{ab}$; SI Eingriffstrecke, gleich dem Eingriffbogen, wie oben, und $\geq 1,1t$ zu machen; di radiales Fussprofil.

Einen besonderen Fall der Verzahnung in Fig. 229 stellt Fig. 231 dar; hier ist $R = \frac{1}{2} R_1$, also $\mathfrak{z} = \frac{1}{2} \mathfrak{z}_1$, und hier insbesondere

Fig. 230.

Fig. 231.



$\mathfrak{z} = 2$, also $\mathfrak{z}_1 = 4$. Das Profil cd ist eine Parallele zu der in eine Gerade übergegangenen Inradlinie Si ; $\widehat{Sb} = \widehat{bi}$; SI Eingriffstrecke, gleich dem Eingriffbogen. Dieser fällt hier $< t$ aus; indessen verstattet die Geradflankigkeit der Zähne von R_1 , den Flankenspielraum Null zu machen, sodass die Gegenflanke ebenfalls ein Eingriff ist, der Eingriffbogen also als das Doppelte von SI zu betrachten ist. Vorliegender Rädereingriff wird von Vielen für einen besonderen Mechanismus gehalten; übrigens finden sich in den Ausführungen die Triebstöcke als Rollen konstruiert, die auf freitragenden Zapfen stecken.

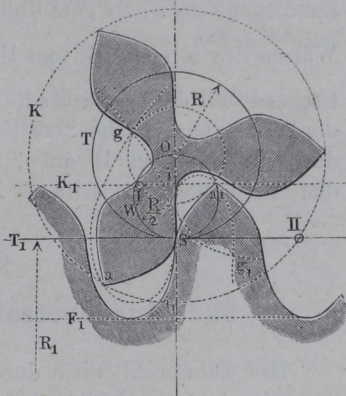
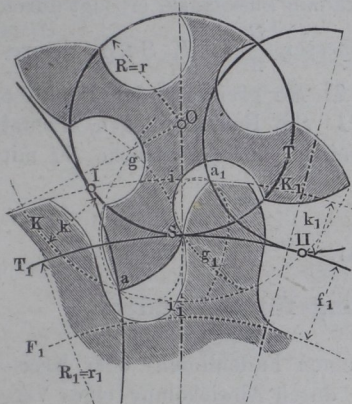
Lässt man in Fig. 229 den Radius R_1 unendlich gross werden, so entsteht der Zahnstangenmechanismus, bei welchem die Zahnprofile an der Zahnstange Parallelen zu gemeinen Radlinien werden. Wenn dagegen bei Fig. 230 R unendlich gross gemacht wird, erhält die entstehende Zahnstange eine sehr bequeme Form (Stockleiter), sodass diese Construction der ersteren meist vorzu-

ziehen 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 äusserst praktisch, namentlich für Windwerke, welche dem Frost ausgesetzt sind, wie die an Schützen, Schleusen u. s. w.

Fig. 232.

Fig. 233.



Doppelte Punktverzahnung. Fig. 232. Verbindet man zwei Punktverzahnungen miteinander, so erhält man eine Verzahnung, welche ein sehr tiefes Herabgehen der Zähnezahls des 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. §. 142), S_i 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 und ähnliche Hebezeuge.

Gemischte Verzahnung. Fig. 233. Für die Anfertigung

der soeben genannten kleinen Trieblinge für Hebezeuge ist es sehr zweckmässig, wenn das Fussprofil nicht gar zu sehr unterschritten erscheint. Für diesen Zweck eignet sich die Anwendung der Geradflanken beim Zahnfusse des kleinen Rades. Zur Erzielung einer genügenden Eingriffdauer (welche hier bei dem Dreier-Rad mit Zahnstange immer noch 1,15 beträgt) müssen dann freilich auch am eingreifenden Rade die Zahncurven am Zahnkopf bis zu ihrem Durchschnitt geführt werden. *Sa* Fadenlinienbogen, erzeugt durch Wälzen des (hier geradlinigen) Theilrisses T_1 der Zahnstange auf T , *Si* geradlinige radiale Fussflanke, erzeugt durch Wälzen des Kreises W vom Halbmesser $\frac{R}{2}$ in T , Sa_1g_1 theoretisches Profil der Lücke des Rades T . *Sa* greift mit dem Punkte S der Zahnstange auf der Strecke SII . Sa_1 Radlinienbogen, erzeugt durch Wälzen von W auf T_1 , greifend auf der Strecke SI mit der Fussflanke *Si* des Rades T .

§. 151.

Fadenlinienverzahnung für Satzräder.

Das Zahnprofil wird durch einen Fadenlinien- oder Kreis-evolventenbogen gebildet, welcher durch Abwicklung eines Verhältnisskreises erzeugt wird.

Fig. 234.

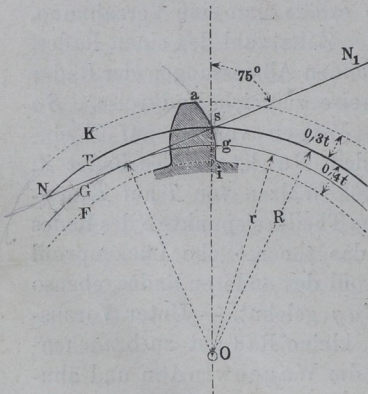
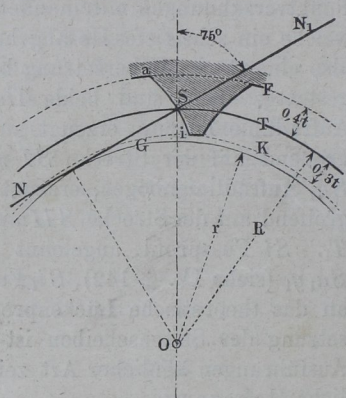


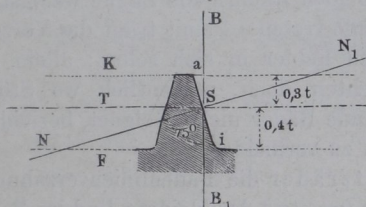
Fig. 235.



Aeussere und innere Verzahnung, Fig. 234 und 235

Gegeben die Zähnezahzahl z und die Theilung t , oder die Stichzahl $\frac{t}{\pi}$ des zu verzahnenden Rades. Mache $OS = R = \frac{3t}{2\pi} = \frac{3}{2} \left(\frac{t}{\pi} \right)$ und verzeichne die Kopf- und Fusskreise K und F in den Abständen $f = 0,4t$, $k = 0,3t$ vom Theilkreis, 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 $r = 0,966 R = 0,154 z t = 0,483 z \left(\frac{t}{\pi} \right)$ 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 Zahnuriss, welcher bei äusserer Verzahnung für die Zähnezahlen unter 55 durch ein radiales Stück gi zu verlängern und mit dem Radboden zu verbinden ist.

Fig. 236.



Zahnstange, Fig. 236. aSi gerade, unter 75° gegen den Theilkreis T geneigte Linie als Zahnprofil. Der Winkel von 75° ist durch Zusammenlegen der gebräuchlichen Winkelbrettchen von 45° und 30° leicht zu erhalten.

Man übersehe bei Benutzung dieser Zahnstangenform nicht die Bemerkungen in dem folgenden Paragraphen.

§. 152.

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 mit der Zähnezahzahl bis auf 7 für gleichgrosse Räder herabgehen kann, während bei der Fadenlinienverzahnung die kleinsten gleichgrossen Räder 14 Zähne haben müssen, man auch die Zähnezahzahl bei der Fadenlinienverzahnung nicht wohl

unter 11 nehmen darf. 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.

Fadenlinienverzahnung. Vortheile sind: vor allem die einfache Form der Zähne und sodann die Eigenschaft, dass man die Räder auseinanderrücken darf, ohne die Richtigkeit des Eingriffes zu beeinträchtigen. Diesen Vorzügen stellt sich aber ein eigenthümlicher Nachtheil entgegen. Derselbe besteht darin, dass bei kleinen Zähnezahlen 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 gehoben, wenn man die betreffenden Räder auseinanderrückt, 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 in sich selbst; allein für starke Kraftübertragung möchten doch, namentlich wo Stösse häufig sind, so gesperrt gehende Räder nicht geeignet, beziehlich die Kleinheit der Zähnezahlen zu vermeiden sein.

So wird also für die Satzräder die Fadenlinienverzahnung 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, sollte man bei neuen Fabrikanlagen nur sie allein für die Satzräder in Anwendung bringen.

Bei der Geradflankenverzahnung, deren einfache Zahnform namentlich für die Kegelräder von hohem Werth ist, wird das am Holzzahn angegriffene Stück in radialer Richtung manchmal ziemlich klein (und zwar um so kleiner, je grösser die Zähnezahl des geradflankigen Rades ist), und leidet deshalb nicht unbedeutend durch die Abnutzung, wenn man nicht sich durch das einfache Mittel vorsieht, den Zähnen eine recht grosse Breite zu geben.

Die Punktverzahnungen und die, welche als gemischte bezeichnet wurden, leisten für besondere Fälle, namentlich bei Hebzeugen und anderen Windwerken, wo als Zahnmaterial

Schmiedeeisen gebraucht wird, ausgezeichnete Dienste, weshalb die betreffenden Regeln namentlich bei solchen Maschinen ihre Verwendung finden möchten.

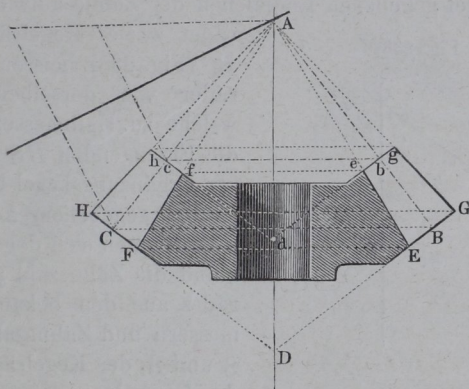
B. Verzahnung der Kegelräder.

§. 153.

Allgemeines über die Kegelradzähne.

Bei den Kegel- oder Winkelrädern liegen die berührenden Verhältnisskreise zusammenarbeitender Räder in Normalkegeln, 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 (BC Fig. 237). Die Zahnlänge

Fig. 237.



wird auf dem Ergänzungskegel des Grundkegels gemessen; BDC ist der Ergänzungskegel ($\angle DBA = 90^\circ$) und es ist $EG = FH$ die Zahnlänge; die Zahnbreite Bb , Cc wird auf der Erzeugungslinie des Grundkegels gemessen, die Zahndicke auf dem Theilkreis; die Zähne sind Pyramiden, deren Spitzen in A liegen.

Wenn Kegelräder Satzräder werden sollen (vergl. §. 139), so müssen sie ausser gleicher Theilung auch noch gleichlange Berührungslinien (AB , Fig. 237) haben. Da diese Bedingung oft

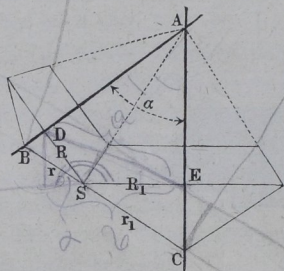
nicht erfüllt werden kann, so sind Kegelräder von gleicher Theilung und Verzahnungsart doch häufig Einzelräder. In der Praxis findet man übrigens Abweichungen bis zu 5 Procent in der Länge der Berührungslinie noch als statthaft betrachtet. Man nennt solche mit einem kleinen Fehler behaftete zu einem vorhandenen Kegelräderpaar für denselben Achsenwinkel hinzu construirte 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 45zähligen rechtwinklig arbeiten zu lassen.

§. 154.

Hilfräder der Kegelräder.

Die Kegelräder erhalten brauchbare Zahnformen, wenn man ihre als Stirnräder verzahnten Hilfräder auf die durch die Ergänzungskegel gegebenen Endflächen der Zähne aufwickelt. Hilfräder zweier Kegelräder R und R_1 (Fig. 238) heissen die Stirnräder von derselben Theilung,

Fig. 238.



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 Zähnezahl \mathfrak{z} eines Hilfrades aus den bekannten Halbmessern und Zähnezahlen R , R_1 , \mathfrak{z} und \mathfrak{z}_1 der Kegelräder mittelst der Formeln:

$$\left. \begin{aligned} \frac{r}{R} &= \frac{\sqrt{R^2 + R_1^2 + 2RR_1 \cos. \alpha}}{R_1 + R \cos. \alpha} \\ \frac{\mathfrak{z}}{\mathfrak{z}_1} &= \frac{\sqrt{\mathfrak{z}^2 + \mathfrak{z}_1^2 + 2\mathfrak{z}\mathfrak{z}_1 \cos. \alpha}}{\mathfrak{z}_1 + \mathfrak{z} \cos. \alpha} \end{aligned} \right\} = \frac{a}{b} \quad \dots \quad (175)$$

Ist der Achsenwinkel ein Rechter, so wird:

$$\left. \begin{aligned} \frac{r}{R} &= \frac{\sqrt{R^2 + R_1^2}}{R_1}, \quad \frac{\mathfrak{z}}{\mathfrak{z}_1} = \frac{\sqrt{\mathfrak{z}^2 + \mathfrak{z}_1^2}}{\mathfrak{z}_1} \end{aligned} \right\} \dots \dots (176)$$

Beispiel. Ein Kegelräderpaar habe die Zähnezahlen 30 und 50 und einen Achsenwinkel $\alpha = 60^\circ$, so ist $\cos. \alpha = \frac{1}{2}$, und es findet sich für das Hilfrad zu dem 30zähligen Rade: $\mathfrak{s} = \frac{30 \cdot \sqrt{30^2 + 50^2} + 2 \cdot 30 \cdot 50 \cdot 0,5}{50 + 30 \cdot 0,5} = \frac{6 \cdot \sqrt{4900}}{13} = 32,3$, wofür man 32 nehmen würde. Für das 50zählige Rad erhält man ferner: $\mathfrak{s}_1 = \frac{50 \cdot \sqrt{4900}}{30 + 50 \cdot 0,5} = \frac{50 \cdot 70}{55} = \text{nahe } 64$. Mit diesen Zähnezahlen und der gegebenen Theilung sind die Hilfräder zu verzahnen.

§. 155.

Das Planrad.

Verändert man in dem Räderpaar D_0E , Fig. 239, unter Beibehaltung des Winkels α und des Halbmessers R_1 den anderen

Fig. 239.

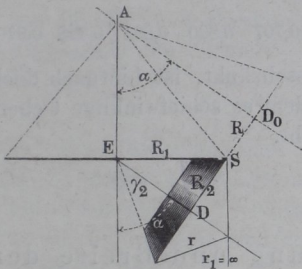
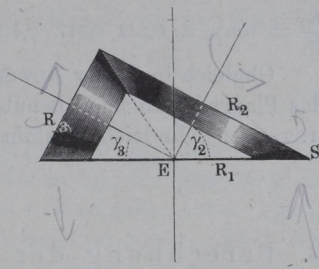


Fig. 240.



Halbmesser R so, dass der Achsenschnittpunkt in den Mittelpunkt E des Rades R_1 fällt (Fig. 239), so geht der Grundkegel von E in eine ebene Scheibe über. Ein Winkelrad mit einem solchen Grundkegel nennen wir ein Planrad. Der Ergänzungskegel desselben geht in einen Cylinder über; der Halbmesser des Hilfrades zum Planrad wird also unendlich gross, d. h. das Rad erhält die Zahnformen der Zahnstange. Diese sind bei der Fadentlinienverzahnung besonders einfach (§. 151) und machen dadurch das Planrad zu einer empfehlenswerthen Construction.

Für das Uebersetzungsverhältniss hat man:

$$\frac{R_2}{R_1} = \cos. \alpha \dots \dots \dots (177)$$

von Planrad

woraus z. B. bei $\alpha = 60^\circ$, $\frac{R_2}{R_1} = \frac{1}{2}$ folgt. Das Planrad erlaubt also bei festgesetztem Achsenwinkel nur ein bestimmtes Uebersetzungsverhältniss. Dieses lässt sich auch ausdrücken durch den halben Spitzenwinkel γ_2 des Kegelrades R_2 , indem man auch hat:

$$\frac{R_2}{R_1} = \sin. \gamma_2 \dots \dots \dots (178)$$

Es verdient beachtet zu werden, dass beide Räder aus einem Winkelräderpaar mit demselben Planrad arbeiten können. Hat ein solches Paar R_2, R_3 (Fig. 240) die Spitzenwinkel γ_2 und γ_3 und ist ausserdem rechtwinklig, so ist zunächst dessen Uebersetzungszahl:

$$\frac{R_2}{R_3} = \text{tg.} \gamma_2 = \text{cotg.} \gamma_3,$$

und man hat bei:

$\frac{R_2}{R_3} = \text{tg.} \gamma_2 =$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$\frac{4}{3}$	2	3	4
$\gamma_2 =$	14°	18°30	26°40	36°50	45°	53°10	63°20	71°30	76°
$\frac{R_2}{R_1} = \sin. \gamma_2 =$	0,242	0,317	0,449	0,60	0,707	0,800	0,894	0,948	0,970.

Oggleich in seiner Anwendung beschränkt, ist hiernach doch das Planrad manchmal benutzbar, indem es schiefwinklige Uebersetzungen sehr leicht ausführbar macht.

C. Berechnung der Theilung und Breite der Radzähne.

§. 156.

Eintheilung der Räder.

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 Zahn-
breite zunehmen, um die Abnutzung der Zahnflanken einzuschrän-
ken. Unterhalb einer gewissen Geschwindigkeit können indessen
diese Einflüsse vernachlässigt werden. Wir theilen deshalb die
Räder in zwei Classen ein, nämlich :

1. Krahnräder, 2. Triebwerkkräder;
und zwar sind Krahnräder solche, die bis zu $\frac{1}{2}$ Meter Theil-
kreisgeschwindigkeit haben, Triebwerkkräder, die von grösser-
er Geschwindigkeit. Indem wir deren Theilung und Breite be-
stimmen, und später auf diese Maasse die des Radkörpers beziehen,
werden die Räder passende Abmessungen erhalten können. Die
zu gebenden Regeln beziehen sich auf Gussseisen, Holz,
Schmiedeseisen und Bronze als Material der Zähne.

§. 157.

Der Zahnquerschnitt.

Bei der Zahntheilung t , der Zahnbreite b , der Zahnlänge l , der
Zahnfussdicke h , dem Zahndruck P und der im Zahne eintretenden
Biegungsspannung \mathfrak{S} gilt allgemein die Beziehung

$$bt = b \frac{P}{\mathfrak{S}} \left(\frac{l}{t}\right) \left(\frac{t}{h}\right)^2 \dots \dots \dots (179)$$

und für die oben angenommenen Verhältnisse zwischen Zahnlänge
und -Dicke die Formel:

$$bt = 16,8 \frac{P}{\mathfrak{S}}^* \dots \dots \dots (180)$$

Dies bedeutet, dass die Festigkeit des Zahnes seinem
Querschnitt proportional ist, dass es also für dieselbe gleich-
gültig ist, welches Verhältniss b und t zu einander haben, ein Um-
stand, aus welchem sich beim Construiren oft Nutzen ziehen lässt.
(Vergl. §. 163.)

§. 158.

Theilung und Zahnbreite der Krahnräder.

Bezeichnet bei einem gusseisernen Krahnrad:

(PR) das statische Moment der angreifenden Kraft,

z die dem Rad bestimmte Zähnezahl,

*) Wenn die Zahnlänge statt zu $0,7t$ zu $0,75t$ angenommen wird, wie
es in der „Constructionslehre f. d. Masch.-Bau“ geschah, so wird bt
 $= 18 \frac{P}{\mathfrak{S}}$. Trotz diesem Unterschiede dürfen die nachfolgenden Formeln
doch ohne weiteres auch auf $\frac{3}{4}t$ lange Zähne angewandt werden.

R seinen vorläufig festgesetzten Theilkreishalbmesser,
 t seine Theilung,

so nehme man je nach den gegebenen Grössen :

$$t = 2,11 \sqrt[3]{\frac{PR}{3}}, \quad \frac{t}{\pi} = 0,67 \sqrt[3]{\frac{PR}{3}} \dots \dots (181)$$

oder

$$t = 1,23 \sqrt{\frac{PR}{R}}, \quad \frac{t}{\pi} = 0,39 \sqrt{\frac{PR}{R}} \dots \dots (182)$$

und gleichzeitig die Zahnbreite b :

$$b = 2t \dots \dots \dots (183)$$

Ist statt (PR) die Zahl N der zu übertragenden Pferdestärken und die Umdrehungszahl n gegeben, so nehme man :

$$t = 188 \sqrt[3]{\frac{N}{n3}}, \quad \frac{t}{\pi} = 60 \sqrt[3]{\frac{N}{n3}} \dots \dots \dots (184)$$

oder

$$t = 1040 \sqrt{\frac{N}{nR}}, \quad \frac{t}{\pi} = 331 \sqrt{\frac{N}{nR}} \dots \dots \dots (185)$$

Da der Werth $\frac{(PR)}{R}$ gleich der Umfangskraft P ist, so gilt (182) auch für die Fälle, wo P unmittelbar gegeben ist, wie bei der Zahnstange.

Hat man mit Hilfe der gegebenen Formeln oder der Tabelle des folgenden Paragraphen die Abmessungen des gusseisernen Zahnes ermittelt, so findet man die des schmiedeisernen, hölzernen, bronzenen Zahnes durch Multiplication der Ergebnisse mit folgenden Coëfficienten:

Man multiplicire:

	für Schmiedeisen	für Holz	für Bronze	
die Ergebnisse von (181) u. (184) mit:	0,79	1,43	1,23	} (186)
„ „ „ (182) u. (185) „	0,71	1,72	1,37	

Dabei ist zu bemerken, dass bei den Rädern mit schmiedeisernen, hölzernen, bronzenen Zähnen auch die Zahnbreite geändert werden, d. h. immer gleich zwei Theilungen gemacht werden soll, indem bei der Berechnung das Breitenverhältniss $\frac{b}{t} = 2$ eingeführt ist; Veränderungen der Zahnbreite ändern die Festigkeit des Zahnes nach (180) nicht, wenn man zugleich t so verändert, dass das Product bt seinen Werth beibehält.

§. 159.

Tabelle über die Theilung der Krähräder.

t	$\frac{(PR)}{3}$	$\frac{(PR)}{R}$	$\frac{N}{3n}$	$\frac{N}{Rn}$	$\frac{t}{n}$	$\frac{(PR)}{3}$	$\frac{(PR)}{R}$	$\frac{N}{3n}$	$\frac{N}{Rn}$
10	106	66	0,00015	0,00009	3	90	59	0,00013	0,00008
12	184	95	0,00026	0,00013	4	213	105	0,00030	0,00015
15	359	149	0,00051	0,00021	5	416	164	0,00058	0,00023
18	621	214	0,00088	0,00030	6	718	237	0,00100	0,00031
22	1133	320	0,00160	0,00045	7	1140	322	0,00159	0,00043
26	1633	447	0,0026	0,0006	8	1702	420	0,0024	0,0006
30	2874	595	0,0041	0,0008	9	2424	533	0,0034	0,0008
35	4564	810	0,0065	0,0011	10	3325	657	0,0046	0,0009
40	6813	1058	0,0096	0,0015	11	4425	796	0,0062	0,0011
45	9461	1338	0,0137	0,0019	12	5745	947	0,0080	0,0013
50	13307	1652	0,019	0,0023	13	7215	1111	0,010	0,0015
55	17711	1999	0,025	0,0028	14	9123	1289	0,013	0,0018
60	22994	2380	0,033	0,0033	16	13619	1683	0,019	0,0023
65	29234	2793	0,041	0,0039	18	19391	2130	0,026	0,0030
70	36512	3239	0,052	0,0045	20	26599	2630	0,037	0,0037
75	44909	3718	0,063	0,0052	22	35404	3182	0,049	0,0044
80	54503	4230	0,077	0,0059	24	45963	3787	0,064	0,0053
90	77603	5354	0,109	0,0075	28	72988	5155	0,102	0,0072
100	106452	6610	0,150	0,0092	32	108949	6732	0,152	0,0093
110	141688	7998	0,200	0,0112	36	155125	8520	0,216	0,0115

1. Beispiel. Auf eine Handkurbel von 400^{mm} Länge finde ein Druck von 50^k statt; welche Theilung und Zahnbreite ist dem die Kraft weiter leitenden 10zähligen Getriebe zu geben? Hier ist $\frac{PR}{3} = \frac{50 \cdot 400}{10} = 2000$, und daher nach Spalte 2 Zeile 6 bis 7 zu nehmen t zwischen 26 und 30^{mm} oder nach Spalte 7 Zeile 6 bis 7, $\frac{t}{n} = 8$ bis 9. Die Zahnbreite wird = 2 t genommen.

2. Beispiel. Eine Zahnstange soll 2000^k Zug ausüben. Sie erhält dafür nach Spalte 3 Zeile 12 eine Theilung von 55^{mm}, oder nach Spalte 8 Zeile 14 eine Theilung $t = 18n$ ^{mm}, und eine doppelt so grosse Zahnbreite.

— Soll diese Zahnstange aus Schmiedeisen gemacht werden, so ist nach (186) zu nehmen: $t = 0,71 \cdot 55 = 39^{mm}$, die Zahnbreite $2 \cdot 39$ oder $0,71 \cdot 110 = 78^{mm}$.

Ueber die Benutzung der Spalten $\frac{N}{3n}$ und $\frac{N}{Rn}$ siehe §. 163, S. 282.

§. 160.

Theilung und Zahnbreite der Triebwerkkräder.

Unter Beibehaltung der Bezeichnungen, welche in §. 158 angewandt wurden, sind für die Triebwerkkräder mit Gusseisenzähnen die Theilung t oder $\frac{t}{\pi}$ und das sogenannte Breiten-

verhältniss $\frac{b}{t}$ aus folgender Formelreihe zu entnehmen:

Gegeben.	Gesucht.	Formel.	
N, n	$t =$	$60 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$	} . . (187)
N, n	$\frac{t}{\pi} =$	$19,3 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$	

(PR)	$t =$	$2,1 \sqrt[4]{(PR)}$	} . . (188)
(PR)	$\frac{t}{\pi} =$	$0,66 \sqrt[4]{(PR)}$	

$P, 3$	$t =$	$1,42 \sqrt[3]{P3}$	} . . (189)
$P, 3$	$\frac{t}{\pi} =$	$0,45 \sqrt[3]{P3}$	

P, n	$\frac{b}{t} =$	$0,01 \sqrt{Pn}$	(190)
------------------	-----------------	----------------------------	-------

N, R	$\frac{b}{t} =$	$8,5 \sqrt{\frac{N}{R}}$	(191)
------------------	-----------------	------------------------------------	-------

$N, 3, t$	$\frac{b}{t} =$	$21,2 \sqrt{\frac{N}{3t}}$	} . . (192)
$N, 3, \frac{t}{\pi}$	$\frac{b}{t} =$	$12 \sqrt{\frac{N}{3\left(\frac{t}{\pi}\right)}}$	

$(PR), n, 3, t$	$\frac{b}{t} =$	$0,025 \sqrt{\frac{(PR)n}{3t}}$	} . . (193)
$(PR), n, 3, \frac{t}{\pi}$	$\frac{b}{t} =$	$0,014 \sqrt{\frac{(PR)n}{3\left(\frac{t}{\pi}\right)}}$	

Hierbei ist stets das kleinere Rad im Paare in die Rechnung einzuführen. Führt man statt seiner das grössere der beiden Räder ein, so liefert die Rechnung Zahnabmessungen, welche hinsichtlich der Festigkeit vollkommen brauchbar, dagegen hinsichtlich der Zahnabnutzung nicht so gut sind, als jene, weil die Zähne schmaler ausfallen.

Aus Theilung und Breitenverhältniss des gusseisernen Zahnes findet man diejenigen für den hölzernen Zahn durch Anwendung folgender Coëfficienten:

Man multiplicire die Ergebnisse:

	für Holzzähne mit:	
für t oder $\frac{t}{\pi}$ aus (187) bis (188)	1,54	}
„ t oder $\frac{t}{\pi}$ (189)	1,77	
„ $\frac{b}{t}$ aus (190) bis (193)	1,25	
		. . . (194)

Die Formeln (187) bis (194) wurden aus (180) entwickelt, indem man darin \mathcal{S} nicht constant, sondern bei einer Theilkreisgeschwindigkeit v gleich $\frac{Const.}{\sqrt{v}}$ setzte, und ausserdem $\frac{b}{t} = Const.$ \sqrt{Pn} einführte. Wegen der Gründe zu diesen Annahmen verweise ich auf den Anfang von §. 163. Bei den Krahnkrädern konnte einfacher verfahren werden, dagegen möchte es bei den Triebwerkkrädern wohl unerlässlich sein, genaue Rücksicht auf die Umstände zu nehmen, unter welchen die Zahnkräder in den Maschinen von verschiedener Stärke und Geschwindigkeit arbeiten; es können demnach die mathematischen Hilfsmittel hier nicht ganz und gar einfach ausfallen. Dieser Bemerkung wird jeder beipflichten, der es versucht hat, die Berechnung der Zahnkräder unter Rücksicht auf die verschiedenen Zustände, in welchen dieselben arbeiten sollen, in Formeln zu bringen. Uebrigens wird man finden, dass man mit den obigen Formeln, welche für alle Hauptfälle den nöthigen Aufschluss enthalten, nach einiger Uebung sehr rasch arbeiten kann, wozu die umstehenden Tabellen noch wesentlich beitragen. Auch erscheint die Zahl der Formeln nur deshalb gross, weil dieselben in einer Reihe von praktisch wichtigen Umformungen vorgeführt werden; hätte man diese weggelassen, so wären nur zwei Ausdrücke, der erste und der siebente, anzugeben gewesen.

§. 161.

Tabelle über die Theilung der Triebwerkkräder.

t	$\frac{N}{n}$	(PR)	$P\beta$	$\frac{t}{\pi}$	$\frac{N}{n}$	(PR)	$P\beta$
12	0,0016	1 066	604	4	0,0018	1 349	702
15	0,0040	2 603	1179	5	0,0045	3 293	1372
18	0,0081	5 398	2034	6	0,0093	6 830	2469
22	0,0181	12 045	3719	7	0,0173	12 654	3764
26	0,0256	23 497	6138	8	0,0295	21 587	5619
30	0,068	41 649	9430	9	0,047	34 578	8000
35	0,158	77 161	14974	10	0,072	52 702	10974
40	0,197	131 632	22351	11	0,106	77 161	14606
45	0,316	210 850	31825	12	0,149	109 282	18963
50	0,482	321 375	43656	13	0,206	150 522	24110
55	0,71	470 525	58106	14	0,280	202 459	30112
60	1,00	666 303	75438	16	0,472	345 387	44949
65	1,38	917 879	95913	18	0,757	553 242	64000
70	1,85	1234 594	119792	20	1,153	843 229	87791
75	2,44	1626 961	147339	22	1,688	1234 571	116850
80	3,16	2106 000	178815	24	2,39	1748 000	151703
90	5,02	3374 000	254603	28	4,43	3239 000	240899
100	7,72	5142 000	349249	32	7,55	5526 000	359593
110	11,30	7528 000	464850	36	12,11	7486 000	511998
120	16,00	10662 000	603502	40	18,45	13491 000	702330
130	22,04	14636 000	767300	44	27,01	19752 000	934800
140	29,64	13754 000	958339	48	38,78	27975 000	1213628
150	39,06	26031 000	1178715	52	52,70	38509 000	1543018

Bemerkung. Werden in den Spalten für (PR) in dieser und der folgenden Tabelle die drei abgetrennten Stellen weggelassen, so bleibt die Zahl übrig, welche R in Meter ausgedrückt entspricht.

§. 162.

Tabelle über die Breite der Triebwerkkräder.

$\frac{bt}{t}$	$\frac{Pn}{1000}$	$\frac{N}{R}$	$\frac{N}{3t}$	$\frac{N}{3\left(\frac{t}{\pi}\right)}$	$\frac{(PR)n}{3t}$	$\frac{(PR)n}{3\left(\frac{t}{\pi}\right)}$
1	10,0	0,014	0,0022	0,007	1 600	5 102
1,25	15,6	0,022	0,0035	0,011	2 500	7 973
1,5	22,5	0,031	0,0050	0,016	3 600	11 480
1,75	30,6	0,042	0,0068	0,021	4 900	15 626
2	40,0	0,055	0,0089	0,028	6 400	20 420
2,25	50,6	0,070	0,0113	0,035	8 100	25 831
2,5	62,5	0,089	0,0139	0,043	10 000	31 890
3,0	90,0	0,125	0,0200	0,062	14 400	45 922
3,5	122,5	0,170	0,0273	0,085	19 600	62 505
4	160,0	0,221	0,0356	0,111	25 600	81 639
4,5	202,5	0,28	0,045	0,14	32 400	103 000
5,0	250,0	0,35	0,056	0,17	40 000	128 000
5,5	302,5	0,42	0,067	0,21	48 400	154 000
6,0	360,0	0,50	0,080	0,25	57 600	184 000
6,5	422,5	0,58	0,094	0,29	67 600	216 000
7,0	490,0	0,68	0,109	0,34	78 400	250 000
7,5	562,5	0,78	0,125	0,39	90 000	287 000
8,0	640,0	0,89	0,142	0,44	102 400	327 000
8,5	722,5	1,00	0,161	0,50	115 600	369 000
9,0	810,0	1,12	0,180	0,56	129 600	413 000
9,5	902,5	1,25	0,201	0,63	144 400	463 000
10	1000,0	1,38	0,223	0,69	160 000	501 000
11	1210,0	1,67	0,269	0,89	177 600	617 000
12	1440,0	1,99	0,320	1,00	214 400	735 000

Bemerkung. Wenn die Breite eines Rades sehr hoch ausfällt, so wird es in zwei oder mehrere Räder (Etagenräder) zerlegt, deren Gesamtbreite etwas grösser zu nehmen ist, als die ermittelte Radbreite.

§. 163.

Anwendung der vorstehenden Tabellen auf Beispiele.

Die Formeln der vorangehenden Paragraphen sind auf zwei Grundlagen gestützt und zwar in ganz ähnlicher Weise wie die für die „Tragzapfen“, vergl. §. 37. Sie berücksichtigen einerseits die Festigkeit der Zähne, welche bei wachsender Umfangsgeschwindigkeit der Räder wegen der damit zunehmenden Stöße bei gleichem Druck grösser und grösser genommen werden muss. Andererseits berücksichtigen sie die Abnutzung der Zähne, welche bei dem kleineren Rad im Paare bedeutender ist, als bei dem grösseren, und mit der Umdrehungszahl wächst. Aus diesem Grunde muss, wie oben bemerkt, die Zahnberechnung bei dem kleineren Rad im Paare vorgenommen werden. Bei den auf solche Weise erhaltenen Zahnabmessungen, welche natürlich manchmal passend abgerundet werden müssen, ist die Abnutzung in zweckentsprechende Grenzen eingeschlossen. Will man aus irgend welchen Gründen ein Rad schmaler oder breiter machen, als es die Formeln liefern, so beachte man, dass nach Formel (180) der Zahn eine unveränderte Festigkeit behält, wenn man nur seinen Querschnitt nicht ändert.

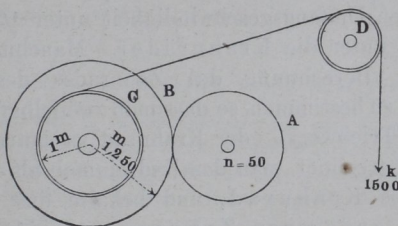
Wo es angeht, gehe man von der Zähnezahl der zu konstruirenden Räder aus; man wird stets finden, dass man dann am raschesten und natürlichsten zu guten Ergebnissen geführt wird. In dieser Beziehung ist zu merken, dass man bei Triebwerkrädern mit \mathfrak{z} beim getriebenen Rad nicht unter 30, beim treibenden nicht unter 20 gehen soll, und dass grössere Zähnezahlen in allen Beziehungen den Eingriff nur vortheilhafter machen. So zeigen die Räder rasch laufender Turbinen selten weniger als 40, oft bis 80 Zähne im getriebenen Rade. Bei Krahnrädern kann mit \mathfrak{z} so tief herabgegangen werden, als es die Verzahnung zulässt. Bei vorgeschriebenem Halbmesser lässt sich die etwa zu klein ausfallende Zähnezahl durch eine (die Abnutzung nur verkleinernde) Vergrösserung der Radbreite erhöhen (§. 157).

In Paaren von Holz-Eisenrädern ist es günstig für geringe Abnutzung, das Holzrad zum treibenden Rade zu wählen. Doch soll seine Zähnezahl nicht gleichzeitig sehr klein gegen die des Eisenrades sein.

1. Beispiel. Von einer Welle A mit 40 Umdrehungen soll eine Welle B mit 60 Umdrehungen p. M. unter Uebertragung von 20 Pferdestärken mittelst eines Eisenräderpaares ungetrieben werden. Hier ist für das kleinere Rad im Paare $\frac{N}{n} = \frac{20}{60} = 0,333 \dots$, und daher nach Tabelle §. 161, Spalte 2, Zeile 9, die Theilung $t = 45^{\text{mm}}$ zu nehmen. Geben wir nun diesem Rade 40 Zähne, so kennen wir den Quotienten $\frac{N}{3t} = \frac{20}{40 \cdot 45} = 0,011$. Denselben entspricht nach Tabelle §. 162, Spalte 4, Zeile 6 das Breitenverhältniss $\frac{b}{t} = 2,25$, wonach also die Zahnbreite $b = 2,25 \cdot 45 = \text{nahe } 100^{\text{mm}}$ zu nehmen ist. Der Theilkreishalbmesser wird nach Tabelle §. 141, Spalte 2, Zeile 5: $R = 6,37 \cdot 45 = 286,7$, abgerundet 287^{mm} . Das eingreifende Rad erhält 60 Zähne, und einen Halbmesser $R_1 = 9,55 \cdot 45 = 427,75$, abgerundet 428^{mm} . — Sollen die Räder als Holzeisenräder ausgeführt werden, so ist nach (194) zu nehmen: die Theilung $t = 1,54 \cdot 45 = 70^{\text{mm}}$, das Breitenverhältniss $\frac{b}{t} = \frac{5}{4}$ mal dem Werth aus (192). Dieser ist wegen $\frac{N}{3t} = \frac{20}{40 \cdot 70} = 0,00714$ gemäss Sp. 4, Z. 4 = 1,75; wir erhalten also die Radbreite $b = \frac{5}{4} \cdot 1,75 \cdot 70 = 153^{\text{mm}}$.

2. Beispiel. Das auf der Kurbelwelle einer Dampfmaschine sitzende Stirnrad A, Fig. 241, mache 50 Umdrehungen p. M. und treibe mittelst

Fig. 241.



des Rades B den Seilkorb C um. Dieser habe 1^{m} Halbmesser und werde durch das Förderseil mit einer Umfangskraft von 1500^{kg} angegriffen, schreibe aber durch seine Grösse dem Rad B einen vorläufigen Halbmesser von 1250^{mm} vor; sodann soll zwischen A und B eine Uebersetzung ins Langsame wie 1:2,5 stattfinden, wonach A einen vorläufigen Halbmesser von $\frac{1250}{2,5} = 500^{\text{mm}}$ erhält. — Hier ist für A als das kleinere Rad das Dreh-

momentum $(PR) = \frac{1500 \cdot 1000}{2,5} = 600000$; dasselbe erhält daher nach Tabelle §. 161, Spalte 7, Zeile 13 eine Stichzahl $\frac{t}{\pi} = \text{nahe } 18$. Behufs Aufsuchung des Breitenverhältnisses benutzen wir Spalte 2, §. 162 und

haben dafür $\frac{Pn}{1000} = \frac{600000 \cdot 50}{500 \cdot 1000} = 60$, und daher nach Zeile 7, §. 162 $\frac{b}{t} = 2,5$ zu nehmen. Dies gibt eine Zahnbreite $b = 2,5 \cdot 18 \cdot \pi = 141^{\text{mm}}$. Die Zähnezahzahl des Rades A wird nun $z = \frac{2 \cdot R \pi}{t} = \frac{2R}{\left(\frac{t}{\pi}\right)} = \frac{1000}{18} = 55,5$, abgerundet 55, was nun den Halbmesser abzurunden nöthigt auf $R = \frac{3}{2} \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{55 \cdot 18}{2} = 495^{\text{mm}}$.

3. Beispiel. Ein Wasserrad hat 44 Pferdestärken bei 6,5 Umdrehungen p. M. mittelst eines Zahnkranzes auf eine 32,5mal umlaufende Triebwelle zu übertragen. Der Zahnkranz muss der Radconstruction wegen einen Theilkreishalbmesser von etwa 2200^{mm} erhalten; der vorläufige Halbmesser des eingreifenden Rades ist daher: $R = \frac{6,5 \cdot 2200}{32,5} = 440^{\text{mm}}$; die Räder sollen Eisenräder sein. — Für die Bestimmung der Theilung hat man $\frac{N}{n} = \frac{44}{32,5} = 1,35$, wofür Tabelle §. 161, Spalte 2, Zeile 18 $t = 65^{\text{mm}}$ liefert. Für die Zahnbreite ist gegeben $\frac{N}{R} = \frac{44}{440} = 0,1$, was nach Tabelle §. 162, Spalte 3, Zeile 7 bis 8 ein Breitenverhältniss $\frac{b}{t} = 2,5$ bis 3 gibt. Wir nehmen 2,7; und haben $b = 2,7 \cdot 65 = 175^{\text{mm}}$.

Räder, deren Umfangsgeschwindigkeit unter $\frac{1}{2}^{\text{m}}$ fällt, gehören nach §. 156 unter die Krahnräder. Manchmal ist es aber unbequem, vor Berechnung des Zahnrades dessen Umfangsgeschwindigkeit zu bestimmen, so dass man zweifelhaft bleiben kann, ob ein Rad als Triebwerk- oder Krahnrad zu betrachten ist. In solchen Fällen berechnet man das Rad einmal als Triebwerkrad, einmal als Krahnrad, und behalte das Ergebniss bei, welches den grösseren Zahnquerschnitt ergibt. In Rücksicht hierauf wurden in Tabelle §. 159 die Spalten $\frac{N}{3n}$ und $\frac{N}{Rn}$ aufgenommen.

4. Beispiel. An einem Pumpwerk werden 10 Pferdestärken in eine 6mal umlaufende Welle von einer 20mal umlaufenden mittelst Eisenstirnrädern übertragen, von denen das kleinere 20 Zähne erhalten soll. Die Räder sind zu berechnen. a) Berechnung der Räder als Triebwerkräder. $\frac{N}{n} = \frac{10}{20}$ liefert nach Tabelle §. 161 $t = 50^{\text{mm}}$; sodann ist $\frac{N}{3t} = \frac{10}{20 \cdot 50} = 0,01$, woraus nach Tabelle §. 162 $\frac{b}{t} = 2,25$ folgt. Dies

gibt $b = 2,25 \cdot 50 = 112^{\text{mm}}$, und einen Zahnquerschnitt $\frac{bt}{2} = \frac{50 \cdot 112}{2} = 2800^{\text{mm}}$. b) Berechnung der Räder als Krahnräder. $\frac{N}{3n} = \frac{10}{20 \cdot 20} = 0,025$. Hierfür gibt Tabelle §. 159 $t = 55^{\text{mm}}$; dabei erhält das Rad als Krahnrad eine Breite $b = 2t = 2 \cdot 55 = 110^{\text{mm}}$, d. i. einen Zahnquerschnitt $\frac{bt}{2} = \frac{55 \cdot 110}{2} = 3025^{\text{mm}}$. Dies überragt die obengefundene Zahl nicht unbedeutend; das Rad ist also mit den zuletzt gefundenen Abmessungen auszuführen.

Sehr grosse Umdrehungszahlen in Verbindung mit grossen zu übertragenden Kräften liefern bedeutende Zahnbreiten, was auch die Praxis vielfach als nothwendig nachgewiesen hat.

5. Beispiel. Ein Schraubenschiff von 800 Pferdestärken habe eine Triebschraube von 300 Umdrehungen p. M., welcher die Umtriebkraft durch Vermittlung eines Holzräderpaares mitgetheilt wird; man will dem (kleineren) auf der Schraubenwelle sitzenden Rade 30 Zähne geben; die Räder sind zu berechnen. $\frac{N}{n} = \frac{800}{300} = 2,67$ gibt für Eisenräder nach Tabelle §. 161 eine Stichzahl $\frac{t_0}{\pi} = \text{nahe } 25$, woraus nach (194) für Holzläder $\frac{t}{\pi} = 1,54 \cdot 25 = 39$ folgt. Ferner ist nun $\frac{N}{3\left(\frac{t}{\pi}\right)} = \frac{800}{30 \cdot 39} = 0,68$, wofür Tabelle §. 162 $\frac{b}{t} = 10$ liefert, welche Zahl für die Umwandlung in Holzläder noch mit $\frac{5}{4}$ zu multipliciren ist, also in 12,5 übergeht. Dies gibt eine Radbreite $b = 12,5 \cdot 39 \cdot \pi = 1532^{\text{mm}}$, eine Breite, wie sie bei den Rädern der Schraubenschiffe in der That gefunden wird, die übrigens die Zerlegung des Rades in etwa 4 Etagenräder von je 380 bis 400^{mm} Breite erfordern würde.

Die Gruppenräder, d. h. solche, bei denen mehrere Räder mit einem zusammenwirken, sind, wenn die Seitenräder ungleich sind, in Paare zu zerlegen, deren Zahnabmessungen man einzeln bestimmt, und von denen darauf der grösste Zahnquerschnitt und die grösste Zahnbreite beibehalten werden. In der Regel sind die Seitenräder untereinander gleich.

Räder für Walzwerke und stark stossende Maschinen überhaupt sind mit etwas ($\frac{1}{10}$ bis $\frac{2}{10}$) grösseren Abmessungen auszuführen, als sie aus den obigen Berechnungen erhalten werden.

D. Abmessungen des Radkörpers.

§. 164.

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:

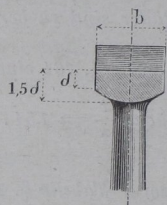
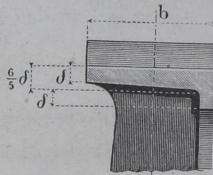
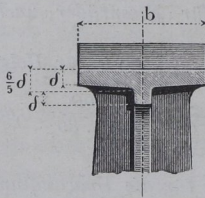
$$\delta = 3 + 0,4t \dots \dots \dots (195)$$

(Fig. 242 bis 244). Nach der Mitte oder nach der einen Seite zu wird der Kranz auf $\frac{6}{5}\delta$ verstärkt und durch die Kranzrippe aus-

Fig. 242.

Fig. 243.

Fig. 244.



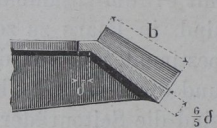
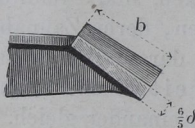
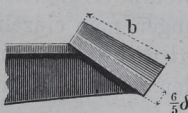
gesteift, bei kleineren Theilungen auch wohl bogenförmig profilirt, Fig. 244, wozu aber nur Arme von ovalem Querschnitt passen. Eine Theilung von 20^{mm} erfordert nach (195) eine Kranzdicke $\delta = 3 + 8 = 11\text{mm}$; bei $t = 10\text{mm}$ wird $\delta = 7\text{mm}$.

Bei den gusseisernen Kegelrädern, Fig. 245 bis 247, wird

Fig. 245.

Fig. 246.

Fig. 247.



die Felge aussen $\frac{6}{5}\delta$ dick gemacht und erhält einen der hier skizzirten Armschlüsse.

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 Stirnräder sind aus Fig. 248 bis 250, die für Kegelräder aus

Fig. 248.

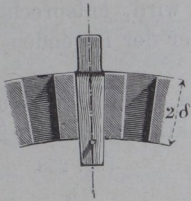


Fig. 249.

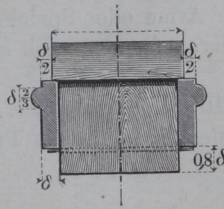


Fig. 250.

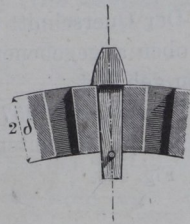


Fig. 251 und 252 ersichtlich. Sehr breite Holzkommen werden aus zwei Stücken gebildet, Fig. 252, deren Stiele durch einen Steg getrennt sind.

Fig. 251.

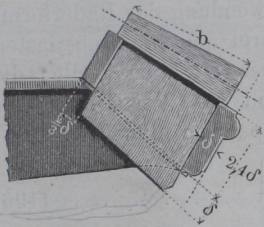
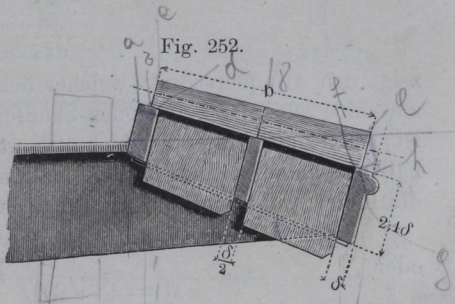


Fig. 252.



Ganz kleine Stirnräder (Blockräder) erhalten, wenn bei ihnen die Kraftübertragung wesentlich ist, eine oder zwei verstärkende Seitenscheiben, Fig. 253 und 254, welche zweckmässig bis auf

Fig. 253.

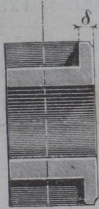


Fig. 254.

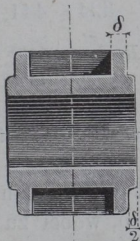
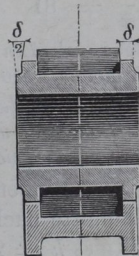


Fig. 255.



die Theilkreishalbmesser abgedreht werden, wenn das Rädchen in

eine Zahnstange greift, Fig. 255; diese bekommt dann bearbeitete Seitenleisten, auf welchen die Ränder des Getriebes rollen.

§. 165.

Die Radspeichen. Zahl derselben.

Der Querschnitt der Arme oder Speichen wird, entsprechend den oben angegebenen Kranzformen, nach einer der folgenden Figuren gebildet.

Fig. 256 und 257. Rippenquerschnitte, bei denen Haupt- und Nebenrippe zu unterscheiden sind; die Punktirung in Fig. 257

Fig. 256.

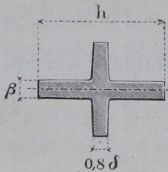


Fig. 257.

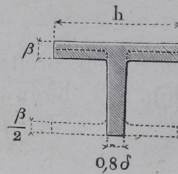
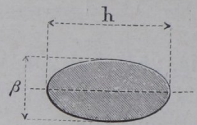


Fig. 258.



zeigt den Armquerschnitt, welcher bei Anwendung der Räderformmaschine oder der Schablonen-Sandformerei am zweckmässigsten ist; Fig. 258, ovaler Querschnitt, welcher an allen Stellen die halbe Höhe zur Breite β hat. Man erzielt gute Verhältnisse für die Räder, wenn man die Anzahl \mathfrak{A} der Speichen nimmt:

$$\left. \begin{aligned} \mathfrak{A} &= \frac{1}{4} \sqrt[3]{3} \sqrt[4]{t} \\ \mathfrak{A} &= \frac{1}{3} \sqrt[3]{3} \sqrt[4]{\frac{t}{\pi}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (196)$$

Hiernach ist folgende Zahlenreihe berechnet:

\mathfrak{A}	= 3	4	5	6	7	8	10	12
$3 \sqrt[3]{t}$	= 144	256	400	576	784	1024	1600	2304
$3 \sqrt[3]{\frac{t}{\pi}}$	= 81	144	225	324	441	576	900	1296.

Beispiel. Ein 50zähniges Rad von 50^{mm} Theilung hat für $3 \sqrt[3]{t}$ den Werth $50 \cdot 7 = 350$, was nahe an 400 liegt; das Rad erhält also fünf Speichen. Hätte das Rad 16^{mm} Theilung, so würde man haben: $3 \sqrt[3]{t} = 50 \cdot 4 = 200$, was mitten zwischen 256 und 144 liegt, also die Wahl zwischen 3 und 4 Speichen lässt.

Beim Rippenquerschnitt wählt 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 ermittelt darauf die constante Rippenstärke β nach folgender Formel:

$$\frac{\beta}{b} = 0,07 \frac{3}{2} \left(\frac{t}{h} \right)^2 \dots \dots \dots (197)$$

Ergibt sich dabei eine für das Aussehen oder die Rücksicht auf das Giessen zu grosse oder zu kleine Rippendicke, so ändere man $\frac{h}{t}$ 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.

§. 166.

Tabèlle über die Abmessungen der Radspeichen.

$\frac{h}{t}$	Werthe von $\frac{\beta}{b}$, wenn								
	$\frac{3}{2} = 7$	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 das obige 50zählige Rad von 50^{mm} Theilung eine Zahnbreite von 100^{mm}, und wählt man die Speichenhöhe h in der Radmitte = $2t = 100^{\text{mm}}$, also $\frac{h}{t} = 2$, so hat man nach Spalte 6, Zeile 3, zu nehmen: $\beta = 0,35 \cdot 100 = 35^{\text{mm}}$. Fände man dies nicht bequem und zöge eine kleinere Rippendicke vor, so könnte man z. B. $h = 2,25 t = 2,25 \cdot 50 = 113^{\text{mm}}$ wählen, und erhielte dann nach Spalte 6, Zeile 4: $\beta = 0,28 \cdot 100 = 28^{\text{mm}}$.

Die Speichenkreuze der Räder mit Holzzähnen und der in sie eingreifenden Eisenräder dürfen bei denselben Arm-Höhenabmessungen, 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.

2. Beispiel. In dem ersten Beispiel §. 163 berechneten wir für ein Rad mit 50 Holzzähnen $t = 70^{\text{mm}}$, $b = 153^{\text{mm}}$, während $N = 20$ war. Wir erhalten nun zunächst aus Tab. §. 141, $R = 6,37 \cdot 70 = 445,9$ oder 446^{mm} ; dies ergibt $\frac{N}{R} = \frac{20}{446} = 0,0448$, woraus nach §. 162 $\frac{b}{t} = 1,8$ folgt. Oben hatten wir für das gleichstarke Eisenrad schon $t = 45^{\text{mm}}$ gefunden, b wird also $= 1,8 \cdot 45 = 81^{\text{mm}}$. Endlich ist $\frac{R}{t}$ für das ideale Eisenrad $\frac{446}{45} = 9,91$, woraus sich seine Zähnezahl 3 nach Spalte 4, Zeile 7, §. 141, zu 62 ergibt. Formel (196) liefert dafür 5 Arme, also $\frac{3}{4} = \frac{62}{5} = \text{nahe } 12$. Wählt man nun $\frac{h}{t} = 2,5$, also $h = 2,5 \cdot 45 = 112^{\text{mm}}$, so ist nach Spalte 4, Zeile 4, §. 166: $\beta = 0,17$ $b = 0,17 \cdot 81 = 14^{\text{mm}}$ zu nehmen, was etwas unschöne Verhältnisse liefert. Machen wir aber $\frac{h}{t} = 2$, also $h = 2 \cdot 45 = 90^{\text{mm}}$, so wird passend nach Spalte 4, Zeile 3 dieses Paragraphen: $\beta = 0,21 \cdot 81 = 17^{\text{mm}}$.

§. 167.

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 $L = \frac{5}{4}b$ und eine Wanddicke $w = 10 + 0,4h$, wobei h die Armhöhe bezeichnet.

§. 168.

Gewichte der Zahnräder.

Das Gewicht G eines nach den vorstehenden Regeln construirten Stirnrades wird annähernd aus folgendem Ausdruck erhalten:

$$G = bt^2(6,25 \beta + 0,04 \beta^2) \dots (198)$$

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 $\frac{G}{bt^2}$ 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
220	3311,0	3358,9	3407,0	3455,5	3504,4

Beispiel. Ein gusseisernes, nach obigen Regeln construirtes Zahnrad habe 50 Zähne, $0,5^{\text{cm}}$ Theilung und 1^{cm} Zahnbreite; bei ihm ist also $bt^2 = 0,25$ und somit sein Gewicht nach Spalte 2, Zeile 4: $G = 0,25 \cdot 412,5 = 103,1^k$. Hätte ein 50zähliges Rad 30^{mm} Theilung und 60^{mm} Breite, so würde sein Gewicht sein: $G = 0,6 \cdot 0,3^2 \cdot 412,5 = 0,054 \cdot 412,5 = 22,28^k$.

Kegelräder und Holzeisenräder mit leichtem Speichenkreuz (siehe Ende §. 166) werden etwas leichter, als es die Tabelle angibt.

XV. EINFACHE HEBEL.

§. 169.

Hebelzapfen.

Ein einfacher Hebel wird im Maschinenbau die constructive Ausführung eines Hebelarmes genannt, welcher an seinem Ende einen Zapfen trägt. Der letztere wird vorwiegend in einer der folgenden drei Formen ausgeführt.

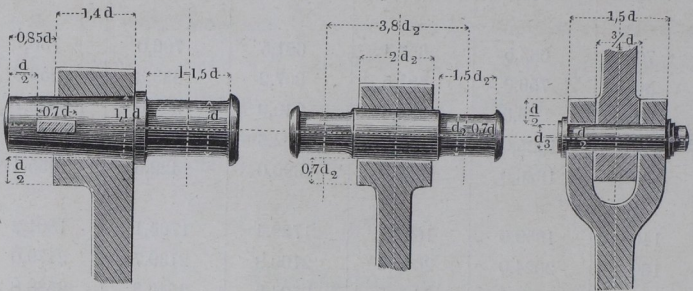
Fig. 259, Stirnzapfen. Fig. 260, Doppel- oder Achszapfen. Fig. 261, Gabel- oder Bolzenzapfen. Es seien:

- d und l die Dicke und Länge des Stirnzapfens,
- d_2 „ l_2 „ „ „ „ „ Achszapfens,
- d_3 „ l_3 „ „ „ „ „ Gabelzapfens.

Fig. 259.

Fig. 260.

Fig. 261.



Macht man nun $\frac{l}{d} = \frac{l_2}{d_2} = \frac{l_3}{d_3} = 1,5$, wie es in Kapitel V. für die schmiedeisernen Zapfen unter 200 Umdrehungen angenommen wurde, so ist bei bekanntem Zapfendruck zunächst d zu berechnen, wie es Kapitel V. gezeigt wurde, und sodann zu machen:

$$\left. \begin{aligned} d_2 &= 0,7d \\ d_3 &= 0,5d \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (199)$$

Will man d_3 stärker als $0,5d$ nehmen, so darf nach (77) genommen werden:

$$\frac{l_3}{d_3} = 6 \left(\frac{d_3}{d} \right)^2$$

Beispiel. Für einen Zapfendruck von 2000^k liefert Tabelle §. 38 die Stirnzapfendicke $d = 50\text{mm}$. Es wird daher der Achszapfen für denselben Druck eine Dicke $d_2 = 0,7 \cdot 50 = 35\text{mm}$, der Gabelzapfen eine

Dicke $d_3 = 0,5 \cdot 50 = 25^{mm}$ erhalten. Will man d_3 statt dessen 35^{mm} dick nehmen, so darf nach (77) $\frac{l_3}{d_3} = 6 \cdot 0,7^2 = 3$, also $l_3 = 3 \cdot 35 = 105^{mm}$ gemacht werden.

§. 170.

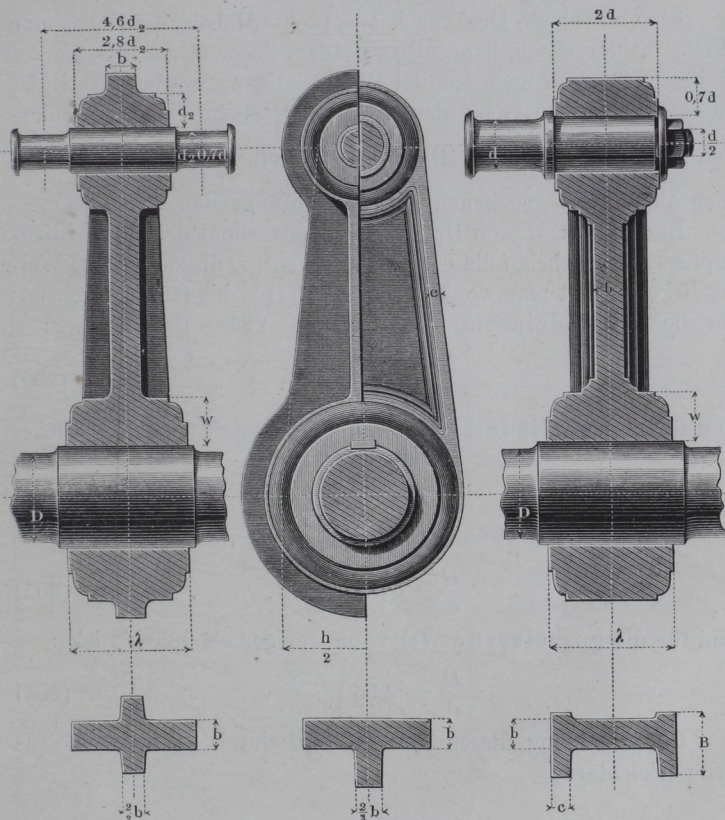
Zapfenverbindungen der Hebel.

Die Hebel werden vorzugsweise aus Schmiedeisen oder aus Gusseisen hergestellt. Für die schmiedeiserne Zapfenhülse sind in den obigen Figuren die Verhältnisse angegeben. Die guss-

Fig. 262.

Fig. 263.

Fig. 264.



eiserne Zapfenhülse erhält für Stirn- und Achszapfen je nach dem zu wählenden Querschnitt des Hebelarmes eine der beiden in den vorstehenden Figuren angegebenen Formen und die beigeschriebenen Verhältnisse. Die Hülse für den Gabelzapfen beim gusseisernen Hebel siehe beim Balancier (§. 195). Genaues Einpassen des nur ganz schwach konischen Zapfenstieles in die Hülse ist die Hauptbedingung für die Haltbarkeit der Verbindung.

§. 171.

Die Hebelachse auf Drehung beansprucht.

Eine auf blosse Drehung beanspruchte Hebelachse ist wie eine Welle zu betrachten, kann also aus dem Zapfendruck P und der Hebelarmlänge R nach Kapitel VIII. bestimmt werden. Doch ist zu berücksichtigen, dass das Moment PR beim Hebel veränderlich ist. Nimmt man als Mittelwerth desselben $\frac{2}{\pi}PR$ an, so nehmen die in §. 67 gegebenen Formeln die folgenden Werthe an.

Bezeichnet: d den Durchmesser des schmiedeisernen Stirnzapfens eines Hebels, l die Länge des Zapfens, D die zugehörige Wellendicke, so hat man, von den Formeln (105) bis (108) ausgehend: für die schmiedeiserne Welle von über 285^{mm} Durchmesser:

$$\frac{D}{d} = 0,8 \sqrt[3]{\frac{R}{d}} \dots \dots \dots (200)$$

und für die schmiedeiserne Welle von weniger als 285^{mm} Dicke:

$$\frac{D}{d} = 3,85 \sqrt[4]{\frac{R}{ld}} \dots \dots \dots (201)$$

Ferner für die gusseiserne Welle von über 285^{mm} Dicke:

$$\frac{D}{d} = \sqrt[3]{\frac{R}{d}} \dots \dots \dots (203)$$

und für die gusseiserne Welle von weniger als 285^{mm} Dicke:

$$\frac{D}{d} = 4,56 \sqrt[4]{\frac{R}{ld}} \dots \dots \dots (204)$$

Die Benutzung dieser Formeln wird durch die folgende Tabelle erleichtert.

§. 172.

Tabelle über die Wellendurchmesser für einfache Hebel (Kurbeln).

$\frac{R}{d}$	Wenn $D > 285\text{mm}$		$\frac{R}{ld}$	Wenn $D < 285\text{mm}$	
	$\frac{D}{d}$			$\frac{D}{d}$	
	für Schmied- eisen	für Gusseisen		für Schmied- eisen	für Gusseisen
2,50	1,09	1,36	0,010	1,22	1,44
2,75	1,12	1,40	0,012	1,27	1,51
3,00	1,15	1,44	0,014	1,32	1,57
3,25	1,18	1,48	0,016	1,37	1,62
3,50	1,21	1,52	0,018	1,41	1,67
4,0	1,27	1,59	0,020	1,45	1,71
4,5	1,32	1,65	0,025	1,53	1,81
5,0	1,36	1,71	0,030	1,60	1,90
5,5	1,40	1,77	0,035	1,67	1,97
6,0	1,45	1,82	0,040	1,72	2,04
6,5	1,49	1,87	0,05	1,82	2,16
7	1,53	1,91	0,06	1,90	2,26
8	1,60	2,00	0,07	1,98	2,35
9	1,66	2,08	0,08	2,05	2,42
10	1,72	2,15	0,09	2,11	2,49
12	1,82	2,29	0,10	2,16	2,56
14	1,92	2,41	0,12	2,27	2,68
16	2,01	2,52	0,14	2,36	2,79
18	2,10	2,62	0,16	2,43	2,88
20	2,17	2,71	0,18	2,51	2,97
22	2,24	2,80	0,20	2,57	3,05
24	2,31	2,88	0,22	2,64	3,12
26	2,37	2,92	0,24	2,69	3,19
28	2,43	3,04	0,26	2,75	3,26

Der Gebrauch dieser Tabelle ist einfach. Wenn die aus der ersten Hälfte hervorgehende Wellendicke kleiner als 285^{mm} ausfällt (was man meistens im voraus beurtheilen kann), so ist D aus der zweiten Hälfte zu entnehmen; gibt dagegen diese grössere Werthe als 285^{mm}, so ist die erste Hälfte zu benutzen.

Beispiel. Für einen Hebel von 600^{mm} Armlänge mit einem 60^{mm} dicken Stirnzapfen ist $\frac{R}{d} = 10$; dies gibt für die schmiedeiserne Welle aus Spalte 2, Zeile 15, $D = 1,72 \cdot 60 = 103^{\text{mm}}$, was < 285 ist, also in die zweite Tabellenhälfte verweist. Hierfür hat man $\frac{R}{l \cdot d} = \frac{600}{60 \cdot 90} = 0,111$, wofür nach Spalte 5, Zeile 16 bis 17: $D = \frac{2,16 + 2,27}{2} \cdot 60 = 133^{\text{mm}}$.

Bemerkung. Will man bei einer Kurbel keine Rücksicht auf den Verdrehungswinkel nehmen, so bediene man sich der Resultate der Formeln (200) und (203) auch für Wellendicken unter 285^{mm}, also der Tabellenspalten 1, 2 und 3. Genauer ist aber für diesen Fall die Methode in §. 184 ff.

Hat ein Hebel statt eines Stirnzapfens einen Achszapfen oder einen Gabelzapfen, so verwandle man diesen zuerst durch Multiplication mit 1,41 bezüglich 2 in den gleichwerthigen Stirnzapfen, und verfare wie vorhin. Aehnliches gilt, wenn der Stirnzapfen aus Stahl statt aus Schmiedeisen genommen ist (siehe §. 37 b.). Die Verwandlung geschieht im letzteren Falle durch Multiplication mit 1,18.

Es darf nicht vergessen werden, dass bei den sämtlichen vorstehenden Verhältnisszahlen, wie auch bei denen, welche in den Paragraphen 175 ff. für die Hebelabmessungen gegeben sind, vorausgesetzt ist, dass die Zapfen nach unseren früheren Regeln in §. 37 berechnet seien. Dies wird aber bei manchen Constructionen nicht der Fall sein, namentlich da, wo man durch Raumangel gezwungen ist, die Zapfenlänge kleiner als 1,5 d zu nehmen, oder da, wo man absichtlich die Zapfen dicker als nöthig wählt, um angenehme Verhältnisse in eine Ausführung zu bringen. Um in solchen Fällen dennoch mit den hier stehenden Regeln rechnen zu können, führe man jederzeit einen ideellen Zapfen von den zu Grunde gelegten Verhältnissen und Dimensionen in die Rechnung ein. Viele kleine Hebel müssen wegen Unbekanntschaft mit ihren Belastungen nach dem Gefühl construirt werden; auch hier ist die Zugrundelegung eines durch Schätzung bestimmten Zapfens und daran geschlossene regelrechte Construction zu empfehlen, so lange noch keine grosse Uebung vorhanden ist.

§. 173.

Die Hebelachse auf Biegung beansprucht.

Wenn die Hebelachse nur biegender Kräfte ausgesetzt ist, so wird sie ganz wie eine Tragachse behandelt, siehe Kapitel VII. Erleidet sie gleichzeitig Biegung und Drehung, so verfähre man nach §. 74 und §. 186. Solche Achsen bei Kurbeln verdienen häufig eine weit sorgfältigere Berechnung, als ihnen in der Praxis meist zu Theil wird; die graphostatische Methode verstattet übrigens in bequemer Weise die Berücksichtigung aller wichtigen Beanspruchungen. Vortreffliche Uebungsbeispiele liefern viele Steuerungshebel und -Achsen, sowie auch manche Geradföhrungen mit Lenkern in Hebelform.

§. 174.

Die Nabe des Hebels.

Die Hebelnabe muss verschieden stark gemacht werden, je nachdem sie die Welle auf Verdrehung zu beanspruchen hat (§. 171 und 172) oder sie bloss biegender belastet (§. 173). Im ersteren Falle nehme man beim schmiedeeisernen Hebel mit schmiedeeiserner Welle, und beim gusseisernen Hebel mit gusseiserner Welle, wenn

w die Nabenwanddicke, λ die Nabenlänge,

D die nach §. 172 bestimmte Wellendicke bezeichnet,

$$\text{bei } \left. \begin{array}{l} \frac{w}{\lambda} = \frac{1}{2} \quad \frac{1}{2,5} \quad \frac{1}{3} \\ \frac{w}{D} = 0,45 \quad 0,42 \quad 0,40 \end{array} \right\} \dots \dots \dots (204)$$

Befindet sich der Hebel auf einer Welle, welche einen grösseren Durchmesser als D hat, so bestimme man zuerst den ideellen Wellendurchmesser D , und verfähre mit ihm nach Formel (204). Ebenso verfähre man, wenn die Nabe aus Gusseisen, die Welle aber aus Schmiedeisen besteht, und umgekehrt. Die Formen der gusseisernen Nabe zeigen die obigen Figuren 262 bis 264. Muss von denselben abgewichen werden, so geben ihre als ideell eingeföhrten Abmessungen einen oft erwünschten Anhalt für die neuen Formen und Abmessungen.

Beispiel. Ist der in Paragraph 172 berechnete Hebel aus Schmied-eisen zu construiren, und nehmen wir $\frac{\lambda}{w} = \frac{1}{2,5}$, so ist nach (204) zu nehmen: $w = 133 \cdot 0,42 = 56\text{mm}$, $\lambda = 2,5 \cdot 56 = 140\text{mm}$. Dieselben Querschnitt-Abmessungen würde aber die Nabe erhalten, wenn sie statt auf einer schmiedeisernen, auf einer gusseisernen Welle sitzen sollte.

Die Tragnabe, d. h. die Nabe, welche die Achse nur auf Biegung belastet, kommt nur bei zusammengesetzten Hebeln vor, siehe daher §. 195.

§. 175.

Der Hebelarm mit rechteckigem Querschnitt.

A. Schmiedeisen. Soll der Arm eines Stirnzapfenhebels in der Nabenmitte die Höhe h und die Breite b erhalten, so nehme man bei Annahme des Verhältnisses $\frac{h}{b}$:

$$\frac{h}{d} = \sqrt[3]{\frac{h R}{b d}} \dots \dots \dots (205)$$

Der Hebel mit Doppelzapfen kann bei gleichem Zapfendruck schwächere Armabmessungen erhalten, da er nicht, wie der Stirnzapfenhebel, ausser der Biegung auch eine Verdrehung erfährt. Man nehme bei Vorausnahme von $\frac{h}{b}$:

$$\frac{h}{d_2} = 1,16 \sqrt[3]{\frac{h R}{b d_2}} \dots \dots \dots (206)$$

Den Gabel- oder Bolzenzapfen verwandle man für die Rechnung in den ihm gleichwerthigen Doppelzapfen, und rechne nach (206).

Die Armverjüngung von der Achse nach aussen hin geschieht nach den Angaben in Tabelle §. 10, Nr. VII. bei Breite und Höhe bis auf $\frac{2}{3}$, wenn die Höhe des Querschnittes an jeder Stelle dasselbe Verhältniss $\left(\frac{h}{b}\right)$ zur Breite haben soll, dagegen nach §. 10, Nr. III. bis auf $\frac{h}{2}$ in der Höhenrichtung, wenn b constant genommen werden soll.

Meistens ist es bei gewöhnlichen Hebeln sehr bequem, die Armhöhe h voraus anzunehmen. Man mache dann beim Stirnzapfenhebel:

$$\frac{b}{d} = 1,05 \frac{d}{h} \frac{R}{h} \dots \dots \dots (207)$$

beim Hebel mit Doppelzapfen:

$$\frac{b}{d_2} = 1,57 \frac{d_2}{h} \frac{R}{h} \dots \dots \dots (208)$$

B. Gusseisen. Bei dem kreuzförmigen sowie dem T-förmigen Armquerschnitt, Fig. 262 und 263 kann die Nebenrippe für die Berechnung vernachlässigt werden. Wird das Verhältniss $\frac{h}{b}$ angenommen, so nehme man beim Stirnzapfenhebel:

$$\frac{h}{d} = 1,25 \sqrt[3]{\frac{h}{b} \frac{R}{d}} \dots \dots \dots (209)$$

und beim Hebel mit Doppelzapfen:

$$\frac{h}{d_2} = 1,45 \sqrt[3]{\frac{h}{b} \frac{R}{d_2}} \dots \dots \dots (210)$$

Wird aber das Hebelprofil, d. i. die Armhöhe h angenommen, so mache man $b =$ dem Doppelten des Werthes, welches sich für Schmiedeseisen, Formel (207) und (208), ergibt.

Die Armverjüngung wird wie oben gemacht. Ueber den I-förmigen Querschnitt siehe unten §. 180. Der Gebrauch der hier gegebenen Formeln wird durch die nachfolgenden Tabellen erleichtert. Dieselben gelten für alle Maasssysteme und wurden mit einiger Ausführlichkeit gegeben, weil der Hebel in den wichtigen Formen der Kurbel und des Balanciers ein genaueres Eingehen auf seine Dimensionenbestimmung wohl verdient. Man hätte die Tabellen auch in mehr zusammengezogener Form geben können, sie würden aber dann wieder mehr Einübung erfordert haben. Für eine strengere Bestimmung der Hebelarmabmessungen, namentlich bei stark verkröpften und schief gerichteten Armachsen muss auf die graphostatische Methode verwiesen werden, welche unten §. 184 ff. an vielen Beispielen durchgeführt ist. Die sorgfältige Berechnung der Hebelarme ist in einzelnen Fällen, namentlich bei beschränktem Raume der zu erbauenden Maschine und grossen Kräften, wie beides z. B. bei der Lokomotive der regelmässige Fall ist, wichtig. Will man in solchen Fällen keine grösseren Abmessungen als gerade nöthig anwenden, d. h. die Sicherheit sehr klein nehmen, so lege man einen entsprechend berechneten ideellen Zapfen zu Grunde.

§. 176.

Tabelle über die Armhöhe der schmiedeisernen Hebel.
(Querschnitt rechteckig.)

$\frac{R}{d}$	Stirnzapfen					$\frac{R}{d}$	Doppelzapfen				
	$\frac{h}{b} = 1,5$	2	2,5	3	4		$\frac{h}{b} = 1,5$	2	2,5	3	4
	Werthe von $\frac{h}{d}$						Werthe von $\frac{h}{d_2}$				
2	1,44	1,59	1,71	1,82	2,00	3	1,91	2,11	2,27	2,41	2,66
2,5	1,55	1,71	1,84	1,96	2,15	4	2,11	2,32	2,50	2,66	2,93
3	1,65	1,82	1,96	2,08	2,29	5	2,27	2,50	2,69	2,87	3,15
4	1,82	2,00	2,15	2,29	2,52	6	2,41	2,66	2,87	3,05	3,35
5	1,96	2,15	2,32	2,47	2,71	7	2,54	2,80	3,01	3,20	3,53
6	2,08	2,29	2,47	2,62	2,88	8	2,66	2,93	3,15	3,35	3,69
7	2,19	2,41	2,60	2,76	3,04	9	2,67	3,04	3,28	3,49	3,83
8	2,29	2,52	2,71	2,88	3,17	10	2,87	3,15	3,40	3,61	3,97
9	2,38	2,62	2,82	3,00	3,30	12	3,05	3,34	3,61	3,84	4,21
10	2,47	2,71	2,92	3,11	3,42	14	3,20	3,53	3,80	4,04	4,44
12	2,62	2,88	3,11	3,30	3,63	16	3,35	3,68	3,98	4,22	4,65
14	2,76	3,04	3,27	3,48	3,83	18	3,49	3,84	4,13	4,39	4,84
16	2,88	3,17	3,42	3,63	4,00	20	3,61	3,98	4,28	4,55	5,01
18	3,00	3,30	3,56	3,78	4,16	25	3,89	4,18	4,61	4,90	5,39
20	3,11	3,42	3,68	3,91	4,31	30	4,13	4,55	4,90	5,21	5,73
25	3,33	3,68	3,97	4,22	4,64	35	4,34	4,79	5,16	5,48	6,03
30	3,56	3,91	4,22	4,48	4,93	40	4,55	5,01	5,39	5,73	6,34
35	3,75	4,12	4,44	4,72	5,19	45	4,72	5,20	5,61	5,96	6,56
40	3,91	4,31	4,64	4,93	5,43	50	4,90	5,39	5,80	6,17	6,79

Beispiel. Ein einfacher schmiedeiserner Hebel habe eine Länge $R = 245^{mm}$, und sei den ihn beanspruchenden Kräften gemäss mit einem Stirnzapfen von 30^{mm} Dicke zu versehen; soll nun sein Armquerschnitt das Verhältniss $\frac{h}{b} = 3$ zwischen Höhe und Breite haben, so ist, da $\frac{R}{d}$ sehr nahe 8 beträgt, nach Spalte 5, Zeile 8, der Werth von $\frac{h}{d} = 2,88$ zu nehmen; man erhält $2,88 \cdot 30 = 86,4^{mm}$, wofür wir nehmen 87^{mm} .

§. 177.

Tabelle über die Armhöhe der gusseisernen Hebel.
Querschnitt rechteckig, kreuz- oder T-förmig.

$\frac{R}{d}$	Stirnzapfen					$\frac{R}{d_2}$	Doppelzapfen				
	$\frac{h}{b} = 1,5$	2	2,5	3	4		$\frac{h}{b} = 1,5$	2	2,5	3	4
	Werthe von $\frac{h}{d}$						Werthe von $\frac{h}{d_2}$				
2	1,80	1,98	2,14	2,27	2,50	3	2,39	2,63	2,84	3,02	3,35
2,5	1,93	2,14	2,30	2,45	2,69	4	2,63	2,90	3,12	3,35	3,69
3	2,06	2,27	2,45	2,60	2,86	5	2,84	3,12	3,36	3,68	3,97
4	2,27	2,50	2,68	2,86	3,15	6	3,02	3,35	3,62	3,84	4,22
5	2,45	2,69	2,92	3,08	3,39	7	3,18	3,53	3,79	4,03	4,45
6	2,60	2,86	3,11	3,28	3,61	8	3,35	3,69	3,97	4,22	4,65
7	2,73	3,01	3,27	3,45	3,80	9	3,45	3,83	4,13	4,40	4,84
8	2,86	3,15	3,42	3,61	3,97	10	3,68	3,97	4,28	4,55	5,01
9	2,97	3,28	3,56	3,75	4,13	12	3,84	4,21	4,55	4,84	5,31
10	3,08	3,39	3,68	3,89	4,28	14	4,03	4,44	4,79	5,09	5,59
12	3,28	3,61	3,91	4,28	4,54	16	4,22	4,64	5,00	5,32	5,86
14	3,45	3,80	4,12	4,35	4,79	18	4,40	4,84	5,20	5,52	6,10
16	3,61	3,97	4,31	4,54	5,00	20	4,55	5,01	5,39	5,73	6,31
18	3,75	4,13	4,48	4,72	5,20	25	4,86	5,39	5,81	6,17	6,79
20	3,89	4,28	4,64	4,89	5,39	30	5,20	5,73	6,17	6,56	7,22
25	4,16	4,61	5,00	5,27	5,80	35	5,43	6,04	6,50	6,90	7,60
30	4,45	4,89	5,31	5,60	6,16	40	5,73	6,31	6,77	7,22	7,98
35	4,64	5,15	5,59	5,90	6,48	45	5,91	6,55	7,07	7,51	8,26
40	4,89	5,39	5,85	6,16	6,79	50	6,17	6,79	7,31	7,77	8,55

Beispiel. Für einen einfachen gusseisernen Hebel sei die Doppelzapfendicke $d_2 = 1\frac{1}{2}$ Zoll gefunden, und soll bei einer Hebellänge von 15 Zoll die Armbreite zur Armhöhe sich verhalten wie 1:3. Dann ist wegen $\frac{R}{d_2} = \frac{15}{1,5} = 10$ nach Spalte 11, Zeile 8 zu nehmen: $h = 4,55 \cdot 1,5 = 6,82$ Zoll. Der mit dem Doppelzapfen gleichstarke Stirnzapfen würde eine Dicke $d = 1,4 \cdot 1,5 = 2,1$ Zoll erhalten, also $\frac{R}{d} = \frac{15}{2,1} =$ sehr nahe 7 zeigen; für ihn wird bei $\frac{h}{b} = 3$ (Spalte 5) $h = 3,45 \cdot 2,1 = 7,25$ Zoll (Z. 7).

§. 178.

Tabelle über die Armbreite der schmiedeisernen Stirnzapfenhebel. (Querschnitt rechteckig.)

$\frac{R}{h}$	$\frac{h}{d} = 2$	2,25	2,5	2,75	3	3,5	4	5	6	7	8
	Werthe von $\frac{b}{d}$										
1,25	0,66	0,58	0,53	0,48	0,44	0,37	0,33	0,26	0,22	0,19	0,16
1,5	0,79	0,70	0,63	0,57	0,53	0,45	0,39	0,32	0,26	0,23	0,20
1,75	0,92	0,82	0,74	0,67	0,61	0,53	0,46	0,37	0,31	0,27	0,23
2	1,05	0,93	0,84	0,70	0,70	0,60	0,52	0,42	0,35	0,30	0,26
2,25	1,18	1,05	0,95	0,86	0,79	0,68	0,59	0,47	0,39	0,34	0,29
2,5	1,31	1,17	1,05	0,95	0,88	0,75	0,66	0,53	0,44	0,38	0,33
3	1,58	1,40	1,26	1,14	1,05	0,90	0,79	0,63	0,53	0,45	0,40
3,5	1,84	1,63	1,47	1,34	1,23	1,05	0,92	0,74	0,67	0,53	0,46
4	2,10	1,87	1,68	1,53	1,40	1,20	1,05	0,84	0,70	0,60	0,53
4,5	2,36	2,10	1,89	1,72	1,57	1,35	1,18	0,95	0,78	0,67	0,59
5	2,63	2,33	2,10	1,91	1,75	1,50	1,31	1,05	0,87	0,75	0,65
5,5	2,89	2,57	2,31	2,10	1,92	1,65	1,44	1,15	0,91	0,83	0,72
6	3,15	2,80	2,52	2,29	2,10	1,80	1,57	1,26	1,05	0,91	0,79
6,5	3,41	3,03	2,73	2,48	2,27	1,95	1,71	1,37	1,19	0,98	0,86
7	3,68	3,27	2,94	2,67	2,45	2,10	1,84	1,47	1,23	1,05	0,92
7,5	3,94	3,50	3,15	2,86	2,62	2,25	1,97	1,58	1,31	1,13	0,99
8	4,20	3,73	3,36	3,05	2,80	2,40	2,10	1,63	1,40	1,20	1,05
9	4,73	4,20	3,78	3,44	3,15	2,70	2,36	1,89	1,58	1,35	1,08
10	5,25	4,67	4,20	3,82	3,50	3,00	2,62	2,10	1,75	1,50	1,31

Für die gusseisernen Hebel mit einfach rechteckigem oder kreuz- und T-förmigem Armquerschnitt nehme man für b das Doppelte des Tabellenwerthes.

Beispiel. Sollte der Hebel des Beispiels im vorigen Paragraphen eine Armhöhe $h = 5$ Zoll erhalten, so wäre ihm, wenn er aus Schmied-eisen bestände, nach dieser Tabelle Zeile 7 (wegen $\frac{R}{h} = \frac{15}{5}$) Spalte 6 bis 7 (wegen $\frac{h}{d} = \frac{5}{1,5}$) eine Armbreite $b = 0,96 \cdot 1,5 = 1,44$ Zoll zu geben; für Gusseisen wäre b also $= 2,88$ Zoll zu nehmen, wofür wir setzen 2,9 Zoll.

§. 179.

Tabelle über die Armbreite der schmiedeisernen Doppelzapfenhebel. (Querschnitt rechteckig.)

$\frac{R}{h}$	$\frac{h}{d_2} = 2,75$	3	3,25	3,5	4	5	6	7	8	10	12
Werthe von $\frac{b}{d_2}$											
1,25	0,72	0,66	0,60	0,56	0,49	0,39	0,33	0,28	0,25	0,20	0,16
1,5	0,86	0,79	0,73	0,67	0,59	0,47	0,39	0,33	0,30	0,24	0,20
1,75	1,00	0,91	0,85	0,79	0,69	0,55	0,46	0,39	0,34	0,27	0,23
2	1,14	1,05	0,97	0,89	0,79	0,62	0,52	0,45	0,39	0,31	0,26
2,25	1,28	1,18	1,07	1,01	0,88	0,71	0,59	0,51	0,44	0,35	0,30
2,5	1,43	1,31	1,21	1,12	0,98	0,78	0,65	0,56	0,49	0,39	0,33
3	1,71	1,57	1,45	1,34	1,18	0,94	0,78	0,67	0,59	0,47	0,39
3,5	2,00	1,83	1,72	1,57	1,37	1,10	0,91	0,78	0,68	0,55	0,46
4	2,28	2,10	1,93	1,79	1,57	1,26	1,06	0,89	0,78	0,63	0,53
4,5	2,57	2,36	2,17	2,02	1,77	1,42	1,18	1,01	0,89	0,71	0,59
5	2,85	2,62	2,42	2,24	1,96	1,57	1,31	1,12	0,98	0,78	0,65
4,5	3,14	2,88	2,66	2,47	2,16	1,73	1,44	1,23	1,08	0,86	0,72
6	3,42	3,14	2,91	2,66	2,35	1,88	1,57	1,33	1,18	0,94	0,78
6,5	3,64	3,39	3,14	2,92	2,55	2,04	1,70	1,46	1,28	1,02	0,85
7	3,96	3,68	3,39	3,14	2,74	2,19	1,83	1,57	1,37	1,09	0,91
7,5	4,27	3,93	3,64	3,36	2,94	2,35	1,96	1,68	1,47	1,18	0,98
8	4,55	4,18	3,86	3,59	3,14	2,52	2,10	1,79	1,57	1,26	1,05
9	5,12	4,71	4,37	4,04	3,53	2,82	2,35	2,02	1,77	1,41	1,18
10	5,72	5,25	4,84	4,49	3,92	3,14	2,62	2,24	1,96	1,57	1,31

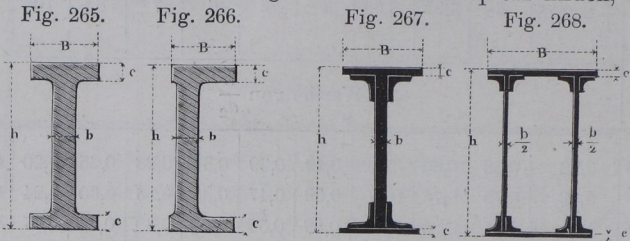
Für den gusseisernen Hebel erhält man wieder sofort dadurch den richtigen Werth, dass man den Tabellenwerth verdoppelt.

Beispiel. Ein gusseiserner Hebel mit Doppelzapfen von 20^{mm} Dicke bei einer Armlänge $R = 300^{\text{mm}}$ soll an der Achse die Armhöhe $h = 90^{\text{mm}}$ erhalten. Hier ist also $\frac{R}{h} = \frac{300}{90} = 3,33$, $\frac{h}{d_2} = \frac{90}{20} = 4,5$. Es fällt somit $\frac{b}{d_2}$ nach Zeile 7 bis 8, Spalte 6 bis 7 etwa auf 1,19; und ist sonach für Schmiedeisen zu nehmen $b = 20 \cdot 1,19 = 23,8^{\text{mm}}$, für Gusseisen doppelt so viel, d. i. $b = 2 \cdot 23,8 = 47,6$, wofür wir nehmen 48^{mm}.

§. 180.

Zusammengesetzte Hebelarm-Querschnitte.

Die nachstehenden Hebelarmquerschnitte eignen sich für grosse Kräfte sehr gut, indem sie eine günstige Materialvertheilung haben. Ihre Abmessungen lassen sich bequem finden, wenn



man zuerst den einfach rechteckigen Querschnitt bestimmt, und diesen darauf in den I-förmigen verwandelt.

Bei den in den Figuren angegebenen Bezeichnungen, und wenn man noch nennt: h_0 die Höhe, b_0 die Breite des Hebelarmes mit rechteckigem Querschnitt, von dem Material des zu construirenden, welcher den gegebenen Kräften (Zapfen) entspricht, kann die Verwandlung wie folgt geschehen.

Man bestimmt 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:

$$\frac{b}{b_0} = \frac{1}{1 + \alpha} \dots \dots \dots (211)$$

wobei

$$\alpha = \left(\frac{B}{b} - 1\right) \left(6 \frac{c}{h} - 12 \left(\frac{c}{h}\right)^2\right) \dots \dots \dots (212)$$

Diese Formel setzt die Wahl von $\frac{B}{b}$ und von $\frac{c}{h}$ voraus, welche immer leicht nach dem Geschmack des Construirenden geschehen kann. In (211) sind die Winkeleisen der Querschnitte Fig. 267 und 268 vernachlässigt, wodurch zugleich die Schwächung durch die Nietlöcher ausgeglichen wird. Folgende Tabelle gibt eine Reihe von Werthen für (211), mit Hilfe 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 Krahnshilde, Blechkrahn-Auslader u. s. w.

§. 181.

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	0,70	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

Beispiel. Es sei die Länge R eines zu konstruirenden einfachen Hebels = 2000^{mm}, die Dicke d_2 des daran anzubringenden Doppelzapfens = 40^{mm}; der Arm soll aus Gusseisen mit Iförmigem Querschnitt konstruirt werden und eine Höhe h_0 = 320^{mm} erhalten. Danach würde nach (208) für Schmiedeeisen zu machen sein: $b_0 = 40 \cdot 1,57 \cdot \frac{40}{320} \frac{2000}{320} = 49$ ^{mm}, für Gusseisen aber nach §. 175 doppelt so stark, also $b_0 = 98$ ^{mm}. Dies ist so

viel, dass wir unbedingt nicht dabei stehen bleiben können, sondern behufs Verkleinerung der Breite, unter Beibehaltung der Höhe h_0 , einen Iförmigen Querschnitt anwenden wollen. Es werde nun gemacht $\frac{c}{h} = \frac{1}{12}$, $\frac{B}{b} = 4$, so wird nach Spalte 5, Zeile 7: $\frac{1}{1+a} = 0,44$; mithin die Rippenbreite $b = 0,44 \cdot b_0 = 0,44 \cdot 98 = 43\text{mm}$, die Saumnervenbreite $B = 4 \cdot 44 = 176\text{mm}$, die Nervendicke $c = \frac{h}{12} = \frac{320}{12} = 27\text{mm}$, was alles ganz brauchbare Abmessungen sind. Man könnte das Verlangen stellen, $c = b$ herauszubringen; hierfür liesse sich eine Formel entwickeln; jedoch kann man auch leicht durch versuchweises Einsetzen verschiedener Werthe von $\frac{B}{b}$ und $\frac{c}{h}$ das Gewünschte erzielen. Setzt man $\frac{B}{b} = 5$, $\frac{c}{h} = \frac{1}{10}$, so ergibt sich nach Spalte 7, Zeile 5: $\frac{1}{1+a} = 0,34$, also $b = 0,34 \cdot 98 = 33\text{mm}$, während $c = \frac{320}{10} = 32\text{mm}$ wird, also schon genügend genau mit b übereinstimmt.

XVI. KURBELN.

§. 182.

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) Excentrische Scheiben.

Dieselben sollen hier in Kürze nacheinander behandelt werden.

§. 183.

Die schmiedeiserne Stirnkurbel.

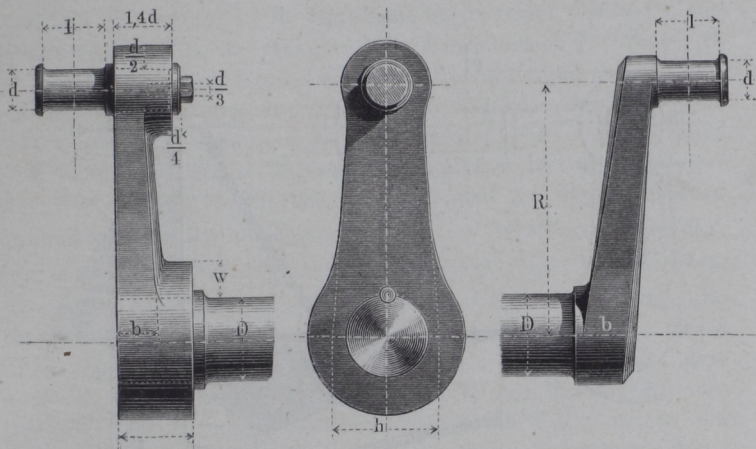
Dieselbe wird ganz nach den Regeln für einfache Hebel mit Stirnzapfen (§. 169 ff.) construirt. Fig. 269 und 270 gebräuchliche

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. 271 zeigt eine aus einem Stück hergestellte (oder

Fig. 269.

Fig. 270.

Fig. 271.



eintrummige) Kurbel. Hier schreibt die gewählte Anlaufhöhe an der Welle die Armhöhe h vor; b wird deshalb nach §. 178 bestimmt.

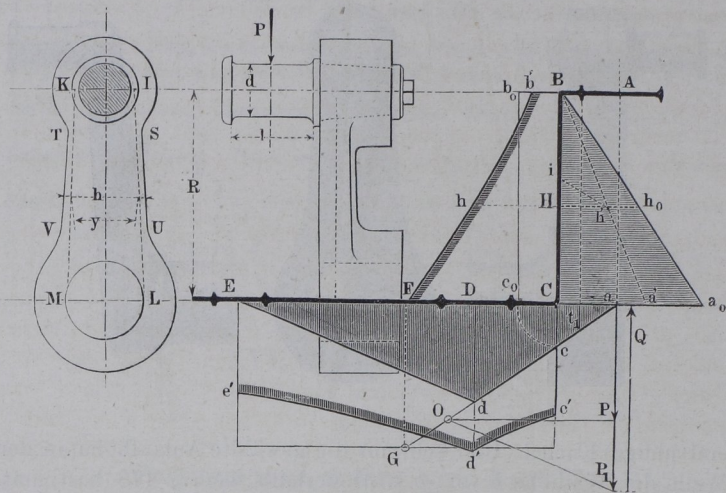
§. 184.

Graphostatische Berechnung der Stirnkurbel.

Die Kurbel ist ein so wichtiger Maschinenteil, dass sie eine sorgfältige Behandlung in hohem Grade verdient, weshalb hier die Anwendung der graphostatischen Methode auf ihre Berechnung gezeigt werden soll, welche bis zu den verwickelten Beanspruchungen der mehrfachen Achsenkröpfungen ihre Trefflichkeit bewährt. Für den sich Einübenden ist zu rathen, die nachfolgenden Constructionen nacheinander an vollständigen Beispielen durchzumachen, damit er die nicht ganz unerheblichen Schwierigkeiten, welche vor allem Aufmerksamkeit beim Arbeiten erfordern, stufenweise kennen und überwinden lerne. Wir behandeln ausser der Kurbel- (d. i. Hebel-) Achse auch den Arm derselben.

Die Achse der Stirnkurbel. Man berechne zuerst aus dem Drucke P auf den Kurbelzapfen, dessen Durchmesser d und Länge 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. 272.



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 $adeE$ 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 $FG \parallel aP$, so ist FG (vergl. §. 52) das Moment, mit welchem P die Achse auf Drehung beansprucht (vergl. §. 74). Dieses Moment M_a ist mit dem biegenden Momente M_b an jeder Stelle zu einem ideellen biegenden Momente $M_i = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_a^2}$ (siehe Nro. IV., §. 16), wie schon in §. 74 gezeigt, zusammzusetzen, wodurch die Polygoncurve $c'd'e'$ 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 (90) 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 biegender Momente nach der bekannten Formel zu einem ideellen biegender Momente zusammengesetzt [$a_0\bar{a}' = \frac{3}{8}\bar{a_0C}$, ziehe Ba' , mache an irgend einem Punkte H das Stück $Hi = \frac{5}{8}\bar{Bb_0}$, ziehe oder messe Hi , und mache $\bar{Hh} = \bar{h_0h'} + \bar{h'i}$], wodurch sich die Momentenfläche $Bb'h'FC$ für den Kurbelarm ergibt. Aus dieser wird nun, von d und der Wurzelordinate t_1 ausgehend, der Arm zunächst in der conoidischen Form $IKLM$ nach Formel (90) construirt. 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 Conoids nach der Formel:

$$\frac{b}{y} = 0,6 \left(\frac{y}{h} \right)^2. \quad \dots \quad (213)$$

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, wenn nöthig, das Verfahren mit einer besseren Annahme. Die Entfernung des Punktes E von D ist ohne Einfluss auf die Dimensionen des Armes der Kurbel.

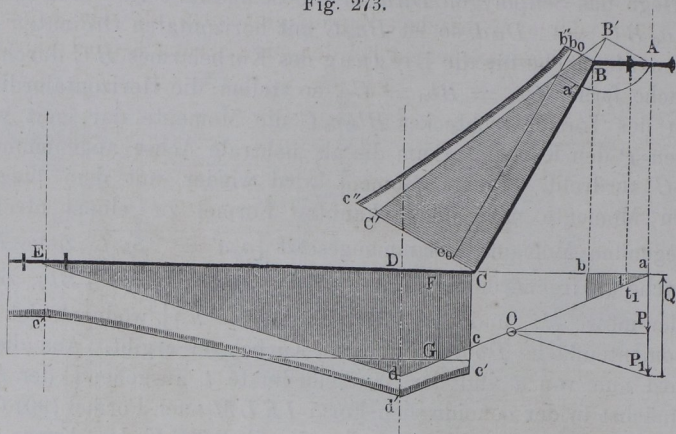
Dieses Verfahren liefert, abgesehen von einigen durchaus statthaften Vernachlässigungen, solche Abmessungen für Kurbelarm und Achse, dass deren Tragsicherheit mit derjenigen des Zapfens vollständig übereinstimmt. Will man mehr oder weniger Sicherheit anwenden, so lege man nur einen ideellen Zapfen von grösserer oder geringerer Sicherheit zu Grunde.

Die Armachse BC wurde oben normal zur Kurbelachse CE angenommen. Ein geringes Schiefstellen, wie es z. B. Fig. 269 voraussetzt, kann vernachlässigt werden; beträgt dasselbe aber

mehr, etwa wie es Fig. 271 andeutet, so muss darauf Rücksicht genommen werden. Man verfähre alsdann wie folgt, Fig. 273.

Das Biegungsdiagramm für die Welle der Kurbel wird wie oben entworfen, das unter ab fallende Stück desselben für den

Fig. 273.



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 Dreieckes $CB'C'$, welches bei B' den Winkel daD hat. Die Verdrehung geschieht mit dem Hebelarm AB' , ihr Moment ist durch die zu BC normale Ordinate des Dreieckes bei a' dargestellt, wobei $B'a' = B'A$. Die Zusammensetzung der Momente liefert die Momentenfläche $Bb''c''C$, welche wie oben benutzt wird.

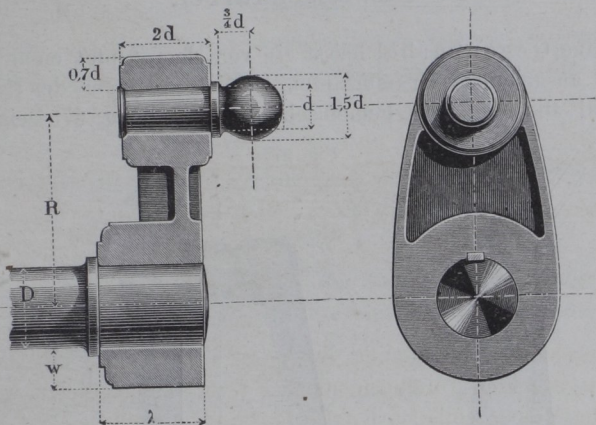
Bemerkung. Der Kurbelzapfen wird bei Raummangel, und in dem Wunsche, einen kleinen Pleuelkopf anwenden zu können, häufig mit kleinerem Längenverhältniss als 1,5 ausgeführt, auch sogar bei Anwendung von Stahl als Zapfenmaterial. Man sollte dies nicht zu weit treiben, da die Abnutzung immer dadurch vergrößert wird; jedoch geht erfahrungsgemäss diese Zapfenverkürzung bei sorgfältiger Oelung immerhin an, während sie bei Zapfen an Achsen und Wellen sich nicht bewährt. Dies ist aus dem fortwährenden Wechsel der Druckrichtungen zu erklären, derzufolge das Oel sich immer wieder in der jeweilig ungepressten Schale verbreiten kann.

§. 185.

Die gusseiserne Stirnkurbel.

Statt der cylindrischen Zapfen gibt man oft den Kurbeln kugelförmige; ein solcher ist bei der gusseisernen Kurbel Fig. 274

Fig. 274.



gewählt. Die Kugel erhält eine passende Dicke, wenn man sie 1,5mal so dick als den gleichbelasteten normalen Stirnzapfen macht. Auf letzteren (vom Durchmesser d) werden denn nach wie vor die Abmessungen bezogen, gerade wie es oben (§. 170 ff.) gezeigt wurde. Als Zapfenbefestigung ist hier die (kalte) Verniethung des eingeschlifften Zapfenstieles angenommen, eine sehr haltbare, neuerdings oft gebrauchte Verbindung. Der I-förmige Armquerschnitt kann mit Hilfe von Tabelle §. 181 bestimmt werden; wählt man indessen wie hier für h den äusseren Nabendurchmesser, so fallen in der Regel die Querschnittabmessungen des Kurbelarmes bei der Rechnung so klein aus, dass sie für die Ausführung im Gusse nicht passen, und man sie des guten Aussehens halber durch grössere, nach dem Gefühl gewählte ersetzen muss.

Häufig wird der gusseiserne Kurbelarm auch geradezu als massives die Nabe mit der Zapfenhülse verbindendes Stück von rechteckigem Querschnitt ausgeführt.

Wenn man die graphostatische Methode zur Bestimmung der

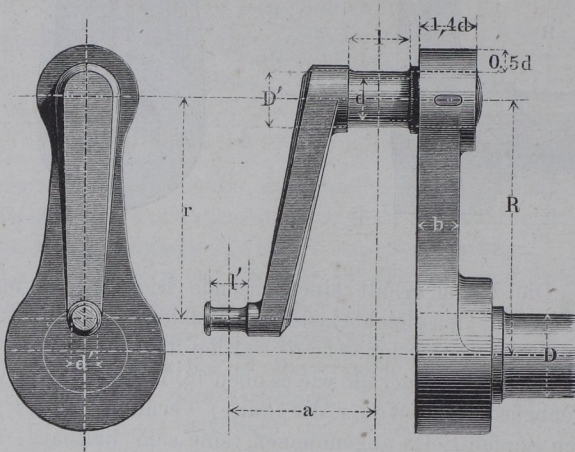
Momente zu Grunde legt, so sucht man zuerst den vierkantigen schmiedeisernen Arm, verwandelt ihn durch Verdopplung der Breite (s. §. 179) in den für Gusseisen, und diesen in den von I-förmigen Querschnitten nach §. 180 und 181.

§. 186.

Die Gegenkurbel.

Eine Gegenkurbel heisst ein von dem Zapfen einer Stirnkurbel ausgehender Krummzapfen, welcher mit jener, der Hauptkurbel, die Drehachse gemeinschaftlich hat. Fig. 275 zeigt eine

Fig. 275.



schmiedeiserne Gegenkurbel, welche ähnlich der Construction in Fig. 271 eintheilig (eintrurig) 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 construirt. 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. Um die verwickelten Rechnungen zu umgehen, verfähre man entsprechend den Angaben in §. 74, wie folgt:

Es sei:

d' die Dicke des Gegenzapfens, welche dem dort wirkenden Drucke entsprechend gewählt ist, l' dessen Länge,
 r die vom Hauptzapfen aus gemessene Armlänge der Gegenkurbel,

a der Abstand der Mittelebenen der beiden Zapfen,
 D' der Durchmesser, L' die Länge des Hauptzapfens,
 d der Durchmesser des dem Hauptzapfendruck entsprechenden normalen Stirnzapfens, l dessen Länge,

so mache man zunächst (Schmiedeeisen als Material vorausgesetzt) $L' = l = 1,5 d$ (§. 41), berechne sodann zuerst D' aus der Formel:

$$\frac{D'}{d'} = \sqrt[3]{\frac{2a}{l'}} \dots \dots \dots (214)$$

(welche mit (84) übereinstimmt) und darauf aus der Formel:

$$\frac{D'}{d'} = 0,94 \sqrt[3]{\frac{r}{d'}} \dots \dots \dots (215)$$

welche den 1,17fachen Werth der zweiten Spalte der Tabelle §. 173 liefert, und behalte den grösseren der beiden gefundenen Werthe bei.

Beispiel. Gegeben $d = 60^{mm}$, $l = 90^{mm}$, $d' = 30^{mm}$, $l' = 45^{mm}$,
 $r = 330^{mm}$, $a = 180^{mm}$, so ist D' nach (214) $= 30 \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 180}{45}} = 30 \cdot 2,0$
 $= 60^{mm}$ und nach (215) $D' = 0,94 \cdot 30 \sqrt[3]{\frac{330}{30}} = 28,2 \cdot 2,2 = 63^{mm}$. Der
 letztere, hier nur wenig höhere Werth wird beibehalten.

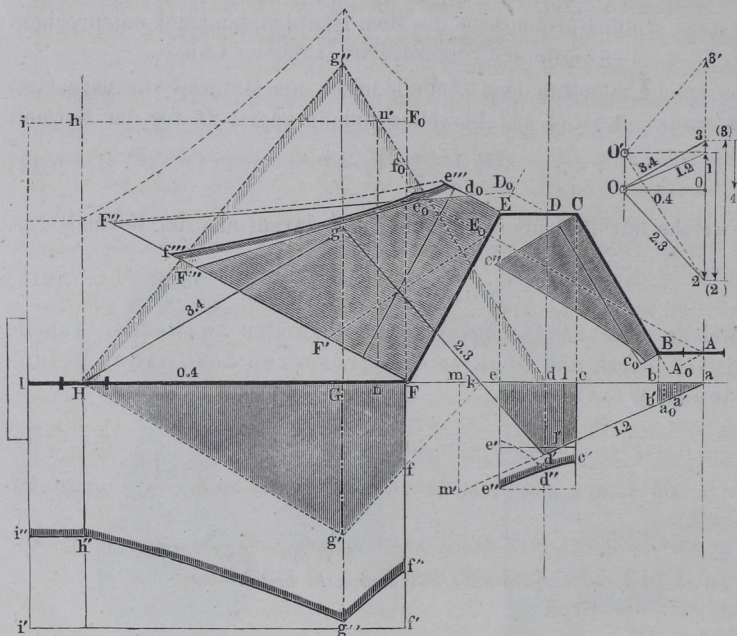
§. 187.

Graphostatische Berechnung der Gegenkurbel.

Das graphostatische Diagramm für eine Gegenkurbel mit schiefelem Haupt- und Gegenarm ist in Fig. 276 (a. f. S.) dargestellt. Zuerst wird das Schema $ABCDEFGH I$ 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 Kräftemaasstabes wird zuerst das Kräftepolygon (rechts) construiert. 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 bis 2 Druck 2 auf den Hauptzapfen, nach unten gerichtet. Ziehe

Fig. 276.



die Strahlen $0O$, $1O$, $2O$, darauf Seil $ad' \parallel 1O$ bis zum Schnitte d' mit der durch D gehenden Krafrichtung von 2, $d'g \parallel 2O$ bis zum Schnitte g mit der durch G gehenden Richtungslinie der Kraft 3, welche in G nach oben presst, aber noch nicht bekannt ist. Um diese, wie die in H wirkende vierte Kraft zu finden, verbinde g mit H , worauf Ha die Schlusslinie ist, nämlich horizontal ausfällt, weil wir die Schlusslinie $0O$ im Kräftepolygon von Anfang an horizontal wählten. Ziehe alsdann im Kräftepolygon $03 \parallel Hg$, so ist die Strecke 2 bis 3 die dritte Kraft, in G angreifend, nach oben gerichtet, und 3 bis 0 die vierte, in H angreifende Kraft, welche, wie das Kräftepolygon zeigt, nach unten ge-

richtet ist. Dabei gibt die Figur $ad'kgH$ das Seilpolygon für das zu construirende System an. Bei k entsteht ein Nullpunkt (vergl. §. 58); in unserer Figur ist der Bequemlichkeit halber das Dreieck kgH nach unten in die Lage $kg'H$ geklappt. Das gefundene Seilpolygon benutzen wir für einen Theil der Construction als Momentenfläche wie folgt.

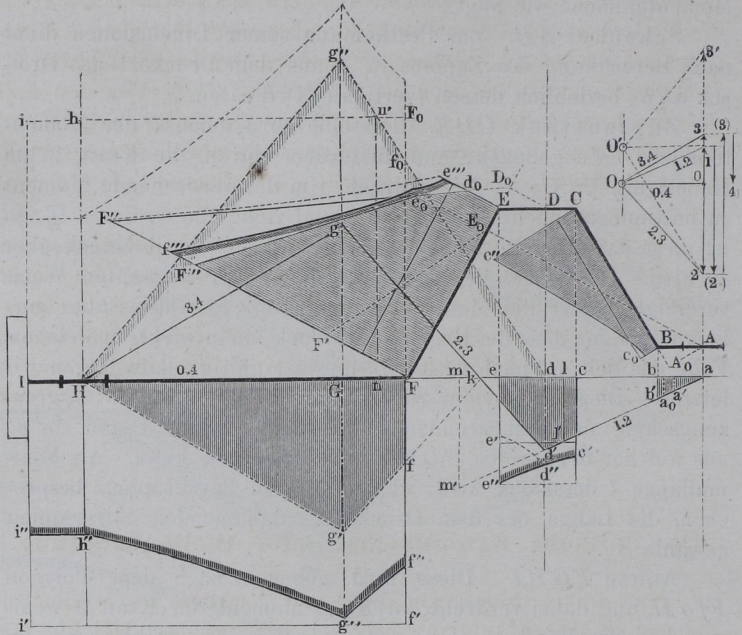
Schenkel AB . Zur Bestimmung seiner Dimensionen dient nach Berechnung des Zapfens in A aus dem Drucke 1 das Dreieck $ab'b$, beziehlich dessen (vertikale) Ordinaten.

Zapfenstück CDE . Dasselbe wird gemäss der Momentenfläche $cd'e$ gebogen, und ausserdem durch die Kraft 1 am Hebelarm $r = \overline{Cc} - \overline{Bb}$ 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 ce wird. Dieses mit dem Trapez $cd'e$ in der bekannten Weise vereinigt, liefert die Momentenfläche $cd'd''e'e$. 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 Begrenzungscurve der resultirenden Momentenfläche die Curve $c'd''e''$, 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 $Ffg'H$, 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 $dn = \overline{Cc} = R$, und haben dann in der Ordinate nn' das gesuchte verdrehende Moment. Hierauf machen wir die Abscisse der Ordinate bei $a' = \overline{Aa} = R - r$, 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 $FII'f'$, welches wir in der bekannten Weise mit der Biegungsfläche zusammensetzen und dadurch die resultirende Momentenfläche $Ff''g''w''i''I$ 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 Bie-

gungsfläche $Ff_0g''H$, als Torsionsfläche FF_0iI einzuführen, um zu sehen, ob dabei die resultierende 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

Fig. 277.



ohne Buchstabenbeifügung punktierte resultierende Polygon zeigt. Das Stück HI wird, unter der Voraussetzung, dass bei I ein Kräftepaar der Torsion widersteht, nur auf Verdrehung beansprucht, weshalb das resultierende 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 reducirende Zusammensetzung liefert die Momentenfläche CBc_0c'' (vergl. Fig. 279).

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 $\overline{DD_0}$, 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.

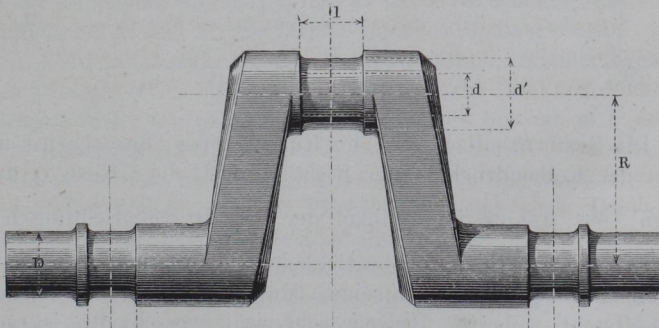
Nach einiger Einübung macht man die vorbeschriebenen Operationen leicht und schnell. Die Benutzung des, wie man sieht, äusserst lehrreichen Diagrammes, und die Verwandlung der Querschnitte geschieht wie oben besprochen. Sind Haupt- und Gegenarm normal zur Achse gerichtet, so wird die Aufgabe um ein gutes Stück leichter, man sehe hierfür den folgenden Paragraphen.

§. 188.

Die einfache Krummachse oder Wellenkröpfung.

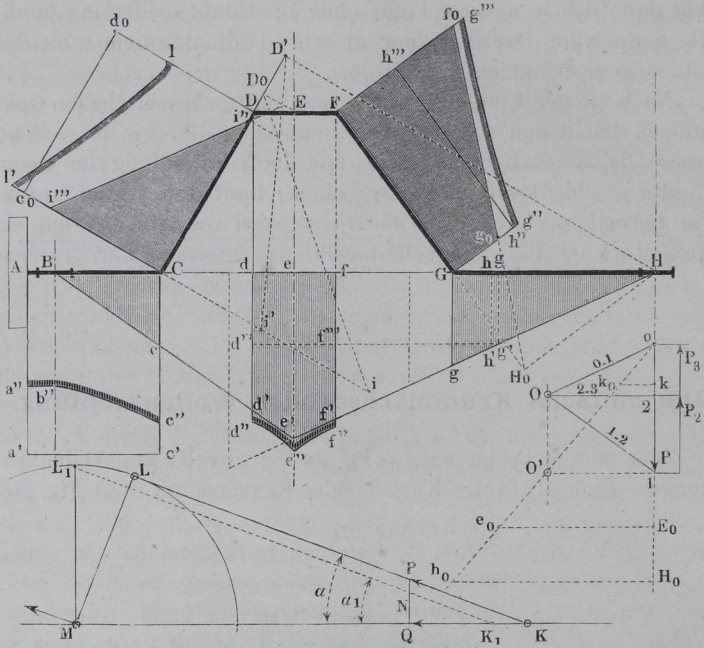
Man unterscheidet einfache und mehrfache Wellenkröpfungen. Eine einfache Kurbel- oder Krummachse zeigt Fig. 278.

Fig. 278.



Die Construction solcher Krummachsen ist für rein analytische Behandlung, wenn man nur einigermaassen genau verfahren will, sehr weitläufig, und namentlich im Verhältniss zu dem Rechnungsresultat 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. 279 zeigt *ABCDEF**GH* das Schema einer mit schiefen Armen zu construierenden einfachen Krummachse.

Fig. 279.



Die Kraft *P*, mit welcher der Kurbelzapfen gepresst wird, ist, wenn der Kolbendruck in der Richtung *KM* die Grösse *Q* hat, gleich $\frac{Q}{\cos \alpha}$, wenn α den Winkel der Pleuelstangenrichtung *KL* mit der Schubrichtung *KM* bezeichnet. Dieser Druck ist bei constanter Kraft *Q* ungefähr in seinem Maximum, wenn *KL* normal zu *LM* steht, wobei er übrigens sehr wenig verschieden ist von

seinem Werthe $\frac{Q}{\cos \alpha_1}$ für die Vertikalstellung ML_1 der Kurbel, so dass man die letztere Stellung 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 Seilpolygons horizontal zu erhalten, ziehe man das Seil Be' nach einem beliebigen Punkte e' der verlängerten Normale Ee , verbinde e' mit H , trage nach gewähltem Kräftemaassstab 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.

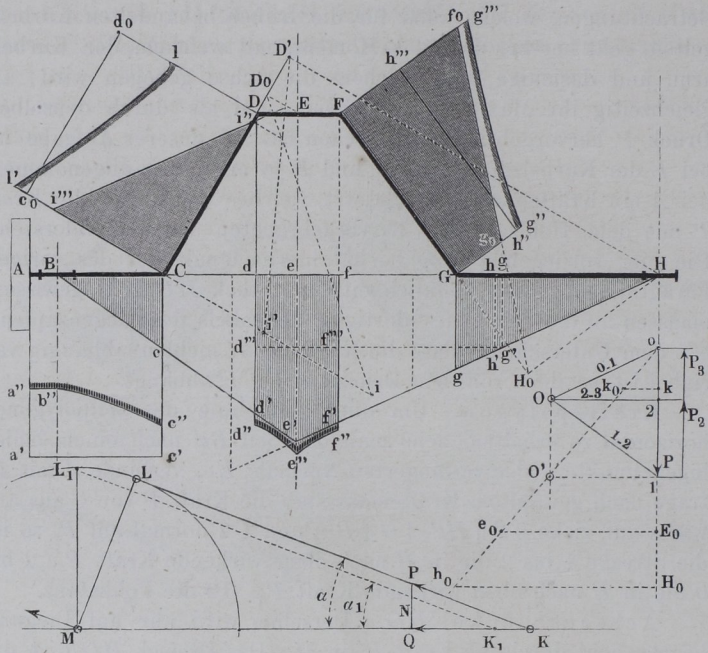
Achsenschenkel HG . Derselbe wird nur auf Biegung beansprucht durch die Kraft P_3 in H . Das Dreieck HGg ist die Momentenfläche, deren Ordinaten nach Berechnung des Stirnzapfens bei H und P_3 zur Dimensionenbestimmung dienen.

Achsenschenkel BC . Momentenfläche für die Biegung ist das Dreieck BCC . 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 $0E_0$ das gesuchte Moment, welches nach Cc' und Aa' getragen, und mit BCC in der bekannten Weise zu einem Drehbiegemoment zusammengesetzt, die Momentenfläche $ABCC''b''a''$ liefert.

Zapfen DEF . Momentenfläche für die Biegung ist die Figur $df'f'e'd'$. Auf Verdrehung wirkt die Kraft P_3 in H mit dem Hebelarme $Ee = R$. 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 $dff''e''d''$ ergibt. Die grösste Ordinate ee'' wird zu benutzen sein, wenn der Zapfen cylindrisch gemacht werden soll.

Fig. 280.



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 Fg_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 $Fg'g''$ liefert.

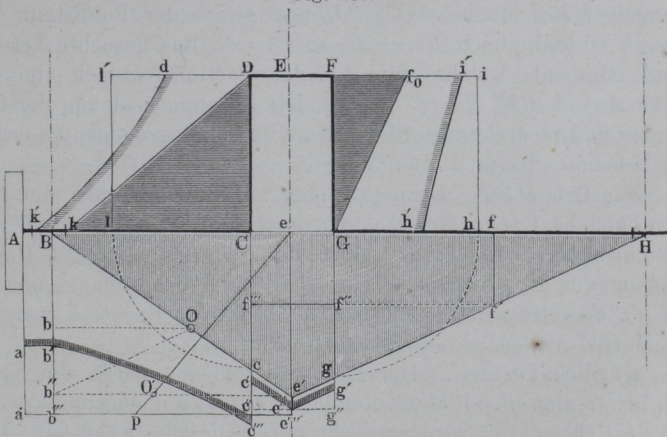
Kurbelarm CD . Ziehe $ED_0 \parallel HD'$ normal zu CD . Es findet (bei der Position KLM der Pleuelstange zur Kurbel) Vorwärtsbiegung durch die Kraft P , in D_0 angreifend, Rückwärtsbie-

gung durch die Kraft P_3 , in D' angreifend, statt; Seilpolygone hierfür sind die Dreiecke $D_0 C i$ und $D' C i'$; von einander abgezogen, ergeben sie die Fläche $C i'' i'''$ für die Biegung des Armes DC . Ferner geschieht eine Vorwärtsverdrehung durch die Kraft P mit dem Arme $ED_0 = k k_0$ im Kräftepolygon, also Moment $0 k$, Rückwärtsverdrehung durch die Kraft P_3 mit dem Hebelarme $HD' = H_0 h_0$ im Kräftepolygon, also Moment $0 H_0$. Die Differenz dieser Momente nach $D d_0 = C c_0$ auftragend, und das Torsionsrechteck mit Biegungsdreieck zusammensetzend, erhält man für die Drehbiegemomente die Fläche $CD I P$, womit nun für alle fünf Stücke des Schemas die Momentenflächen bestimmt sind. Ihre Benutzung zur Dimensionenbestimmung geschieht wie früher.

Die Figur zeigt mit ausgezeichnete Klarheit 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 Achsen der Krummachse rechtwinklig zur Achse e , so wird die Aufsuchung der Momente weit einfacher als oben. Fig. 281. $ABCDEF GH$ ist wieder das Schema, bei A wieder ein Kräftepaar zur Aufnahme des Drehmomentes PR angenommen.

Fig. 281.

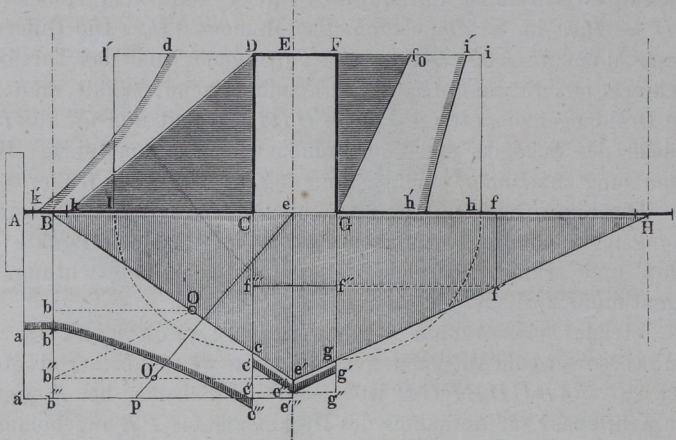


Kräftepolygon. Hier ist die Höhe ee' des wie vorhin gezogenen Dreieckes $B e' H$ als Maass der Kraft P angenommen. $B b'' = ee'$ gemacht, $b'' O \parallel e' H$, $O b$ normal $B b''$ gezogen, worauf $b'' b$ die Kraft P_3 bei H , $b B$ die bei B , und $O b$ die Poldistanz darstellt.

Achsenschenkel HG . Derselbe ist nur auf Biegung beansprucht. HGg Momentenfläche.

Achsenschenkel ABC . Beanspruchung auf Biegung nach der Momentenfläche $BCCe$, solche auf Verdrehung durch das

Fig. 282.



Moment PR . Mache $e'O' \parallel CB$ und gleich der Poldistanz bO , $e''p \parallel e'O'$ und gleich $Ee = R$, so ist ee'' das gesuchte verdrehende Moment, welches für AC das Torsionsrechteck von der Höhe $Aa' = Bb'' = ee''$ liefert. Die Zusammensetzung der biegenden und verdrehenden Momente zu Drehbiegemomenten ergibt die Momentenfläche $ABCe''b'a$.

Zapfen DEF . Beanspruchung auf Biegung nach der Momentenfläche $CGgc$, 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 $Gg'' = Ce'' = ee'$ zu substituieren ist.

Kurbelarm FG . Derselbe wird gebogen durch die Kraft P_3 , bei G angreifend, Momentenfläche GFf_0 , mit dem Spitzenwinkel fHf' bei G ; er wird verdreht durch dieselbe Kraft mit dem Hebelarme HG , also dem Momente $Gg = Gh = Fi$. Die Zusammensetzung der biegenden und verdrehenden Momente zu Drehbiegemomenten führt zu der Momentenfläche $FGhw'i$.

Kurbelarm CD . Biegung durch P mit dem schon bekannt-

ten Momente $ee'' = Ck$ 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 Materialersparniss 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 rechtarmigen.

Manchmal muss eine einfache Krummachse so gebaut werden, dass bald am einen, bald am anderen Ende die Torsion ausgeleitet werden darf. Dann construiren man die Momentendiagramme für beide Fälle, lege dieselben aufeinander 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 Dampf- cylindern 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 Hilfe des folgenden gefunden werden.

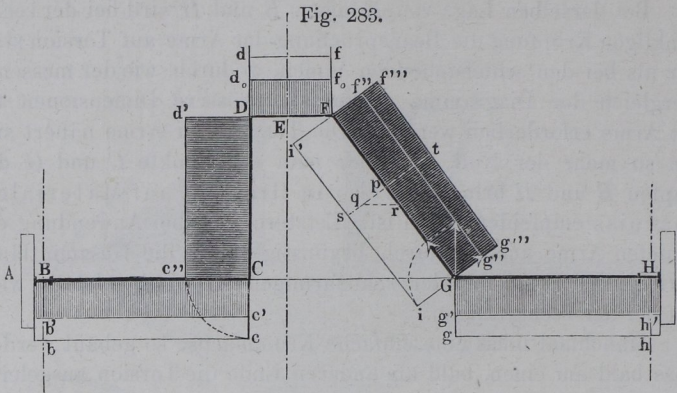
Ist, Fig. 283 (a. f. S.), durch die Krummachse von dem Schema $ABCDEFGHIH$, abgesehen von den bei E angreifenden Kräften, ein Kräftepaar hindurchzuleiten, welches, am Kräfte- und Seil- polygon gemessen, die Momentengrösse $Bb = Cc = Gg = Hh$ besitzt, so entstehen dadurch folgende Beanspruchungen.

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 $Dd_0 = Ff_0 = Bb'$.

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 $Gf''f''g''$, letzterem das Biegungsrechteck $FGiv'$, welches mit dem Drehungsrechteck zu der Momentenfläche für Drehbiegung $FGg''f'''$ zusammengesetzt wird, indem man wieder $pq = \frac{5}{8} Gi$, $pr = \frac{5}{8} Gg''$, $pt = Gg'' = qs + qr$ macht.

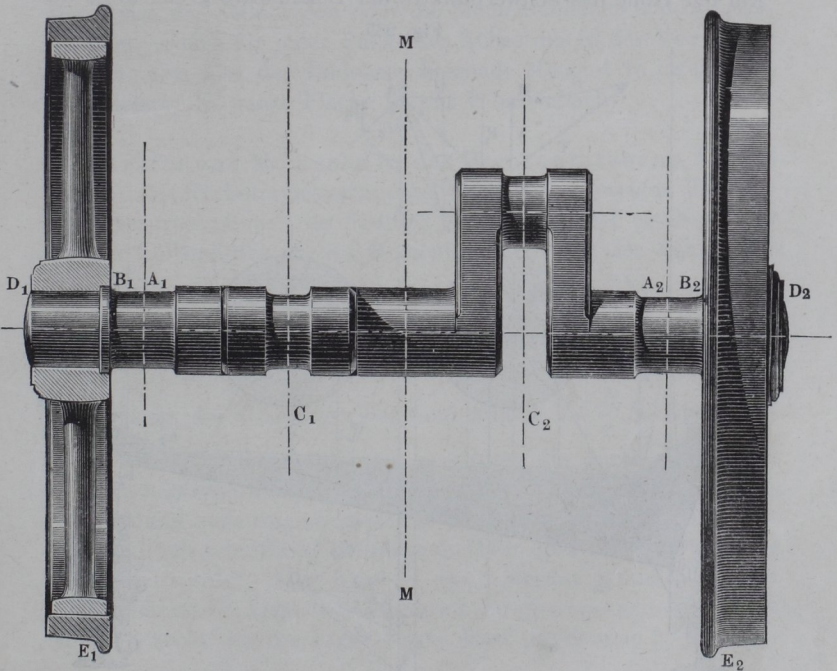
Hierbei sind wir so verfahren, als ob eine Kraft in E nicht wirke. Wenn aber eine solche vorhanden ist, suche man zuerst alle Biegungs- und Drehungsmomente, die an Fig. 283 gesuchten mit eingeschlossen, einzeln auf, addire oder subtrahire je nach ihrer Richtung die Drehmomente für jedes Achsenstück, füge ebenso für jedes derselben die biegenden Momente zusammen, unter Beachtung aber der Lage der Biegungsebenen (V, §. 16), und vereinige endlich die so gefundenen Drehungs- und Biegemomente 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.

§. 189.

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. Ihre Beanspruchung ist so sehr zusammengesetzt, dass die analytische Behandlung derselben für den praktischen Techniker geradezu unbrauchbar, weil im Verhältniss zum Resultat zu schwerfällig ist. Die nachfolgende graphostatische Behandlung der Aufgabe wird denjenigen, welcher sich an den vorstehenden einfacheren Constructionen geübt hat, mit Sicherheit und Klarheit zum Ziele führen. Als Beispiel ist hier die Achse einer Lokomotive mit innenliegenden Cylindern gewählt und in Fig. 284 im Grundriss dargestellt.

Fig. 284.

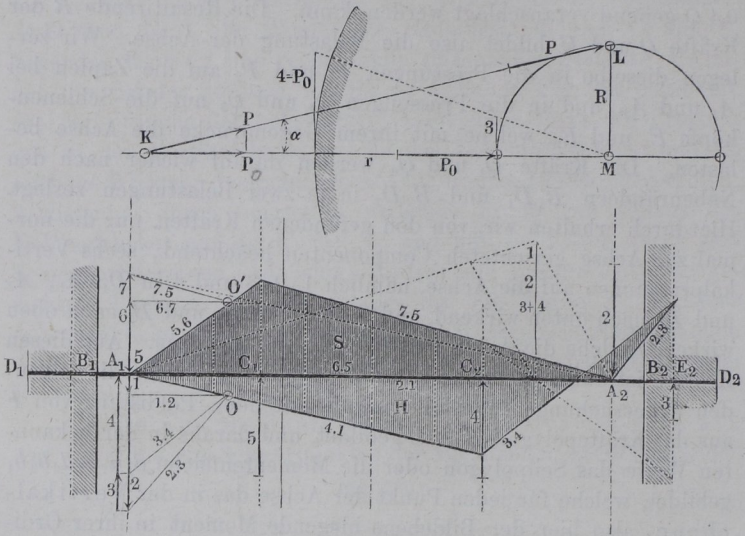


auf die Kurbelachse kommende Antheil Q des Gewichtes der Lokomotive an. Durch das Schlingern und die Centrifugalkraft beim Curvenbefahren tritt hierzu eine Horizontalkraft H , welche bis auf $0,4 Q$ gehend veranschlagt werden kann. Die Resultirende R der Kräfte Q und H bildet also die Belastung der Achse. 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 Componenten beachtend, 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. 286 (a.f.S.). Die Kurbelzapfenpressung P wird, wie im vorigen Paragraphen besprochen, bei der Stellung IM der Kurbel etwas grösser als der Kolbendruck P_0 , ihr Moment auf Drehung der Achse aber $\frac{P_0}{\cos \alpha} \cdot R \cos \alpha$, 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 Gleitungswiderstand 3 in $E_2 = \frac{R}{r} P_0$ 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 H für die Horizontalmomente construirt 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 $3 + 4$ auf-

trägt, und sie durch Zerlegung nach A_1 und A_2 in ihre Summanden 1 und 2 theilt.)

Fig. 286.

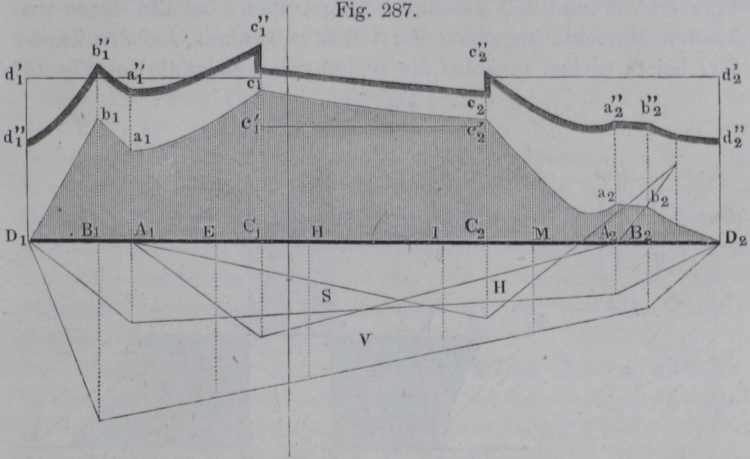


Kräfte und Momente in der schiefen Ebene der Pleuelstange. In C_1 greift die Kraft $P = 5$ unter der durch $\angle MKL = \alpha$ angegebenen Neigung gegen die Horizontale an. Wir zerlegen sie, wie in der Figur zu sehen, in zwei ihr entgegengerichtete Kräfte 6 und 7 in A_1 und A_2 , bilden mit der bisherigen Poldistanz das Kräftepolygon, und daraus das (dunkler schraffierte) Seilpolygon S , welches nun als Momentenfläche für die Biegungen in der schiefen Ebene der Pleuelstange dient.

Vereinigung der drei gefundenen Seilpolygone für Biegung der Achse. Fig. 287. 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 IV, §. 16 gerade so verfahren werden, wie mit Kräften, die zu vereinigen sind. Wir bilden daher, unter sorgfältiger Beachtung der Richtungen, für eine enge Aufeinanderfolge von Punkten der Achse die zugehörigen Ordinatenpolygone, deren Schlusslinien das resultierende Moment nach Richtung und Grösse angeben. Eines dieser Ordinatenpolygone

ist in Fig. 285 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 Resultirende T , deren Ordinatenzug entgegen gerichtet, in die 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.

Fig. 287.



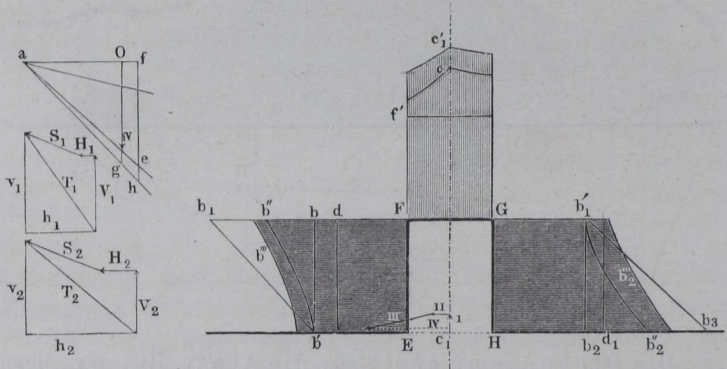
Die Drehungsmomente für die Achse. Bei derjenigen Stellung der Kurbeln, welche wir zu Grunde gelegt haben, kommt nur von der Kurbel zur Linken ein Drehmoment, und zwar von der Grösse PR in die Achse, welches bis nach D_2 hin geleitet wird. Stehen indessen beide Kurbeln um 45° gegen den Horizont geneigt, 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 $D_1 d_1' = D_2 d_2'$ 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 biegenden und drehenden Momente. Die drehenden und biegenden Momente werden nun

nach Formel V, §. 16 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 Achsenchenkel $C_1 D_1$ und $C_2 D_2$, sowie der Schaft $C_1 C_2$ construirt 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 Diagrammes, welche die grösseren Ordinaten besitzt, wird für beide Achsenhälften benutzt.

Kurbelzapfen bei C_1 . Die beiden Kurbeln sind in den Figuren 288 und 289 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. 287

Fig. 288.



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. 285; ihre algebraische Summe ist die nach oben gerichtete Vertikalkraft I. Horizontal, rückwärts gerichtet wirkt die Kraft 1 aus Fig. 286, als Nro. II in unsere Figur eingetragen. Schräge nach unten rückwärts presst die Kraft 6 aus Fig. 286, als Nro. III hier eingetragen; die (nicht eingetragene) Schlusslinie von C_1 aus bis ans Ende von III gibt die Mittelkraft, ihre Horizontalcomponente 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 $aIVe$, 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' .

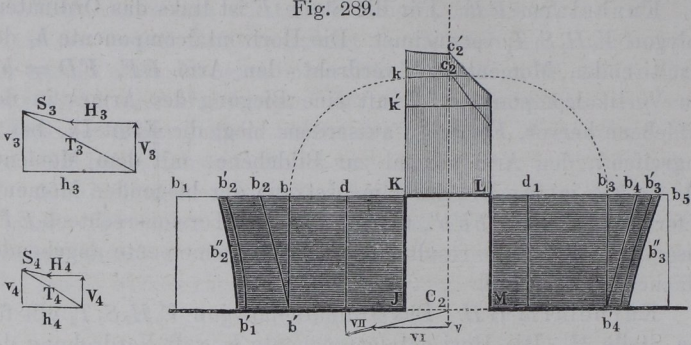
Kurbelarm EF . Für die Stelle E ist links das Ordinatenpolygon $V_1H_1S_1T_1$ verzeichnet. Die Horizontalcomponente h_1 des resultirenden Momentes T_1 verdreht den Arm EF , $FD = h_1$; die Vertikalcomponente v_1 ruft eine Biegung des Armes in der Bildebene hervor, $Fb = v_1$; ausserdem biegt die Kraft 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 resultirende (Drehbiegemomente angebende) Fläche EFb''' ergibt.

Kurbelarm GH . Das Ordinatenpolygon $V_2H_2S_2T_2$ gilt für die Stelle H . Die Horizontalcomponente h_2 ruft Verdrehung des Armes GH hervor, $Hd_1 = h_2$, die Vertikalcomponente 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. 289. Dieser Zapfen wird zunächst von den biegenden Momenten, welche zwischen M und J fallen, beansprucht, weshalb die diese Beanspruchung ausdrückende Momentenfläche KLc_2 aus Fig. 287 hierhergetragen ist. Sämmtliche 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. 285, als V hier eingetragen, horizontal rückwärts die Resultante (Differenz) von 2 und 3, Fig. 286, als VI hier eingetragen, schief rückwärts die Kraft 7 aus Fig. 286, hier Nro. VII. Von der Schlusslinie des erhaltenen Kräftepolygons V, VI, VII, wirkt die Vertikalcomponente, bei M angreifend, auf Verdrehung, indem nicht zu vergessen ist, dass die Kurbel JK horizontal liegt. Das Moment dieser Vertikalcomponente 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. 283 besprochene) mit dem schon aus Fig. 287 bekannten Momente, durch C_1c_1' aus Fig. 287, 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.

Fig. 289.



Kurbelarm JK . Auf Drehung beansprucht durch das Moment $Kd =$ der Vertikalcomponente v_3 des Ordinatenpolygons $V_3H_3S_3T_3$. Auf Biegung beansprucht in der Vertikalebene laut dem bei Fig. 283 besprochenen mit dem Momente $Kb = Kk$; ferner in derselben Weise und Richtung durch die Vertikalcomponente der Kräfte V, VI und VII mit dem Momente bb_2 bei K (siehe die Messung dieses Momentes in Fig. 288 links oben), auf Biegung in der Horizontalebene beansprucht durch die Horizontalcomponente h_3 des Ordinatenpolygons, Moment bb_1 . Die Zusammensetzung der biegender 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 Vertikalcomponente v_4 des Ordinatenpolygons für die Stelle M . Biegenderes Moment $Lb_3 = Kk$, desgleichen b_3b_4 bei L wegen der Vertikal-kraft in M , biegenderes Moment $b_3b_3 =$ der Horizontalcomponente h_4 des Ordinatenpolygons. Die Vereinigung der biegender Momente liefert die Fläche MLb_3' , die Zusammensetzung dieser mit dem Drehmoment die resultirende 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 resultirenden Dimensionen werden darauf nach vereinfachenden Abrundungen für alle vier Arme benutzt. — Wie man sieht, bereitet der Momentenplan für eine solche Achse

einige Mühe, und erfordert namentlich grosse Aufmerksamkeit in der Behandlung der einzelnen Fragen; das Resultat ist aber auch insofern äusserst lohnend, als man schliesslich die ganze Achse mit einer Spannung $= \frac{2}{3}$ des Tragmoduls, also 10^k bei Schmiedeseisen, 15 bis 16^k bei Gussstahl unbesorgt construiren kann, wie denn solche auch bei Untersuchung guter Ausführungen mittelst unseres Diagrammes sich thatsächlich vorfinden.

Was die Ausführung solcher Momentenpläne auf dem Zeichenbrett angeht, so ist zunächst ein nicht zu kleiner Maasstab empfehlenswerth; doch darf derselbe auch nicht sehr gross gewählt werden, damit das Ziehen von Parellelen nicht zu unbequem wird. Ein Maasstab, bei welchem eine solche Lokomotivachse 300 bis 400^{mm} Länge auf dem Blatte einnimmt, ist ganz zweckmässig. Ferner wähle man die Poldistanz in den Kräftepolygonen etwa in dem Verhältniss, welches in obigen Figuren benutzt wurde; eine kleinere Poldistanz macht die Diagramme höher, eine grössere niedriger; die obigen Verhältnisse liefern sehr übersichtliche Figuren. Die Ausführung kann in scharfen Bleistiftlinien bleiben, wenn man die Diagrammflächen mit blassen und mittelstarken Farbentönen anlegt. Werden diese in erdigen Tönen und nicht grell ausgeführt, so wird das Bild ausserordentlich deutlich. Das letzte resultirende Diagramm wird am besten mit einem kräftigen Tone, z. B. dunkelroth, nur berändert (vergl. Fig. 287 bei $d_1''b_1''$ u. s. w.) und seine äusserste Grenze mit einem ziemlich starken Tuschstrich befahren. Einige beigefügte Bezeichnungen über die Bedeutung der Farben sind für spätere Wiederbenutzung der Zeichnung zweckmässig. Die constructive Ausführung der Achse wird am besten auf demselben Blatte mit dem Kräfteplan unter Benutzung der vertikalen Mittellinien aufgetragen, so dass über jeden Querschnitt der Achse dessen Momentenordinate zu stehen kommt. Nach einiger Uebung lernt man die unwesentlichen Beanspruchungen von den wesentlichen im voraus unterscheiden, muss sich indessen hüten, wie u. a. die obige Untersuchung der Kurbelarme beweist, voreilig Weglassungen einzelner Kräfte oder Momente zu beschliessen, da man sich sonst folgenschweren Irrthümern hingeben 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.

§. 190.

Die excentrische Scheibe.

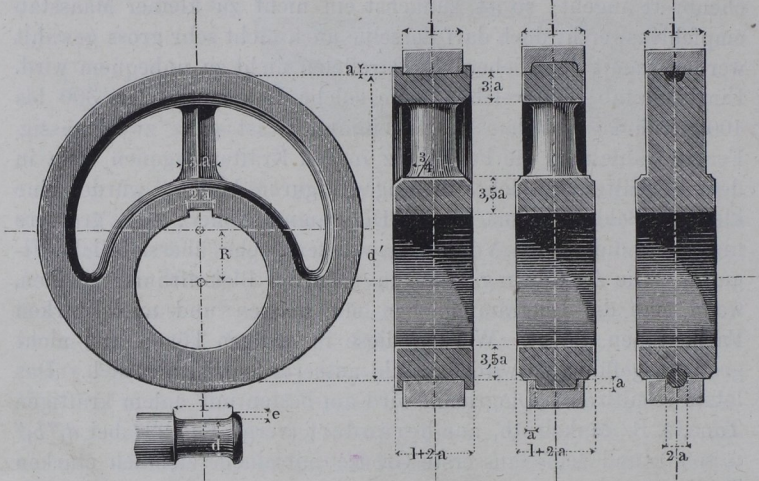
Wird bei einer Kurbel von der Armlänge R und der Wellendicke D die Zapfendicke d' soviel erweitert, dass sie $> D + 2R$

Fig. 290.

Fig. 291.

Fig. 292.

Fig. 293.



wird, so kann die Welle durch den Zapfen gesteckt werden und dieser heisst dann eine excentrische Scheibe. Die einfacheren Constructions derselben zeigen die folgenden Figuren. Am praktischsten für die gewöhnlichen Verhältnisse ist in Hinsicht auf das Einpassen des Gurtes die Form in Fig. 292, indem bei derselben die beiden Zargen des Ringes eine Art von Oelbehälter bilden, welcher die Scheibe vortrefflich in der Oelung erhält und somit vor Abnutzung schützt.

Die Scheibenbreite oder Zapfenlänge nehme man gleich 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:

$$a = 1,5 e = 5 + \frac{7}{100} l \dots \dots \dots (216)$$

auf welche Zahl die noch übrigen Abmessungen grösstentheils bezogen sind.

Bei Wellen mit Kurbelkröpfungen oder anderen vorspringenden festen Theilen können die excentrischen Scheiben oft nicht aufgestreift werden, wenn sie wie oben angegeben construirt sind; man fertigt sie dann aus zwei Theilen, die man durch Schrauben verbindet. (Näheres findet man in der „Constructionslehre für den Maschinenbau.“) Soll ein Excentrik besonders wenig über die Welle vorspringen, so legt man seine Befestigungsnahe neben die eigentliche Kurbelscheibe, wobei man ihr die nöthige Wanddicke $3,5a$ ungehindert geben kann.

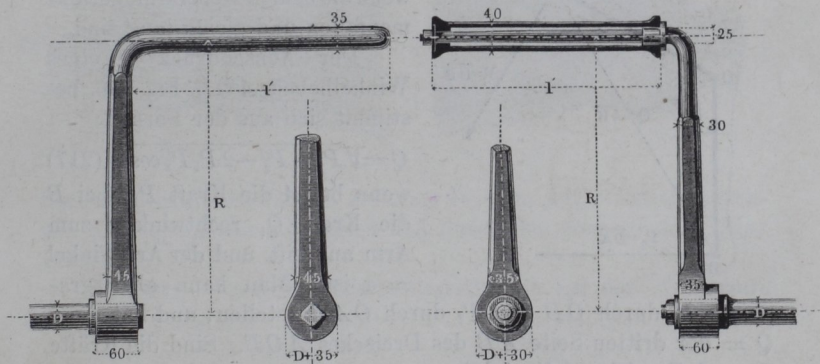
§. 191.

Handkurbeln.

Bei den Handkurbeln ist der Stirnzapfen als Handgriff geformt. Die folgenden Figuren zeigen zwei gebräuchliche Hand-

Fig. 294.

Fig. 295.



kurbelconstructions, Fig. 294 zweimännische, Fig. 295 einmännische Kurbel. Man nehme für die in Buchstaben beigeschriebenen 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.

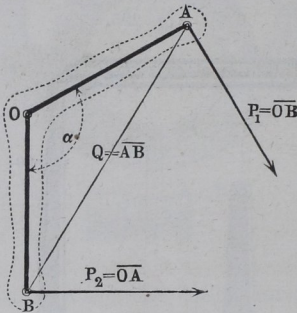
XVII. ZUSAMMENGESetzte HEBEL.

§. 192.

**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 Abmessungen Kunstkreuz, wenn ein anderer Winkel von den Armen eingeschlossen wird, und eine Schwinde oder ein Lenker, wenn die beiden Hebelarme zusammenfallen und gleich lang sind.

Fig. 296.



Der Achsendruck Q eines Winkelhebels AOB , Fig. 296, bestimmt sich aus der Formel:

$$Q = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 - 2P_1P_2 \cos \alpha} \quad (217)$$

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 Dreieckes AOB . Sind die Kräfte P_1 und P_2 nicht rechtwinklig zu den Armen OA und OB gerichtet, so werden dieselben durch Normalen aus O auf die Kraftrichtungen vertreten.

§. 193.

Balancierköpfe.

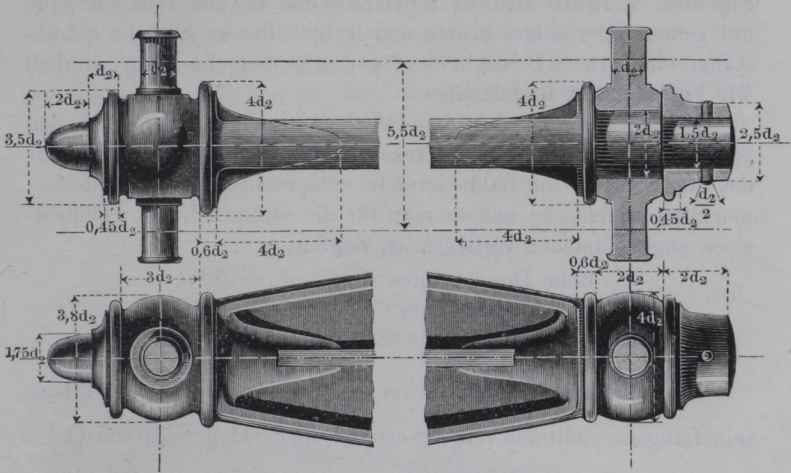
Die wichtigste Stelle unter den zusammengesetzten Hebeln nimmt namentlich wegen seiner wichtigen Verwendung bei den Dampfmaschinen der Balancier ein. Derselbe wird gewöhnlich aus Gusseisen construiert, und seine Endzapfen dann häufig nach

der in Fig. 264 angegebenen Weise ausgeführt, wovon weiter unten, §. 195, ein Beispiel; andere hier benutzte Endzapfenverbindungen zeigen folgende Figuren.

Fig. 297. Verzierter und abgedrehter Doppelzapfenkopf mit fest eingekeilten Zapfen. Fig. 298, Balancierkopf mit dreh-

Fig. 297.

Fig. 298.

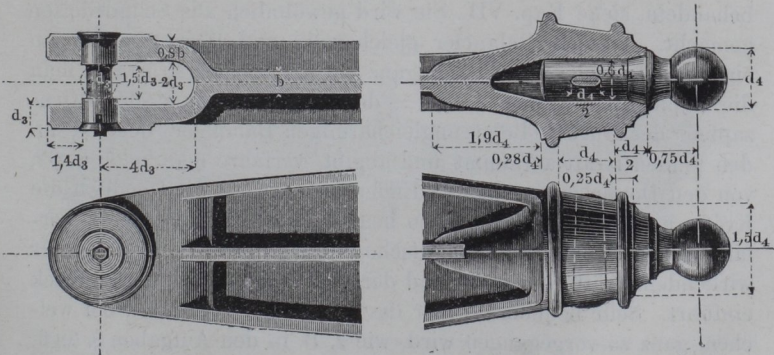


barem Zapfenkreuz aus Schmiedeeisen, auf einen abgedrehten Kopfzapfen fest aufgesast und durch den vorgesteckten Ring gehalten.

Fig. 299. Gabelzapfen; derselbe ist auf den Anlaufvor-

Fig. 299.

Fig. 300.



sprünge ganz schwach konisch gedreht und eingeschliffen, und wird durch eine Kopfschraube mit eingelassener Unterlegscheibe festgehalten (vergl. bei den Querhäuptern Fig. 340). Der Kopf an der anderen Seite erhält einen vorspringenden Zahn zur Verhinderung der Drehung. Leicht kann man dem Zapfen zur Erhöhung der Beweglichkeit auch die punktirte Kugelform geben. Fig. 300, Kugelförmiger Kopfzapfen, in das Balancierende mit seinem Stiel eingeschliffen und festgekeilt; er gibt der Schubstange eine grosse Beweglichkeit und eine einfache Form, ähnlich wie Fig. 299, mit Kugelzapfen.

Die Berechnung der Zapfendicken geschieht wie es in den §§. 37, 41 u. 169 angegeben wurde. Ist nämlich d der Durchmesser des der Kraft P am Balancierende entsprechenden schmiedeisernen Stirnzapfens, so nehme man für die sämmtlich aus Schmiedeeisen angenommenen vorliegenden Zapfen:

Beim Doppelzapfen . . .	$d_2 = 0,7 d$
„ Gabelzapfen . . .	$d_3 = 0,5 d$
„ Kugelzapfen . . .	$d_4 = 1,5 d$

Wird der Gabelzapfen dicker als $\frac{d}{2}$ genommen, so darf man sein Längenverhältniss vergrössern, wie in §. 41 gezeigt wurde.

§. 149.

Achse und Nabe des Balanciers.

Die Balancierachse ist als einfache gleichschenklige Achse zu behandeln, siehe Kap. VII. Sie wird gewöhnlich aus Schmiedeeisen gemacht. Ist der Balancier gleicharmig und überträgt die an einem Ende eingeleitete Kraft ganz auf die Kurbel, so nehme man die Zapfendicke seiner Achse = dem Durchmesser d des Stirnzapfens der Kurbel. Beim ungleicharmigen Balancier, der nur an den Enden Kraft aufnimmt und abgibt, verfare man nach §. 39, von den Doppelzapfen an den Enden ausgehend. Sind endlich die Kräfte noch anders vertheilt, so benutze man das allgemeine Verfahren, indem man die algebraische Summe der auf den Balancier wirkenden Kräfte bestimmt und deren Maximum als Achsendruck einführt. Sehr bequem ist hier das graphische Verfahren, bei welchem ganz so vorgegangen wird, wie z. B. in den Aufgaben §. 58 ff.

Die Länge der Balancierachse darf behufs Verhinderung von Querschwan- kungen nicht zu klein im Verhältniss zur Armlänge A sein, sie wird mit guten Ausführungen übereinstimmend, wenn man den Abstand der Zapfenmittel $= 6d + \frac{A}{10}$ nimmt.

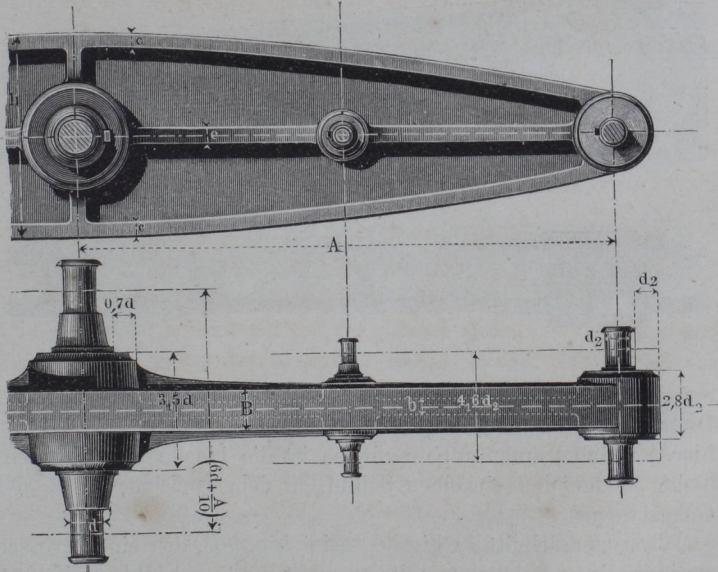
Die Nabe erhält die Länge $3,5d$ und die Wanddicke $0,7d$, siehe Fig. 301. — Soll die Balancierachse aus Gusseisen gemacht werden, so gebe man ihr die Länge der schmiedeisernen, und ver- fahre im übrigen nach Kap. VII. Die Nabenabmessungen wer- den aber nach wie vor auf den ideellen schmiedeisernen Zapfen bezogen; allgemein sind deren Abmessungen in §. 50 finden ge- lehrt worden.

§. 195.

Der Balancierarm.

Einen Balancierarm in gebräuchlicher Form zeigt Fig. 301. Nach festgestellter Endzapfen- und Achsenhülse wird die Höhe h

Fig. 301.



des Armes an der Nabe angenommen, und darauf nach den §§. 181

und 182 verfahren. Den Zapfenmittelabstand $4,6d_2$ findet man bis zu $5,5d_2$ gemacht, je nachdem das gegenüberliegende Zapfenpaar es erfordert.

Die Armhöhe h nehme man:

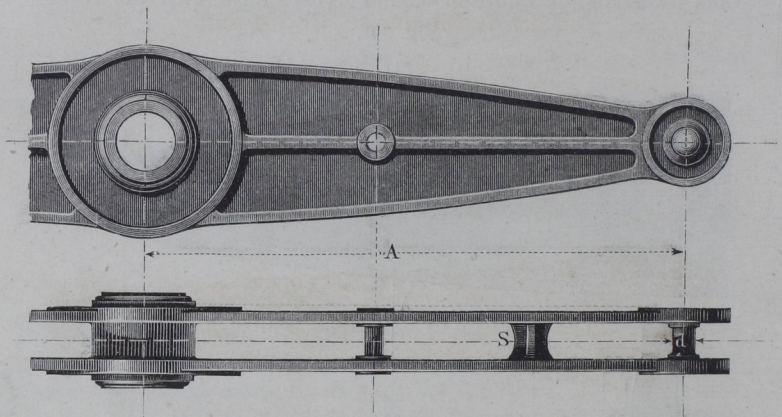
$$h = 4d + \frac{A}{8} \dots \dots \dots (218)$$

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 Begrenzungscurve des Armes wird nach einer der in §. 65 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. 301.

Eine andere Formgebung des Balancierarmes zeigt Fig. 302. Der Balancier ist hier zweischildig genommen. Bei der Berech-

Fig. 302.



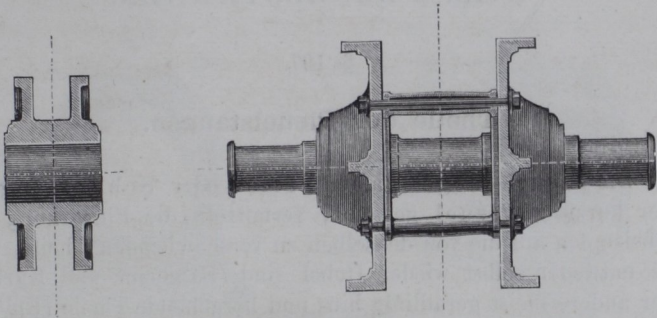
nung eines solchen behandelte man jeden der Schilde bei der Dimensionenbestimmung wie einen einzelnen Balancier. Ist wie hier der Gabelzapfen angewandt, so ist die ideelle Doppelzapfendicke d_2' für den einzelnen Schild = dem Durchmesser d_1 des Gabelzapfens.

Den Querschnitt zu Fig. 302 zeigt Fig. 303, den eines grossen zweischildigen Balanciers mit ganz getrennten Schilden Fig. 304. Die Schilde sind durch Stehbolzen gegen einander versteift; sie ge-

statten, die Parallelogrammtheile an den inneren Seiten der Schilde aufzuhängen. Die Achsen der letzteren sind ebenso wie die Hauptachse solche mit zwei Tragpunkten, siehe §. 55.

Fig. 303.

Fig. 304.

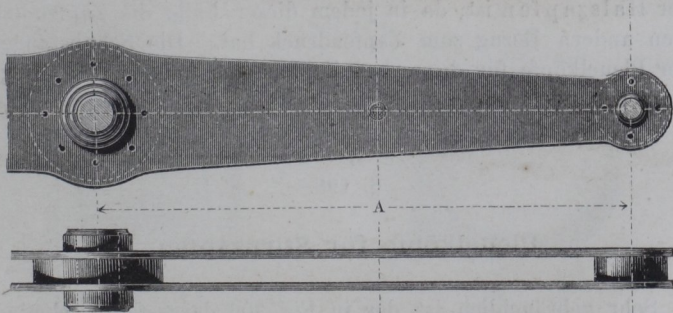


§. 196.

Schmiedeiserner Balancier.

Bei nicht sehr grossen Kräften und Armlängen passt für den schmiedeisernen Balancier sehr gut die zweisehildige Construction in Fig. 305. Die Armhöhe h des einzelnen Schildes nehme man,

Fig. 305.



indem man wieder jeden Schild für sich berechnet, 0,8mal so gross, als es Formel (218) angibt. Für sehr grosse Abmessungen wählt man statt der obigen Construction eine solche, bei welcher der Querschnitt Fig. 267 oder der in Fig. 268 benutzt wird.

XVIII. PLEUELSTANGEN.

§. 197.

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 unterscheiden 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. Die Schubstangen- oder Pleuelköpfe für diese drei Zapfenarten müssen deshalb getrennt behandelt werden.

§. 198.

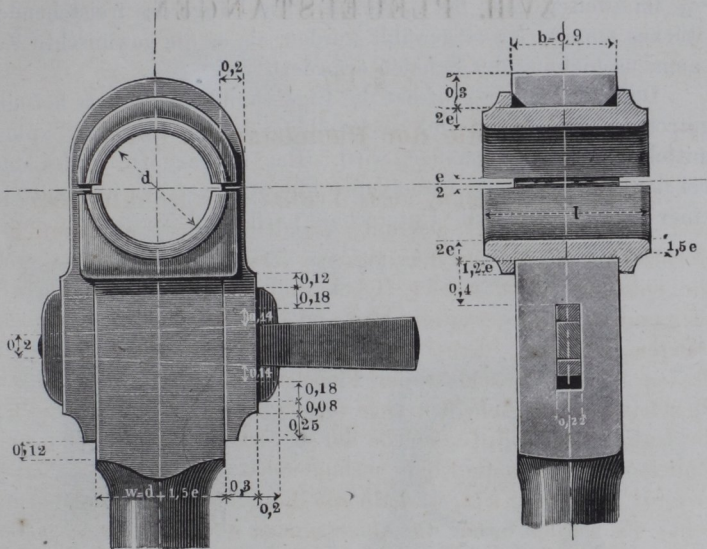
Pleuelköpfe für Stirnzapfen.

Sehr gebräuchlich ist der in Fig. 306 dargestellte schmiedeeiserne Pleuelkopf mit Bügel oder Kappe. Die Schalen werden durch den übergeschobenen Bügel zusammengehalten und vermittelst 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:

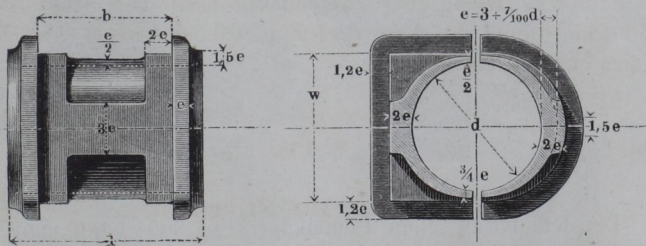
$$e = 3 + \frac{7}{100} d \dots \dots \dots (219)$$

Fig. 306.



wobei wieder d den Zapfendurchmesser bezeichnet. Fig. 307 zeigt

Fig. 307.



die Schale in zwei Hauptansichten mit ihren Arbeitleisten und anderen Nebenformen.

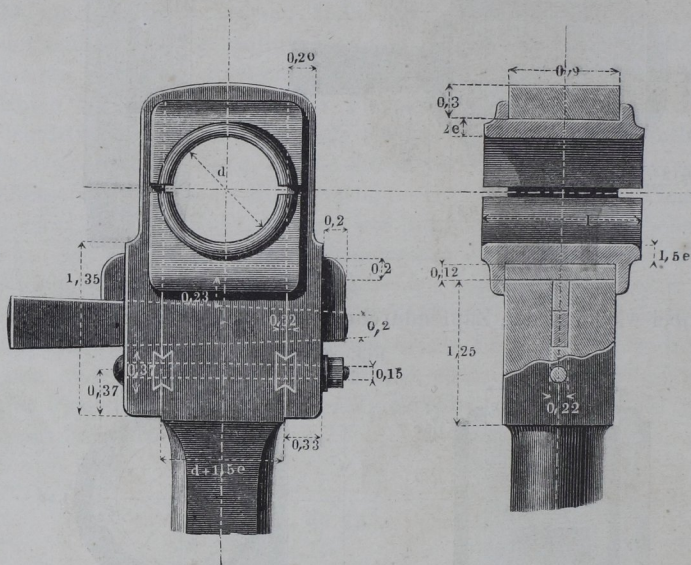
Die übrigen Abmessungen der Köpfe werden bezogen auf die Einheit:

$$d_1 = d + 5 \dots \dots \dots (220)$$

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 ersteren Falle gebe man ihm an beiden Seiten zusammengenommen $\frac{1}{12}$, im zweiten Falle bis $\frac{1}{6}$ Anzug. Die Länge des freistehenden Stückes muss so gross gewählt werden, als es die gewünschte Zusammenschiebung der Schalen erfordert.

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. 308, wo der Keil mittelst einer Druckplatte die Unterschale nach oben treibt.

Fig. 308.



Bei dem Bury'schen Pleuelkopf, Fig. 309, kann man nach Belieben das Zapfenmittel weiter ablegen oder der Stange nähern, je nachdem man den oberen oder den unteren Keil anzieht. Er vereinigt also die Eigenschaften der beiden vorigen Einrichtungen und ist für solche Fälle sehr zu empfehlen, wo es von Wichtigkeit ist, die Stangenlänge trotz der Abnutzung unverändert zu erhalten.

Bei dem Kopf in Fig. 310 ist der Bügel in umgekehrter Stellung angebracht und mit dem Schaft aus einem Stück hergestellt.

Fig. 309.

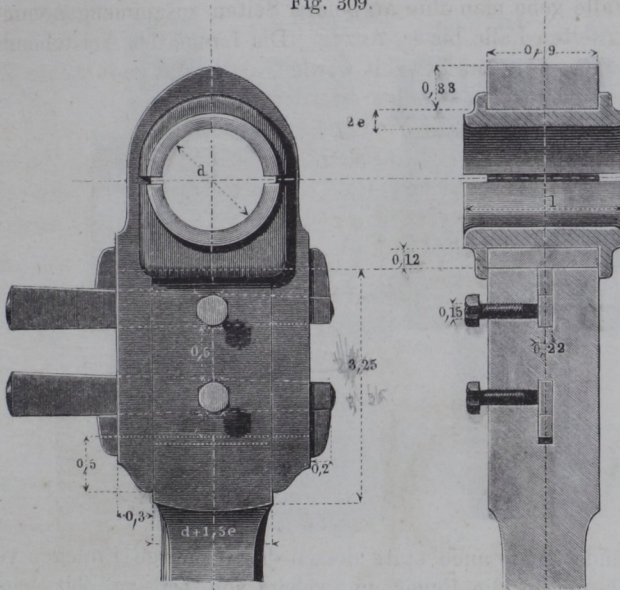


Fig. 310.

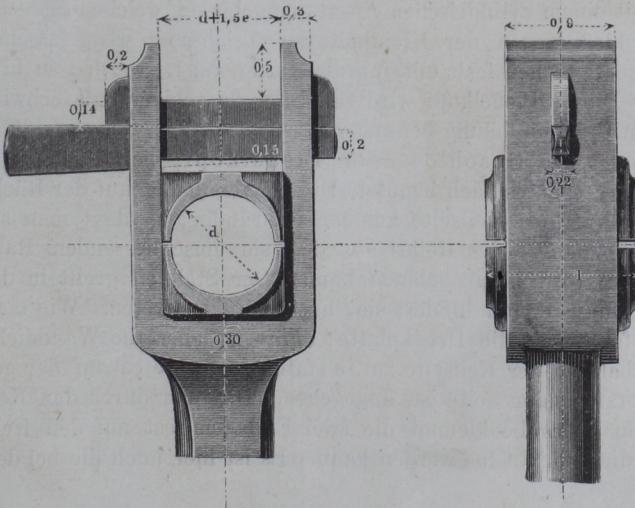
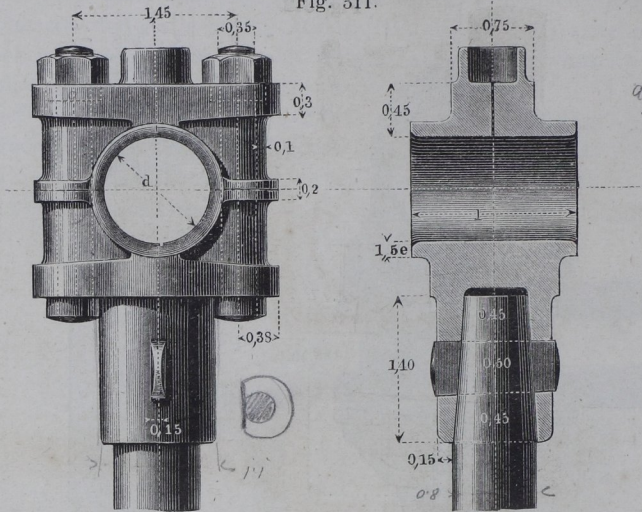


Fig. 311. Lagerartiger Pleuelkopf, aus Bronze gefertigt. Die Lagerhälften schliessen fest aufeinander; sie müssen an der Fuge nachgefeilt werden, wenn man sie zusammendrücken will;

Fig. 311.

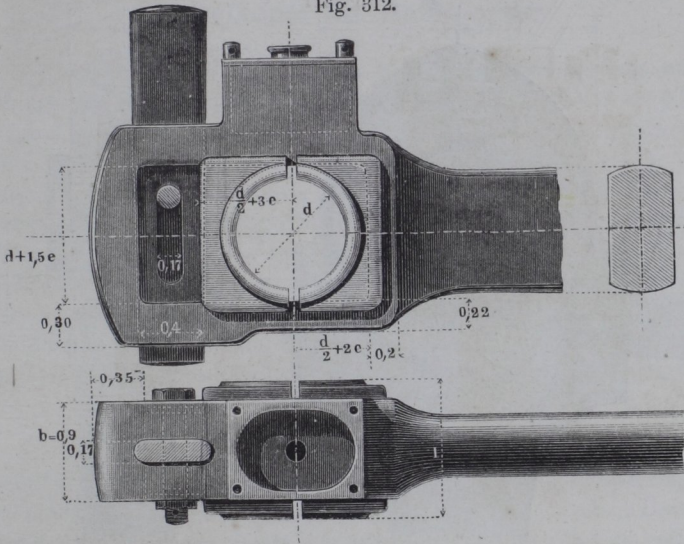


doch wendet man auch statt dessen das vorherige Einlegen von Kupferplatten in die Fugen an, welche von Zeit zu Zeit gegen dünnere ausgewechselt werden. Die Muttern der Deckelschrauben sind mit einem cylindrischen Ansatz eingelassen, welchen man mit einem hier wegen der Kleinheit der Zeichnung weggelassenen Druckschraubchen feststellt, um die Mutter am Loswerden zu hindern. Dieser Pleuelkopf wird für Dampfmaschinen mit schwingendem Cylinder häufig benutzt.

Fig. 312. 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 den sie umschliessenden 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. Die quer durch den Keil gehende Schraube klemmt die zwei Einlagen fest auf den Keil, damit dieser nicht los werden kann. Es ist hier auch die bei den

Lokomotivpleueln gebräuchliche Oelbüchse mit angegeben, welche bei langsamer gehenden und bei vertikal arbeitenden Stangen wegleibt. Hier ist sie mit einem bronzenen Deckel zugeschraubt;

Fig. 312.

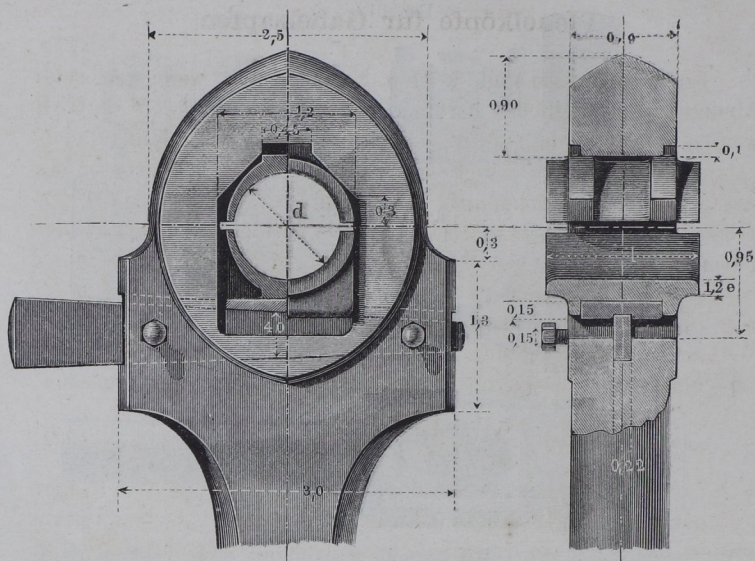


in die im Grundriss angegebene Bohrung in ihrer Mitte wird ein Dochtrohr eingeschraubt. Wegen der anzuwendenden Bezugs-einheit für die Verhältnisszahlen ist hier insbesondere das im folgenden Paragraphen Gesagte zu beachten.

Die abgerundeten, resp. halbcylindrischen Druckflächen des Keiles setzen voraus, dass die Keilbahn mit der sogenannten Nuthbohrmaschine oder Langlochbohrmaschine hergestellt sind, eine Maschine, welche in Lokomotivfabriken durchgängig in Anwendung ist; bei Handarbeit werden die Keilbahnen besser eben, also der Keilquerschnitt rechteckig ausgeführt. Bei der hier angenommenen Lage des Keilgehäuses wird die Schalenmitte in Folge der Abnützung dem Pleuelschafte genähert, die Stange also an diesem Ende verkürzt; soll das Umgekehrte eintreten, so wird das Keilgehäuse an das andere Ende der Schale verlegt. Die äussere Form der Schmalseiten des vorliegenden Pleuelkopfes ist auf der Drehbank hergestellt. Absichtlich werden fließende Conturlinien angewandt, um rasche Wechsel in den durch den Zapfendruck hervorgebrachten Spannungen in den Materialtheilchen zu verhüten.

Fig. 313. Gusseiserner Pleuelkopf. Derselbe ist ganz geschlossen und treibt bei seiner Abnutzung und Nachstellung

Fig. 313.

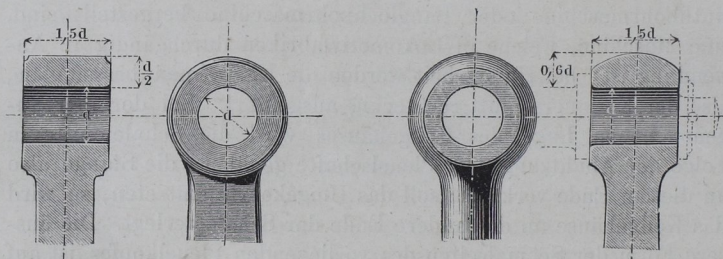


das Zapfenmittel nach aussen, wie bei der Construction von Sharp, Fig. 308.

In Fig. 314 und 315 sind zwei Formen des runden schmiedeisernen Auges, das als Schubstangenkopf dienen soll, dargestellt.

Fig. 314.

Fig. 315.



Soll das Auge für einen Gabelzapfen dienen, wie bei Fig. 261 angegeben ist, so bleibt die Wanddicke nach wie vor auf die Dicke d des gleichwerthigen Stirnzapfens bezogen.

§. 199.

Pleuelköpfe für Gabelzapfen.

Ein Gabelzapfen (vgl. §. 41 u. §. 169) erhält, wenn man seine Abmessungen möglichst herabziehen will, die Dicke $d' = 0,5 d$, wenn d den Durchmesser des gleichwerthigen Stirnzapfens bezeichnet; dabei wird seine Länge $= \frac{3}{4}d$. Will man aber d' grösser lassen, so darf man gleichzeitig die Länge gemäss Formel (77) vergrössern. Dieser Veränderlichkeit gemäss ist hier die Breite b' des Pleuelkopfes nicht wie bei den Köpfen für Stirnzapfen in einem bestimmten Verhältniss zu d oder d_1 , sondern dieses wird unter verschiedenen Umständen verschieden gewählt werden. Um dieser Willkürlichkeit Rechnung zu tragen, nehmen wir für die Gabelzapfenköpfe die Bezugeinheit statt nach (220) nach der Formel:

$$\frac{d_1'}{d_1} = \sqrt{\frac{b}{b'}} \sqrt{\frac{w'}{w}} \dots \dots \dots (221)$$

wobei d den Durchmesser des dem Gabelzapfen d' gleichwerthigen normalen Stirnzapfens, dessen Länge $=$ seinem $1\frac{1}{2}$ fachen Durchmesser ist, b die bei demselben anzuwendende Bügelbreite und d_1 dessen Bezugeinheit nach (220), w die normal zur Pleuelstange und zur Zapfenachse gemessene innere Weite des Bügels bei dem gleichgeformten Pleuelkopf für den normalen Stirnzapfen, w' dieselbe Abmessung bei dem zu construierenden Pleuelkopfe bezeichnet. Es können dann alle oben für Stirnzapfenköpfe gegebenen Verhältnisse sofort für die Gabelzapfenköpfe benutzt werden. Die Schalenwanddicke e wird dabei aber nach wie vor auf den wirklichen Zapfendurchmesser d' bezogen. Von der obigen Formel ist auch bei Pleuelköpfen für Stirnzapfen Gebrauch zu machen, sobald man in dem Längenverhältniss $\frac{l}{d}$ derselben von dem vorausgesetzten Werthe 1,5 abweichen will (s. §. 184 zu Ende), in Folge dessen also z. B. den Zapfen dünner macht, als der gleichwerthige normale Zapfen ausfallen würde, bei welcher Gelegenheit auch nicht selten die Bügelbreite b anders (meist kleiner) als im Normalfalle gewählt wird. Formel (221) liefert für diese Fälle, gleiches Material bei den beiden Constructionen vorausgesetzt, eine Verhältnisseinheit, welche dem abnormalen Pleuelkopf an-

nähernd dieselbe Festigkeit gibt, wie sie dem normalen, d. h. für den normalen Zapfen construirten zukommt. Eine verwandte Aufgabe war bei den Zapfenlagern zu lösen, vergl. §. 78, wo indessen die Schwankungen in den Zapfendicken weniger bedeutsam auf die Abmessungen anderer Theile einwirkten, als hier.

1. *Beispiel.* Gegeben der Zapfendruck 2900^k für einen Gabelzapfen, dessen Schubstangenkopf nach Fig. 306 construirrt werden soll. Nach Tabelle §. 38, Zeile 9 erhält der gleichwerthige Stirnzapfen die Dicke $d = 60^{\text{mm}}$, sein Pleuelkopf also nach (220) die Einheit 65^{mm} . Machen wir nun nach §. 169 $d' = \frac{1}{2}d = 30^{\text{mm}}$, und die Zapfenlänge $l' = 1,5 d' = 45^{\text{mm}}$, so können wir nicht wohl Schalenränder vorstehen lassen, sondern müssen dieselben versenken, wie unten bei Fig. 316, und machen $l' = 1,5 d' = 45^{\text{mm}}$. Bei dem Stirnzapfenkopf nach Fig. 306 aber wäre die Bügelbreite $b = 0,9 d_1 = 0,9 \cdot 65 = 59^{\text{mm}}$ geworden; die Bügelweite w fiel dort $= d + 1,5 e = 60 + 1,5 \cdot 8 = 72^{\text{mm}}$ aus, während hier $w' = 30 + 1,5 \cdot 5 \sim 38^{\text{mm}}$ wird. Für uns wird also die Bezugeinheit $d_1' = 65 \cdot \sqrt{\frac{59}{45}} \sqrt{\frac{38}{72}} = 65 \cdot \sqrt{0,692} \sim 54^{\text{mm}}$. Für die Schale hat man aber $e = 3 + \frac{7}{100} \cdot 30 = 5^{\text{mm}}$.

2. *Beispiel.* Für einen Druck von 10000^k ergibt sich der normale schmiedeiserne Stirnzapfen von der Dicke $d = 115$ und der Länge $l = 172^{\text{mm}}$. Statt Schmiedeisen werde nun Stahl als Zapfenmaterial gewählt, und deshalb 9^k statt 6^k Spannung gestattet, ausserdem das Längenverhältniss $\frac{l}{d} = 1$ statt $1,5$ gewählt, dann wird nach (56) $d' = d \sqrt{\frac{4}{9}} = \frac{2}{3} \cdot 115 = 77 \sim 80^{\text{mm}}$. Hierfür wird $e = 9^{\text{mm}}$, also $w' = 80 + 1,5 \cdot 9 \sim 94^{\text{mm}}$. Ferner werde der Schalenvorsprung beiderseits $= e = 9^{\text{mm}}$ gemacht, dann bleibt die Bügelbreite $b' = l - 2e = 80 - 18 = 62^{\text{mm}}$. Für den Normalzapfen hätten wir erhalten $w = 115 + 1,5 \cdot 11 \sim 132$, $b = 0,9 \cdot (115 + 5) = 108^{\text{mm}}$, und haben somit für die Bezugeinheit nach (221): $d_1' = d_1 \sqrt{\frac{108}{62} \cdot \frac{94}{132}} = 120 \cdot \sqrt{1,24} = 120 \cdot 1,114 \sim 135^{\text{mm}}$. Hier fällt also trotz der Verringerung der Zapfendicke die Bezugeinheit grösser aus, als bei dem Normalzapfen, was von der bedeutenden Verkleinerung der Bügelbreite herrührt, übrigens aber aus den obigen Verhältnisszahlen für die Pleuelköpfe für Normalzapfen Dimensionen liefert, welche mit denen der Praxis sehr wohl übereinstimmen.

Fig. 316 zeigt einen geschlossenen schmiedeisernen Pleuelkopf, welcher sich gut für Gabelzapfen eignet. Derselbe dient häufig als Kopf für das schwingende Ende der Dampfmaschinenpleuelstangen, unter anderen bei vielen Maschinen von Seraing.

Der Pleuelkopf Fig. 317 enthält statt des Lagers für einen Gabelzapfen diesen letzteren selbst fest eingenieter. Das zuge-

gebaut ist. Auch hier haben die Schalen an der Rückseite 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 eingefellt sind.

§. 200.

Pleuelköpfe für erweiterte oder Halszapfen.

Bei den Halszapfen ist, wie aus §. 41 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 Gelegenheit der Gegenkurbeln, Krummachsen und excentrischen Scheiben benutzt haben. Für diese so häufig vorkommenden Constructionen aber müssen nun auch die Pleuelköpfe construirt werden. Hierzu benutzen wir aber wieder dieselben Verhältnisse wie für die Stirnzapfenköpfe, mit Zugrundelegung der Einheit, welche aus Formel (221) hervorgeht. Dabei wird wieder wie dort die Bezugseinheit 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 $l' = 90^{mm}$ mit dem Pleuelkopf nach Fig. 306 versehen werden, so hat man, da wieder $d = 60^{mm}$, $d_1 = 65^{mm}$, $b = 0,9 \cdot 65 = 59^{mm}$, diese Werthe in (221) 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

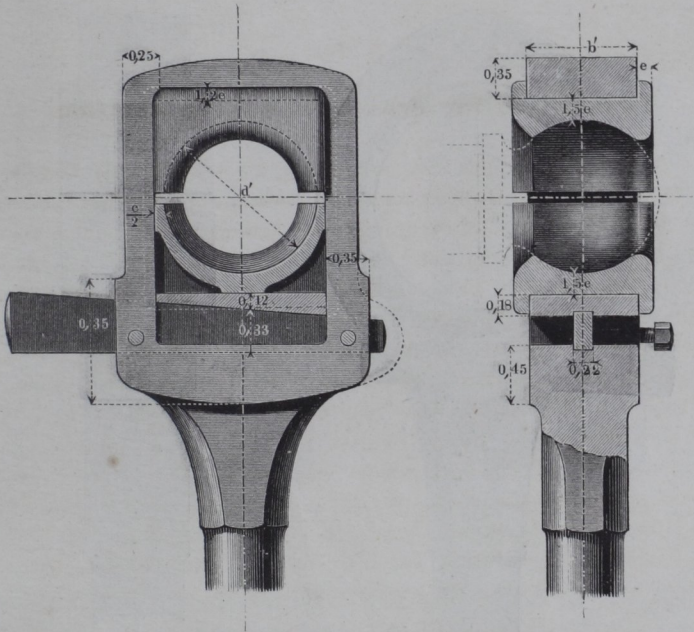
$$d_1' = d_1 \sqrt{\frac{120}{60}} = 65 \cdot 1,414 = 92^{mm} \text{ zu nehmen. Für die Schale wird} \\ e = 3 + \frac{7}{160} \cdot 120 = 11^{mm}.$$

Mehrere Beispiele für Halszapfenköpfe geben die folgenden Constructionen, 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. 319. Pleuelkopf mit geschlossenem Rahmen (vgl. Fig. 312) auf einen Kugelzapfen angewandt. Der kugelförmige Stirnzapfen erhält nach §. 186 die 1,5fache Dicke des gleichwerthigen cylindri-

Fig. 319.



schen Stirnzapfens; ein solcher Kugelzapfen, z. B. einem Balancierkopf nach Fig. 300 angehörig, ist hier angewandt gedacht, und wir haben also für denselben $\frac{d'}{d} = 1,5d$, indem wir wieder wie in obigem Beispiel $b' = b$ setzen, wird $d_1' = d_1 \sqrt{1,5} = 1,225 d_1$. Wäre also $d = 60\text{mm}$, so würde $d' = 90\text{mm}$, $d_1 = 65\text{mm}$, $d_1' = 1,225 \cdot 65 = 80\text{mm}$. Die Schalen haben nur an der Vorderfläche Seitenränder, so dass sie nach Wegnahme des Keiles durch den Rahmen nach vorn gezogen werden können. Der Keil kann auch, wie in Fig. 312, 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 Locomotiven

ist diese Construction des Kopfes, häufig mit der rechts punktirten Verstärkung, vielfach in Gebrauch.

Fig. 320. Anderer geschlossener Pleuelkopf, beim Watt'schen Parallelogramm und anderen Lenkermechanismen sehr häufig.

Fig. 320.

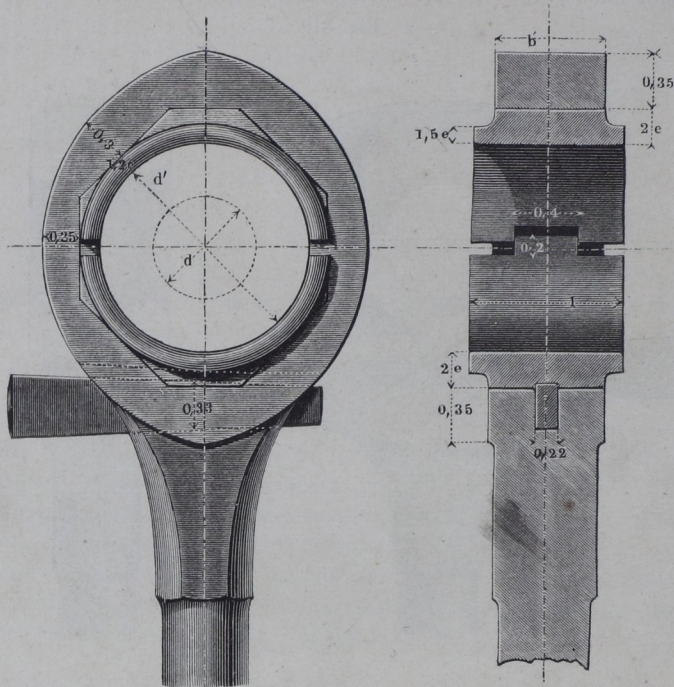


fig gebraucht. Der gleichwerthige Stirnzapfen d ist punktirt angegeben.

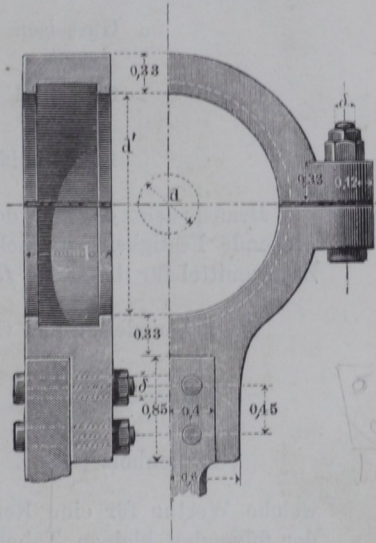
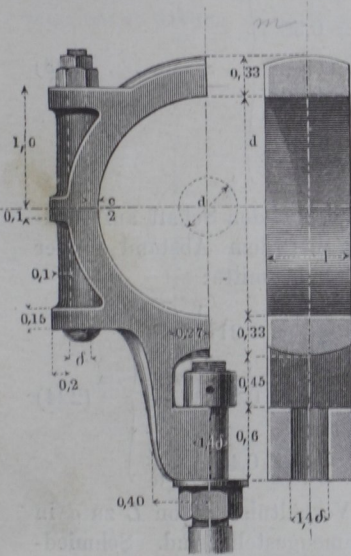
Fig. 321 und 322 sind Excentrikbügel, hier aus Bronze construirt gedacht. Sie erhalten die Breite $b' = l = 1,5d$, wenn d die Dicke des schmiedeisernen Stirnzapfens ist, welcher dem Zapfendruck des Excentriks entspricht, siehe §. 190. Ist $d = 40\text{mm}$, also $d_1 = 45\text{mm}$, $l = b = 60\text{mm}$, so wird bei $d' = 400\text{mm}$, $b' = l = 60\text{mm}$; $d_1' = 45 \cdot \sqrt{\frac{400}{40}} = 45 \cdot 3,16 = 142\text{mm}$. 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 (221) machen die beiden Deckelschrauben bei den lagerartigen Köpfen. Man nehme ihre Dicke δ nach folgender Formel:

$$\delta = 0,3 d_1 + 0,05 d_1' \dots \dots \dots (222)$$

Fig. 321.

Fig. 322.



wobei d_1' die Bezugseinheit für den Halszapfen, d_1 für den gleichwerthigen Stirnzapfen bezeichnet. Für das Beispiel mit $d' = 400\text{mm}$ hatten wir $d_1' = 142\text{mm}$, $d_1 = 45\text{mm}$. Wir nehmen also: $\delta = 0,3 \cdot 45 + 0,05 \cdot 142 = 13,5 + 7,1 = 21\text{mm}$. Wird $d' = d$, also $d_1' = d_1$, so gibt (222) die bei den Stirnzapfenköpfen eingeschriebene Abmessung $0,35 d_1$.

§. 201.

Der runde Pleuelschaft.

Der Schaft der Pleuelstange wird aus Schmiedeeisen, Guss-eisen, Stahl (Gussstahl) oder aus Holz (Eichenholz) gefertigt. Seine Beanspruchung ist manchmal bloss eine solche auf Zug. Bezeich-

net in diesem Falle, unter Voraussetzung eines kreisförmigen Schaftquerschnittes, D den Schaftdurchmesser, d die Dicke des schmiedeisernen Stirnzapfens, an welchem die Stange angreift, so gehe man mit D nicht unter die folgenden Werthe herab:

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Schmiedeisen} \quad \frac{D}{d} = 0,41 \\ \text{„ Gusseisen} \quad \frac{D}{d} = 0,58 \\ \text{„ Gussstahl} \quad \frac{D}{d} = 0,20 \\ \text{„ Eichenholz} \quad \frac{D}{d} = 1,12 \end{array} \right\} \dots \dots \dots (223)$$

Beansprucht dagegen der Zapfendruck den Schaft auf rückwirkende Festigkeit, so nehme man bei dem Abstand L der Zapfenmittel für die Dicke D in der Stangenmitte:

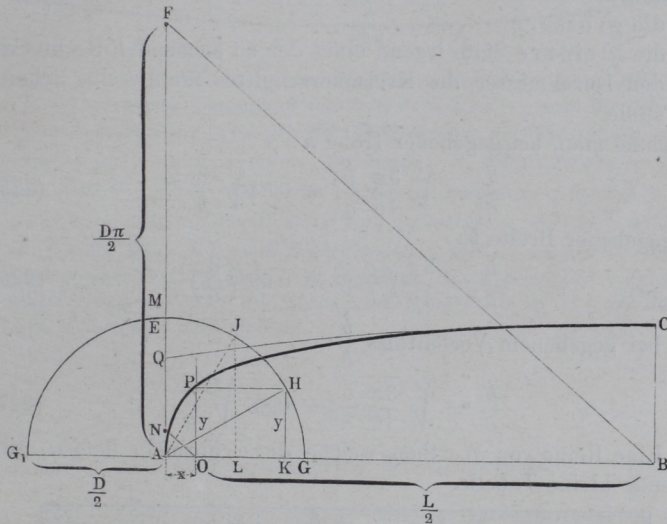
$$\left. \begin{array}{l} \text{für Schmiedeisen und Gussstahl} \quad \frac{D}{d} = 0,21 \sqrt{\frac{L}{d}} \\ \text{„ Gusseisen} \dots \dots \dots \quad \frac{D}{d} = 0,25 \sqrt{\frac{L}{d}} \\ \text{„ Eichenholz} \dots \dots \dots \quad \frac{D}{d} = 0,44 \sqrt{\frac{L}{d}} \end{array} \right\} (224)$$

welche Werthe für eine Reihe von Verhältnissen von L zu d in der folgenden kleinen Tabelle zusammengestellt sind. Schmiedeisen und Gussstahl haben neueren Versuchen nach gleiche Elastizitätsmodel ($E = 20000$, s. §. 2) und deshalb gleiche Strebfestigkeit. Soweit also der Pleuelschaft auf rückwirkende oder Strebfestigkeit beansprucht wird, verstärkt ihn die Anwendung von Gussstahl statt Schmiedeisen nicht.

Material.	Werthe von $\frac{D}{d}$, wenn $\frac{L}{d}$:										
	10	12	16	18	20	24	28	32	36	40	45
Schmiedeisen u. Gussstahl	0,66	0,73	0,84	0,89	0,94	1,03	1,11	1,19	1,26	1,33	1,41
Gusseisen . . .	0,79	0,87	1,00	1,06	1,12	1,22	1,32	1,41	1,50	1,58	1,67
Eichenholz . .	1,39	1,52	1,76	1,87	1,97	2,16	2,33	2,49	2,64	2,78	2,95

Der Schaft kann nach den beiden Enden hin verjüngt werden, und zwar gemäss Fig. 1 entweder so, dass man an den Enden die Dicke $0,7 D$ anwendet und das Profil nach einer beliebigen, schwach gekrümmten Linie bildet, oder, wenn man genauer verfahren will, nach Formel (22) und (23). Die in diesen Ausdrücken dargestellte cycloidische Sinoide kann mittelst des folgenden Verfahrens verzeichnet werden, siehe Fig. 323.

Fig. 323.



$AB = 0,5 L$, $BC = AE = 0,5 D$. Beschreibe mit AE aus A den Halbkreis GEG_1 , und mache das Loth $FA = 0,5 \pi D$, d. i. = dem Halbkreis GEG_1 , was mit Hilfe des Peripheriemaasstabes sehr leicht geschehen kann. Mache sodann $\angle GAH = \angle HAI =$ einem beliebigen Winkel φ unter 90° , so ist zunächst das Loth $HK = 0,5 D \sin \varphi = y$ eine Ordinate der Curve. Um die zugehörige Abscisse x zu finden, mache mit Hilfe des Peripheriemaasstabes $AM =$ dem Bogen GHI , und $MN =$ dem Loth $IL = 0,5 D \sin 2\varphi$; ziehe $NO \parallel FB$, so ist $AO = x$ und der Schnittpunkt P der Senkrechten OP mit der durch H gelegten Parallelen zu AB ein Punkt der gesuchten Curve. Es ist beim Verzeichnen einer Pleuelstange mehr interessant als wichtig, diese Curve mit in die Zeichnung aufzunehmen.

§. 202.

Der vierkantige Pleuelschaft.

Soll der Schaftquerschnitt rechteckig gemacht werden, so bestimmen wir zuerst nach den Regeln des vorigen Paragraphen das Conoid, welches dem Kreisquerschnitt entsprechen würde, und verwandeln dessen Querschnitte in Rechtecke. Bezeichnet

h die grössere,

b die kleinere Seite irgend eines der zu suchenden Rechtecke

\varnothing den Durchmesser des Kreisquerschnittes für dieselbe Schaftstelle,

so nehme man, bei gegebener Höhe h :

$$\frac{b}{\varnothing} = \sqrt[3]{\frac{3\pi}{16} \frac{\varnothing}{h}} = 0,84 \sqrt[3]{\frac{\varnothing}{h}} \dots \dots \dots (225)$$

bei gegebener Breite b :

$$\frac{h}{\varnothing} = \frac{3\pi}{16} \left(\frac{\varnothing}{b}\right)^3 = 0,59 \left(\frac{\varnothing}{b}\right)^3 \dots \dots \dots (226)$$

und bei gegebenem Verhältniss $\frac{b}{h}$:

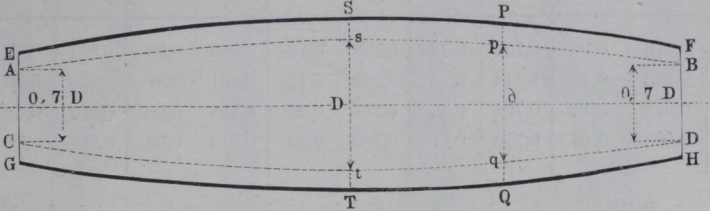
$$\frac{b}{\varnothing} = \sqrt[4]{\frac{3\pi}{16} \frac{b}{h}} = 0,88 \sqrt[4]{\frac{b}{h}} \dots \dots \dots (227)$$

Eine Reihe von Werthen, welche diese Formeln liefern, gibt folgende kleine Tabelle.

$\frac{h}{\varnothing}$	$\frac{b}{\varnothing}$	$\frac{b}{\varnothing}$	$\frac{h}{\varnothing}$	$\frac{h}{b}$	$\frac{b}{\varnothing}$
1,0	0,84	0,50	4,72	1,0	0,88
1,1	0,81	0,53	3,98	1,25	0,83
1,2	0,79	0,56	3,38	1,50	0,79
1,3	0,77	0,60	2,75	1,75	0,76
1,4	0,75	0,63	2,37	2,00	0,74
1,5	0,73	0,66	2,07	2,5	0,70
1,6	0,72	0,70	1,73	3,0	0,67
1,7	0,70	0,75	1,39	3,5	0,64
1,8	0,69	0,80	1,15	4,0	0,62
2,0	0,67	0,84	1,00	4,5	0,60

Beispiel. Am bequemsten ist es, das Höhenprofil $EFGH$ der Stange anzunehmen, Fig. 324, und das Breitenprofil nach Spalte 1 und 2 zu

Fig. 324.



suchen. Nach Verzeichnung des ideellen runden Schaftes $ABCD$ wird $FFGH$ nach dem Geschmack gewählt, doch stets so, dass die Höhen ST , PQ u. s. w. grösser sind als die Durchmesser st und pq des ideellen Schaftes an denselben Stellen. Ist dann z. B. $\overline{ST} = 1,6 st$, so ist dort nach Zeile 7 Spalte 2 die Breite $b = 0,72 st$ zu nehmen; ist $\overline{PQ} = 1,5 pq$, so hat man dort die Breite $= 0,73 pq$ zu setzen. — Soll $b = 0,7 D$ sein, so wird die Höhe \overline{ST} nach Spalte 3 und 4, Zeile 7 $= 2,07 D$. Will man durchgängig die Höhe gleich der doppelten Breite erhalten, so ist gemäss Spalte 5 und 6, Zeile 5 die Breite b an jeder Stelle $= 0,74$ der dort gültigen Schaftdicke d zu machen.

§. 203.

Der geflügelte Pleuelschaft.

Der schon bei den Achsen angewandte kreuzförmige Querschnitt ist für den gusseisernen Schubstangenschaft besonders gut geeignet. Auch hier wird zuerst der ideelle runde Schaft (für Gusseisen berechnet) in der oben angegebenen Form verzeichnet, das Höhenprofil angenommen und darauf das Breitenprofil aufgesucht. Ist an irgend einer Stelle wieder:

∂ der Durchmesser des runden ideellen Schaftes,

h die Rippenhöhe,

b die Rippenbreite oder Rippendicke,

so wähle man b derart, dass

$$\frac{\partial}{h} = \frac{b}{h} \sqrt[4]{\frac{16}{3\pi}} \sqrt[4]{\left(\frac{h}{b}\right)^3 + \frac{h}{b}} - 1 \dots \dots (228)$$

Die Benutzung dieser Formel wird durch folgende Tabelle leicht gemacht.

Fig. 326.

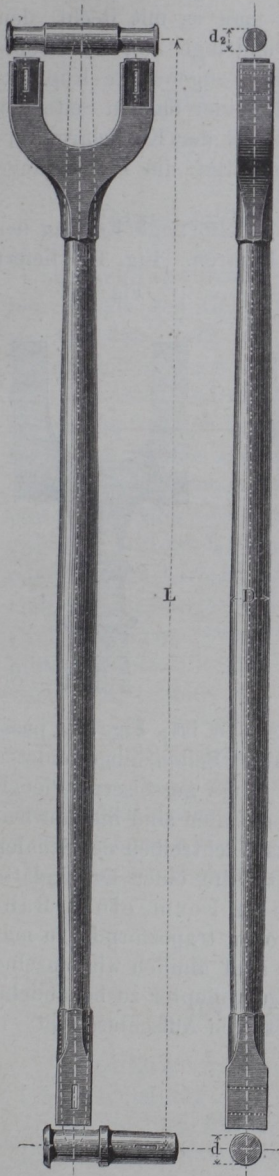
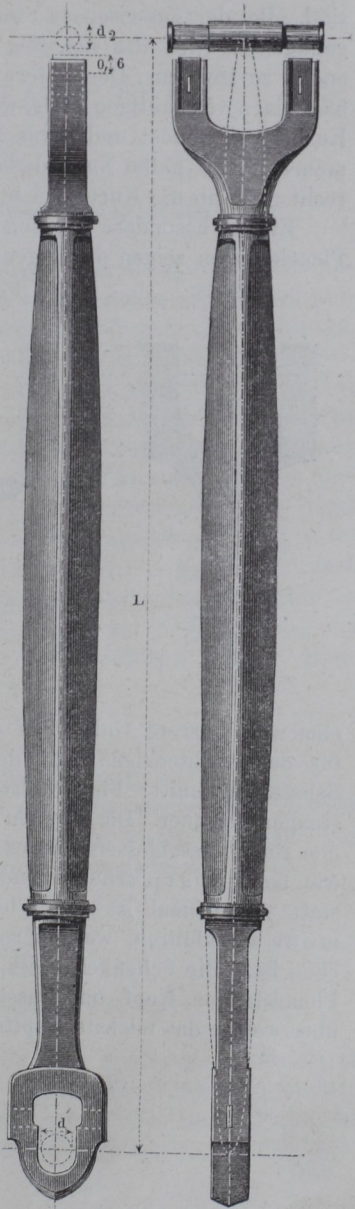


Fig. 327.



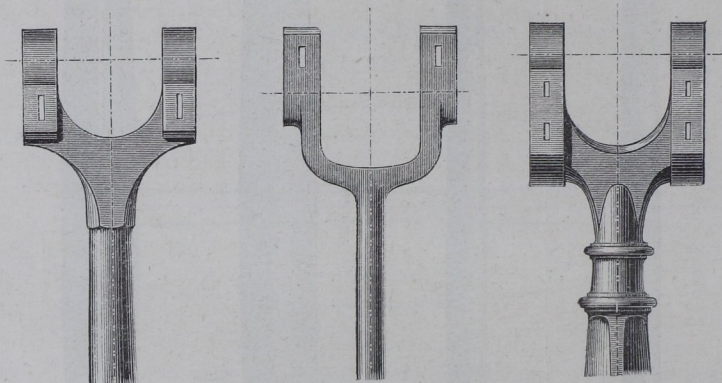
schenkel, während diese am anderen Ende wie gewöhnlich geformt sind. Bei der gusseisernen Stange liebt man es mit Recht, den geflügelten Theil des Schaftes durch Bundringe von den Kopfenden zu trennen. Der untere, der Kurbel zugewandte Kopf erhält einen vierkantigen Hals, welcher mit seiner flachen Seite 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. 328 liefert

Fig. 328.

Fig. 329.

Fig. 330.



eine weit kürzere Gabel, als die in Fig. 326 ist; Fig. 329 passt für den rechteckigen, an den schmalen Seiten abgerundeten Schaftquerschnitt; Fig. 330 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 Fussheil wie Querhäupter zu behandeln, über welche das nächste Kapitel den nöthigen Aufschluss gibt.

XIX. QUERHÄUPTER.

§. 205.

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 können 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 Lineal- 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. Hier- nach unterscheiden wir:

1. Freigehende Querhäupter,
2. Querhäupter mit Lenkzapfen,
3. Querhäupter mit Linealführung,

bei welcher Eintheilung wir auf die Art des angewandten Zapfens keine besondere Rücksicht nehmen. Einige wichtige Beispiele von Querhäuptern sind in dem folgenden zusammengestellt.

§. 206.

Freigehende Querhäupter.

Zwei kleine freigehende Querhäupter aus Schmiedeisen zeigen Fig. 331 und 332 (a. f. S.). Sie haben (schmiedeiserne) Doppelzapfen von der Dicke $d_2 = 0,7d$, wenn d den Durchmesser des schmiedeisernen Stirnzapfens bezeichnet, welcher dem das Quer-

haupt belastenden Druck P entspricht. Die Kolbenstange nehme man im Querhaupt nicht dünner als d_2 .

Fig. 331.

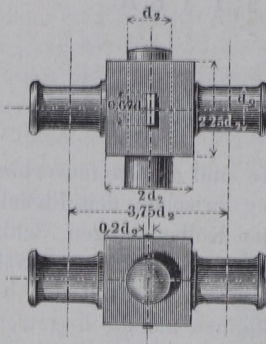
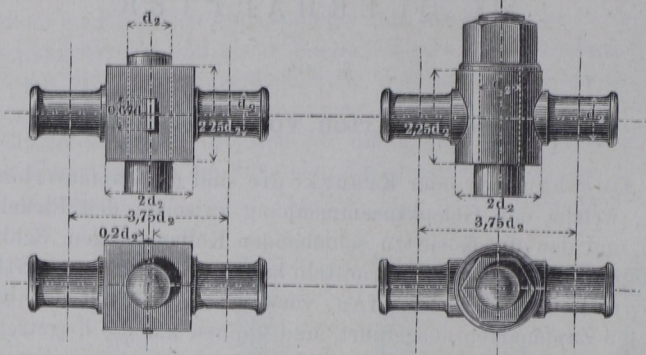
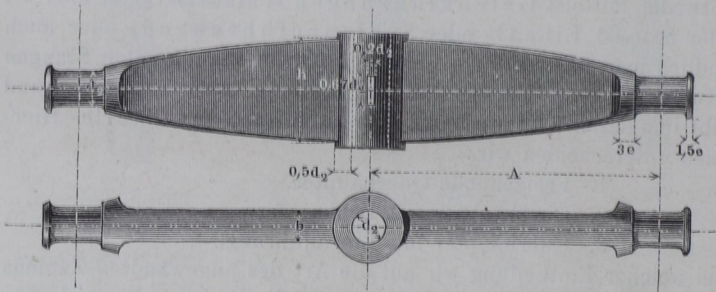


Fig. 332.



Eine Ausdehnung der vorigen Constructionen zeigt Fig. 333.

Fig. 333.



Dieses Querhaupt erhält gute Verhältnisse, wenn man seine Höhe h in der Mitte nimmt:

$$h = 2,25 d_2 + \frac{A}{14} \quad (229)$$

wobei A noch die Armlänge bezeichnet; ferner nehme man so-
dann für die constante Armbreite b :

$$\frac{b}{d_2} = 0,785 \frac{d_2}{h} \frac{A}{h} \quad (230)$$

Die Profileurve verzeichne man, den Curvenscheitel in die Mitte
des Querhauptes legend, nach einer der Verfahrungsweisen in §. 65.

noch folgenden Querhäupter. Die Dicke d_3 der Lenkzapfen kann durch folgende Formel bestimmt werden:

$$\frac{d_3}{d_2} = \sqrt{\frac{\sin \alpha}{\cos \beta}} \dots \dots \dots (232)$$

wenn α den grössten Winkel bezeichnet, um welchen die an d_2 angreifende Pleuelstange von der Schubrichtung des Querhauptes abweicht, und β den Winkel, welchen der an d_3 angreifende Gegenlenker mit der Normalen zu jener Schubrichtung einschliesst, wenn α ein Maximum ist; dabei sind die Längenverhältnisse der beiden Zapfen als gleich vorausgesetzt.

Beispiel. Der Winkel α sei im Maximum 20° , und gleichzeitig $\beta = 15^\circ$, so hat man $\frac{\sin \alpha}{\cos \beta} = \frac{0,3420}{0,9659} = 0,35$; es ist also nach (232) zu nehmen $d_3 = d_2 \sqrt{0,35} = 0,59 \cdot d_2$.

Der Winkel α steigt gewöhnlich nur dann bis auf 20° oder mehr, wenn die Pleuelstange auf eine Kurbel wirkt, wie es bei direct wirkenden Dampfmaschinen der Fall ist; steht sie dagegen mit einem Balancier im Zusammenhang, so übersteigt α selten 10° .

Ein zweites schmiedeisernes Lenkzapfen-Querhaupt zeigt

Fig. 335.

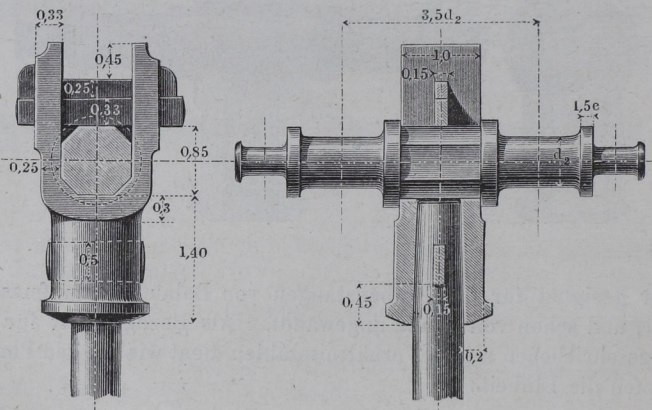


Fig. 335. Dasselbe bietet die Bequemlichkeit, dass man die Kolbenstange leicht von der Querhauptachse ablösen kann, und eignet sich sehr gut für direct wirkende Dampfmaschinen.

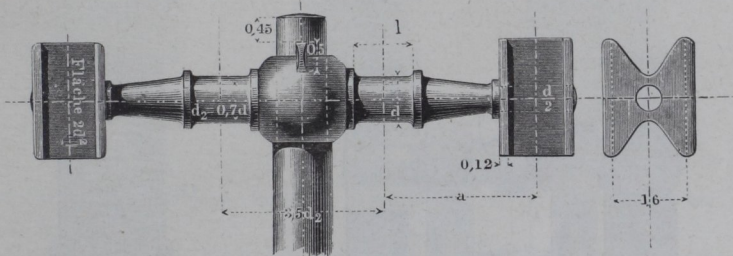
§. 208.

Querhäupter mit Schienenführung.

Die Querhäupter mit Schienenführung 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. 336 zeigt ein viel gebräuchliches Querhaupt mit vier

Fig. 336.

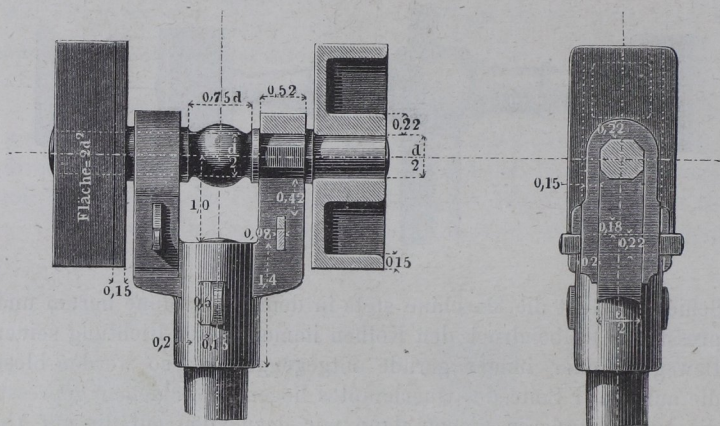


Schienen. Geht die Maschine stets in demselben Sinne herum und presst der Kolbendruck den Kolben immer in der Richtung seiner Bewegung oder immer gerade entgegengesetzt, so werden bloss die auf einer Seite des Querhauptes liegenden Schienen gepresst, die beiden anderen dienen dann nur dazu, den zufällig auf Abheben der Gleitpfannen von den Schienen 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 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, die Gleitflächen der einzelnen Pfannen nicht unter $2d^2$ oder $4d^2$ zu nehmen; manche gehen bei kleinen Maschinen bis zum doppelten Werthe, also $4d^2$ oder $8d^2$. Hier sind die Gleitpfannen auf Zapfen

der Querhauptachse gesteckt. Diesen Zapfen darf man das Längenverhältniss 3 geben, wenn man, wie hier beigeschrieben ist, ihre Dicke $= \frac{d}{2}$ nimmt. Die Dicke d' der Zapfen kann bei grosser Armlänge dieses Querhauptes grösser erfordert werden, als d_2 ; man behandle, um hierin sicher zu gehen, den Querhauptarm wie einen Achsenschenkel von der Länge a (siehe §. 49 und §. 60). Die Länge der beiden Kraftzapfen wird aber gemäss §. 41 nach wie vor $\cong 1,5 d_2$.

Bei dem Querhaupt in Fig. 337 ist der Kraftzapfen ein Gabelzapfen, welcher hier ausserdem kugelförmig gestaltet ist; das

Fig. 337.

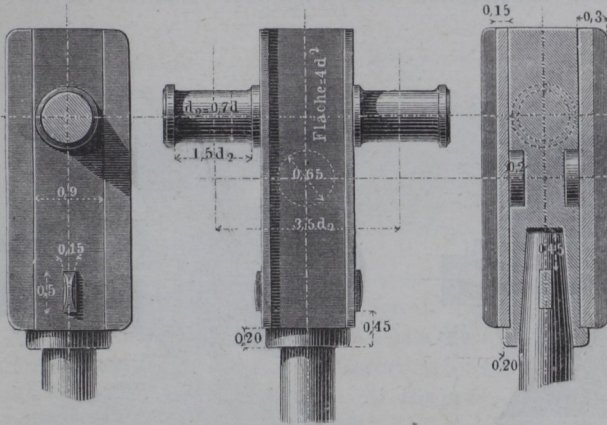


auf der Kolbenstange befestigte Gabelstück ist aus Schmiedeisen angenommen; soll es aus Gusseisen gemacht werden, so ist die Wanddicke seiner Hülse auf $0,28 d_1$, deren Länge auf $1,75 d_1$ zu erhöhen. Die Schienen sind hier der Kolbenstange bedeutend näher gerückt, als im vorigen Falle.

Fig. 338. Stephenson'sches Querhaupt. Die Schienen sind so nahe zusammengerückt, dass je zwei ineinander übergegangen sind, so dass das Querhaupt, statt viergleisig wie die beiden vorigen, ein zweigleisiges wird. Die beiden Zapfen des schmiedeiserne Mittelstückes werden von dem Gabelkopf 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, $= 4 d^2 = 8 d_2^2$ zu machen; jedoch findet man in der Praxis der Locomotiven, wohl wegen des

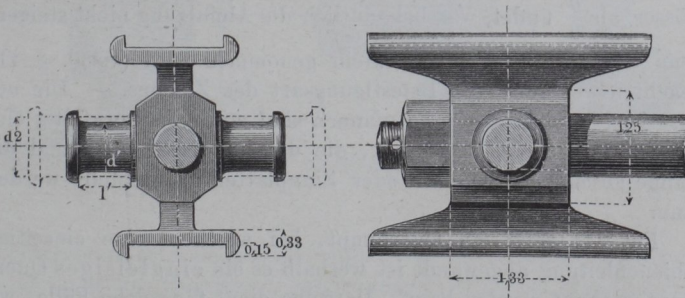
Fig. 338.



beschränkten Raumes, kleinere Gleitflächen, z. B. solche, die bis $2 d^2$ herabgehen.

Fig. 339. Borsig'sches, ganz aus Schmiedeeisen bestehendes

Fig. 339.



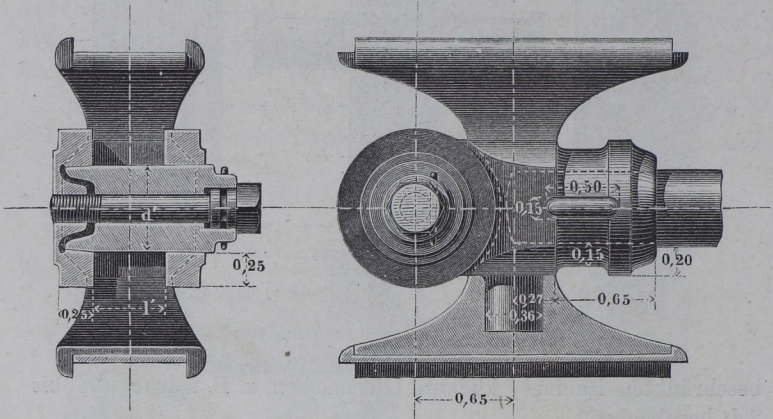
zweigleisiges Querhaupt. Die Leitschienen werden so weit auseinander gelegt, dass die mit einer kurzen Gabel versehene Pleuelstange zwischen ihnen genügenden Spielraum findet. Die Zapfen sind hier beispielsweise mit dem Längenverhältniss 1 ausgeführt,

was nach §. 37 f.) gestattet, ihre Dicke $d' = 0,82 \sqrt{\frac{P}{2}} = 0,73 d_2$

zu machen. Dieselbe Verminderung der Zapfendicke kann man auch, wenn es passt, bei der vorigen Construction anbringen*).

Ein ebenfalls für zwei Schienen eingerichtetes Querhaupt Borsig'scher Construction zeigt Fig. 340. Dasselbe ist für einen

Fig. 340.



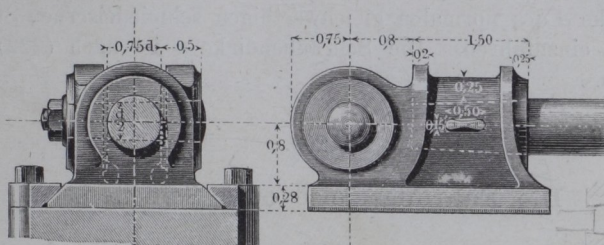
Gabelzapfen eingerichtet, dessen Dicke d' sich gewöhnlich etwas grösser als $\frac{d}{2}$ findet, was bekanntlich die Abnutzung nicht steigert, wenn die Länge l' nicht zu klein genommen wird (vergl. §. 41). Beachtenswerth ist die Befestigungsart des Zapfens. — Die aus Gusseisen bestehenden Gleitpfannen sind mit einer sorgfältig eingepassten Bronzeplatte belegt, die durch zwischen sie und die Pfanne geschobene Kupfer- oder Zinnplatten nachgestellt werden kann.

Fig. 341 zeigt ein Querhaupt, bei welchem eine einseitige Schienenleitung angewandt ist, weshalb es ein eingleisiges Querhaupt 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 Voreilungs-

*) Mehrere andere Querhauptconstructions mit zwei Gleisen, welche die Pleuelstange zwischen sich halten, findet man in der „Constructionslehre f. d. Maschinenbau“ §. 423 angegeben.

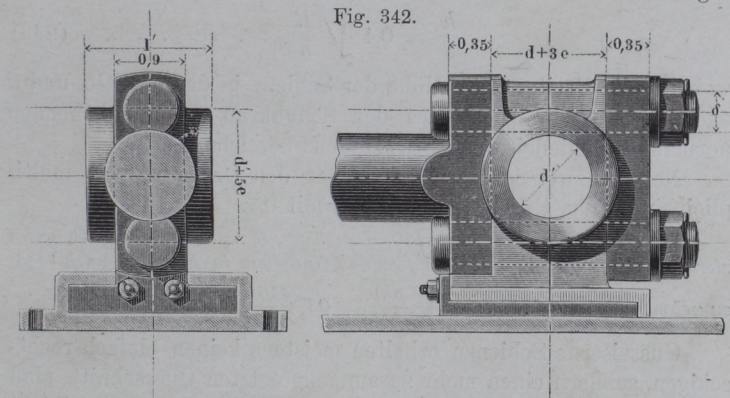
druckes bei Dampfmaschinen (§. 208) sind die schrägen Schutzschienen angebracht. Die Gleitfläche des (gusseisernen) Querhauptkörpers ist $= 4d^2 = 8d_2^2$ zu nehmen.

Fig. 341.



Eine zweite Form eines eingleisigen Querhauptes zeigt Fig. 342. Dasselbe ist einer Schiffmaschine von Humphry Tennant entnommen, und ist geeignet, Schiendruck nach beiden Richtungen aufzunehmen, zu welchem Ende die Deckschienen der vorigen

Fig. 342.



Construction sehr ausgedehnt sind. Statt des Zapfens ist hier das Lager in das Querhaupt aufgenommen, was der Pleuelkopfconstruction in Fig. 317 entspricht. Die Ausgleichung der Abnutzung findet in der Vertikalfuge durch Einwechseln von dünnen Kupferplatten statt, welche nach jedem Wechsel dünner 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 Construction 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 Bezugeinheit für die Verhältnisszahlen ist hier die Einheit in Formel (221) zu benutzen, und dabei für w' die Zapfendicke d' , für w die Dicke d des normalen gleichwerthigen schmiedeisernen Stirnzapfens einzuführen. Die Schraubendicke δ ist nach (222) zu nehmen.

§. 209.

Die Führunggleise oder Schienen.

Man macht die Führungsschienen aus Schmiedeisen oder Gusseisen. Liegt der ganze Druck auf einer Schiene, wie bei den fünf letzten Constructionen, und ist dieselbe nur an ihren, um die Hublänge $2R$ auseinanderstehenden Enden gestützt, so nehme man, Schmiedeisen als Material vorausgesetzt:

$$\frac{h}{d} = 0,4 \sqrt{\frac{R}{b}} \dots \dots \dots (233)$$

wobei b die Breite, h die Höhe der Schiene in deren Mitte, und d nach wie vor die Dicke des der Schubkraft P entsprechenden normalen schmiedeisernen Stirnzapfens bezeichnet.

Nehmen zwei Schienen statt einer den Druck auf, so multiplicire man das Ergebniss von (233) mit 0,7.

Beispiel. Gegeben $R = 400$, $d = 55^{mm}$, $b = 80^{mm}$; dann ist, wenn vier schmiedeiserne Schienen angewandt sind (wie in Fig. 337) nach (233) zu nehmen: $h = 0,7 \cdot 55 \cdot 0,4 \cdot \sqrt{\frac{400}{55}} = 0,7 \frac{440}{7,42} = \text{nahe } 42^{mm}$.

Gusseiserne Schienen erhalten meistens keinen einfach rechteckigen, sondern einen mehr zusammengesetzten Querschnitt. Man kann aber nach Annahme von dessen Form die Abmessungen leicht aus denen der ermittelten schmiedeisernen Schiene ableiten.

Der Druck auf die Schienen ist in deren Mitte stärker als an den Enden; um die daraus hervorgehende ungleichförmige Abnutzung der Gleitflächen zu vermeiden, bringe man in denselben geschlängelte Oelrinnen an, welche von der Mitte nach den Enden zu an Breite fort und fort zunehmen, so zwar, dass sie an den Enden der Schiene deren Fläche fast ganz in Anspruch genommen haben.

Bei den gusseisernen Gleitschienen sind ausserdem seitliche Randleisten zum Zusammenhalten des Oels sehr empfehlenswerth.

Dieselben bilden in den Constructionen Fig. 341 und 342, wenn sie ringsum geführt werden, ein Becken, dessen Boden vollständig mit Oel bedeckt bleibt.

XX. RÖHREN UND RÖHRENVERBINDUNGEN.

§. 210.

Empirische Formeln für die Wanddicke der Röhren.

Man bedient sich im Maschinenbau vorwiegend der Röhren aus Gusseisen und Schmiedeisen; in geringerem Maasse kommen Röhren aus Gussstahl, Bronze, Kupfer, Blei, Holz, Thon, Asphaltpapier zur Verwendung. Bei allen diesen Röhren spielt die Anfertigung eine so wichtige Rolle, dass bei nicht sehr grossen inneren Pressungen auf diese bei Bestimmung der Wanddicke keine Rücksicht genommen zu werden braucht, und rein empirische Formeln am besten geeignet sind. Solche Formeln sind zunächst hier zusammengestellt.

Ist, in Millimeter gemessen, die lichte Weite eines zu construierenden Rohres = D , die Wanddicke = δ , so nehme man:

für gusseiserne Wasser- und Gasleitungsröhren:

$$\delta = 8 + \frac{D}{80} \dots \dots \dots (234)$$

für gusseiserne Dampfrohren, auch Luftpumpencylinder:

$$\delta = 12 + \frac{D}{50} \dots \dots \dots (235)$$

für gusseiserne Dampfcyylinder und ausgebohrte Pumpenstiefel:

$$\delta = 20 + \frac{D}{100} \dots \dots \dots (236)$$

welche Dicke nach vollzogener Bohrung bleiben soll.

Beispiel. Ein Pumpenrohr von 300^{mm} Weite erhält nach (234) eine Wanddicke $\delta = 8 + \frac{300}{80} = 11,75$ oder 12^{mm}; ein eben so weites Dampf-

rohr soll nach (235) eine Wanddicke $\delta = 12 + \frac{300}{50} = 18^{\text{mm}}$ erhalten.— Die 200^{mm} weiten Luftleitungsröhren des Bohr- und Lüftungsapparates am Mont-Cénis-Tunnel, welche eine innere Spannung von 5 Atm. Ueberdruck erleiden, und 600 bis 800 Meter weit den stärksten natürlichen Temperaturschwankungen ausgesetzt sind, würden nach (234) eine Wanddicke $\delta = 8 + \frac{200}{80} = 10,5^{\text{mm}}$ bekommen; man hat ihnen 10^{mm} dicke Wände gegeben.— Ein Dampfzylinder von 400^{mm} Weite erhält nach (236) eine Wandstärke $\delta = 20 + \frac{400}{100} = 24^{\text{mm}}$.

In Bezug auf die Wanddicke der Dampfzylinder verfahren verschiedene Fabriken je nach Uebung, Gewohnheit oder nach der Qualität des zu verwendenden Eisens, auch je nach dem Zwecke der Maschinen verschieden, was sich auch auf die Wanddicken der Dampf- und Wasserröhren ausdehnt. Bei den Dampfmaschinen für Schiffe, welche wenig Tiefgang haben sollen, findet man häufig äusserst dünnwandige Dampfzylinder, so zwar, dass unsere obige Formel (236) mehr als das Doppelte des praktisch ausgeführten Werthes liefert, während bei grossen Dampfschiffen, wo die Rücksicht auf die durch die Maschine herbeigeführte Belastung geringer sein darf, die obige Formel mit der Ausführung trefflich stimmt. Für die Cylinder von Landdampfmaschinen passt unsere obige Formel durchweg recht gut.

Schmiedeeiserne gezogene Wasser- und Gasröhren kommen bis zu 150^{mm} lichter Weite zur Anwendung; sie erhalten eine mit der praktischen Uebung stimmende Wandstärke, wenn man nimmt:

$$\delta = 2 + \frac{D}{12} \dots \dots \dots (237)$$

Der Gussstahl findet für Röhren einstweilen nur eine beschränkte Anwendung, doch kommt seine Benutzung für Dampfkessel mehr und mehr auf; hydraulische Pressen von sehr hohem Druck dürften bei der steigenden Verbreitung der Gussstahlfabrikation auch bald in diesem trefflichen Material ausgeführt werden.

Wegen der genieteten schmiedeisernen Röhren siehe §. 214. Kupfer- und Messingröhren findet man mit etwa der halben aus (237) hervorgehenden Wanddicke ausgeführt.

Die Bleiröhren werden fabrikmässig angefertigt und in den Handel gebracht, so dass dem Maschinenbauer die Bestimmung der Wandstärke nicht zufällt; sie zeigen Wanddicken von 3 bis 6^{mm}. — Die Herzog'schen fassartig zusammengesetzten Röhren

aus Fichtenholz*) haben Wände von 80 bis 120^{mm} Dicke, welche sich ganz und gar nach der Anfertigung richtet.

§. 211.

Berechnung der Röhren mit hohem inneren Druck.

Die Brix'sche Formel für die Wanddicke von Röhren mit starker innerer Pressung lautet:

$$\frac{\delta}{D} = \frac{1}{2} \left(e^{\frac{p}{\mathfrak{S}}} - 1 \right) \dots \dots \dots (238)$$

wobei noch e die Grundzahl 2,718 . . . der natürlichen Logarithmen, p den inneren Flächendruck, \mathfrak{S} die grösste Materialspannung in der Rohrwand bezeichnet. Für alle praktischen Fälle wird diese Formel genügend angenähert durch die Formel:

$$\frac{\delta}{D} = \frac{p}{2\mathfrak{S}} \left(1 + \frac{p}{2\mathfrak{S}} \right) \dots \dots \dots (239)$$

Ist die Spannung im Gefäss n Atmosphären über den äusseren Druck auf die Rohrwand, so kann man auch für (239) schreiben:

$$\frac{\delta}{D} = \frac{n}{200\mathfrak{S}} \left(1 + \frac{n}{200\mathfrak{S}} \right) \dots \dots \dots (240)$$

Hiernach lassen sich die Wandstärken für die cylindrischen Gefässe der hydraulischen Pressen leicht berechnen, und zwar nehme man für \mathfrak{S} bei:

Gusseisen	4 bis	5 ^k p.	□ ^{mm} .
Schmiedeseisen	8	„ 10	„
Gussstahl	15	„ 20	„
Bronze	2	„ 3,5	„
Kupfer	2	„ 2,5	„

Die umstehende Tabelle gibt eine Reihe von Werthen, welche den Formeln (239) und (240) für diese Spannungen entsprechen.

Bemerkung. Für ganz genaue Rechnungen über die Beanspruchung verhältnissmässig sehr dicker Gefässwände ist auf die Lamé'sche Theorie dieses Gegenstandes (s. Dr. H. Scheffler, Organ für Eisenbahnwesen, 1859, Bd. 14) zu verweisen, welche die bei der Brix'schen und anderen Entwicklungen gemachten Vernachlässigungen völlig vermeidet.

*) Siehe „Constructionslehre f. d. Maschinenbau“ §. 427.

§. 212.

Tabelle über die Wanddicke cylindrischer Gefässe mit hohem inneren Druck.

Innerer Druck.		Werthe von $\frac{\delta}{D}$, wenn die Spannung im Material, Kil. p. \square^{mm} .								
n Atm.	p Kil. p. \square^{mm} .	$\sigma = 2$	3	4	5	6	8	10	15	20
50	0,5	0,14	0,09	0,07	0,05	0,04	0,03	0,03	0,02	0,01
100	1,0	0,31	0,19	0,14	0,11	0,09	0,07	0,05	0,03	0,03
150	1,5	0,52	0,31	0,22	0,17	0,14	0,11	0,08	0,05	0,04
200	2,0	0,75	0,44	0,31	0,24	0,19	0,14	0,11	0,07	0,05
250	2,5	1,02	0,59	0,41	0,31	0,25	0,18	0,14	0,09	0,07
300	3,0	1,31	0,75	0,52	0,39	0,31	0,22	0,17	0,11	0,08
350	3,5	1,64	0,92	0,62	0,47	0,38	0,27	0,21	0,13	0,10
400	4,0	2,00	1,11	0,75	0,56	0,44	0,31	0,24	0,15	0,11
450	4,5	—	1,31	0,88	0,65	0,52	0,36	0,28	0,17	0,12
500	5,0	—	1,53	1,02	0,75	0,59	0,41	0,31	0,19	0,14
600	6	—	2,00	1,31	0,96	0,75	0,52	0,39	0,24	0,17
700	7	—	—	1,64	1,19	0,92	0,62	0,47	0,29	0,21
800	8	—	—	2,00	1,44	1,11	0,75	0,56	0,34	0,24
900	9	—	—	—	1,71	1,31	0,88	0,65	0,39	0,28
1000	10	—	—	—	2,00	1,55	1,02	0,75	0,44	0,31

Beispiel. Zur Hebung der Britannibrücke benutzte man u. a. eine hydraulische Presse von 533^{mm} Cylinderweite und 280^{mm} Wanddicke des gusseisernen Presscylinders; der Kolben hatte 507^{mm} Durchmesser und erfuhr eine Belastung von nahezu 900000^k, woraus sich die im Cylinder herrschende Spannung im Wasser auf nahezu 450 Atmosphären berechnet. Lassen wir 5^k Materialspannung zu, so erhalten wir laut Spalte 6, Zeile 9: $\frac{\delta}{D} = 0,65$, also $\delta = 0,65 \cdot 533 = 346^{\text{mm}}$. Man wandte nur $\frac{\delta}{D} = \frac{280}{533} = 0,53$ an, was nach Spalte 7 einer Materialspannung von 6 pro \square^{mm} entspricht, und wenn auch nicht ohne weiteres gefährlich, doch wohl schon

etwas zu nahe der Grenze 7,5^t sein möchte. Eine bronzene Presspumpe zu obiger Presse hätte bei $\mathfrak{S} = 3$ nach Spalte 4 das Verhältniss $\frac{\delta}{D} = 1,31$ zu erhalten. Für schmiedeiserne Leitungsröhren ergäbe sich bei $\mathfrak{S} = 8$ aus Spalte 8 $\frac{\delta}{D} = 0,36$, für kupferne Leitungsröhren dagegen nach Spalte 3 das Verhältniss $\frac{\delta}{D}$ über 2 hinaus. Grössere Werthe als $\frac{\delta}{D} = 2$ wurden in die Tabelle nicht aufgenommen, da von diesem Werth an wahrscheinlich die Brix'sche Formel nicht mehr ganz sicher ist, indem bei so grossen Wanddicken die radiale Zusammenpressung der Wände auch eine merkbare Einwirkung auszuüben im Stande sein muss.

Bemerkung. Presscylinder von gleicher Höhe (Kolbenhub) erhalten für denselben Kolbendruck bei verschiedenen Durchmessern (also verschiedenen Werthen der Flüssigkeitsspannung p) bei gleicher Sicherheit ziemlich genau dasselbe Gewicht, weshalb man bei der Wahl des Kolbendurchmessers nicht auf das Gewicht der Construction Rücksicht zu nehmen braucht, sondern ohne weiteres sein Augenmerk auf gute Ausführbarkeit u. dergl. richten darf.

§. 213.

Kugelförmige Gefässe mit hohem inneren Druck.

Für das kugelförmige Gefäss von der Lichtweite D_1 geht die Brix'sche Formel über in:

$$\frac{\delta_1}{D_1} = \frac{p}{4\mathfrak{S}} = \frac{n}{400\mathfrak{S}} \dots \dots \dots (241)$$

was eine weit geringere Wanddicke ergibt, als ein cylindrisches Rohr von derselben Weite erfordern würde. Für gleiche Wanddicke von Kugel- und Cylindergefäss hat man bei gleicher Sicherheit in beiden:

$$\frac{D_1}{D} = \frac{r_1}{r} = 2 \left(1 + \frac{n}{200\mathfrak{S}} \right) \dots \dots (242)$$

wenn noch r_1 und r die lichten Halbmesser beider Gefässe bezeichnen.

Beispiel. Bei der obigen hydraulischen Presse wäre nach (242) der Cylinder mit einer Kugelcalotte von dem Halbmesser $r_1 = 533$. $\left(1 + \frac{450}{200 \cdot 5} \right) = 1,45 \cdot 533 = 773^{\text{mm}}$ abzuschliessen, wenn man diesem Abschluss die Wanddicke des Cylinders $\delta_1 = \delta = 346^{\text{mm}}$ geben wollte. Für die englische Annahme $\delta = 280$ galt $\mathfrak{S} = 6$, also wäre zu machen ge-

wesen nach (242): $r_1 = 533 \cdot \left(1 + \frac{450}{200 \cdot 6}\right) = 1,375 \cdot 533 = 733^{\text{mm}}$. — Wenn $\frac{p}{2\sigma}$ klein ist, so wird sehr annähernd $r_1 = 2r$.

§. 214.

Wandstärken der Dampfkessel mit innerem Druck.

Die preussische Dampfkesselverordnung schrieb für Dampfkessel mit innerem Druck folgende auf die Brix'sche Entwicklung gestützte Formel vor:

$$\delta = \frac{D}{2} \left(e^{0,003n} - 1 \right) + 0,1 \dots \quad (243)$$

worin δ und D in preuss. Zoll ausgedrückt sind. Diese Formel wird sehr genau angenähert durch die einfachere:

$$\delta = 1,54 n D + 2,6^{\text{mm}} \dots \quad (244)$$

wobei δ in Millimeter, D aber in Meter zu verstehen ist. Die französische Formel verlangte etwas grössere Wanddicken nach der Formel:

$$\delta = 1,8 n D + 3^{\text{mm}} \dots \quad (245)$$

von welchem Werthe für Lokomotivkessel nur $\frac{2}{3}$ gefordert wurde.

Alle drei Formeln sind wegen der grossen Additionalconstante als grossentheils empirisch zu bezeichnen, weshalb Formel (244) ihrer Einfachheit halber der vorhergehenden vorzuziehen ist.

Beispiel. Ein cylindrischer Dampfkessel von $1,2^{\text{m}}$ Durchmesser, welcher einer inneren Ueberdruckspannung von 4 Atmosphären ausgesetzt werden soll, erhält nach (244) eine Wanddicke $\delta = 154 \cdot 4 \cdot 1,2 + 2,6 = 10^{\text{mm}}$. Die französische Verordnung würde fordern: $\delta = 1,8 \cdot 4 \cdot 1,2 + 3 = 11,66^{\text{mm}}$.

Dem sphärischen Abschluss eines cylindrischen Kessels gebe man, wenn er nach einem Krümmungshalbmesser von r_1 Meter gebogen ist, die Wandstärke:

$$\delta_1 = 1,54 n r_1 + 2,6^{\text{mm}} \dots \quad (246)$$

eine Formel, welche deshalb brauchbar erscheint, weil gewöhnlich r_1 in den Kesselfabriken durch vorhandene Schablon-Mulden vorgeschrieben ist.

Beispiel. Soll der obige Dampfkessel durch Kugelcalotten von 2^{m} Krümmungshalbmesser abgeschlossen werden, so erhalten dieselben nach (203) eine Wanddicke $\delta_1 = 1,54 \cdot 4 \cdot 2 + 2,6^{\text{mm}} =$ sehr nahe 15^{mm} .

§. 215.

Dampfkesselröhren mit äusserem Druck.

Nach der ehemaligen preussischen Dampfkesselverordnung sind für schmiedeiserne Dampfkesselröhren, welche durch den Dampf von aussen gepresst werden, die Wanddicken nach folgender Formel zu nehmen:

$$\delta = 6,7 D \sqrt[3]{n} + 1,3 \dots \dots \dots (247)$$

und für messingene Röhren:

$$\delta = 10 D \sqrt[3]{n} + 1,8 \dots \dots \dots (248)$$

wobei die bisherigen Bezeichnungen gelten.

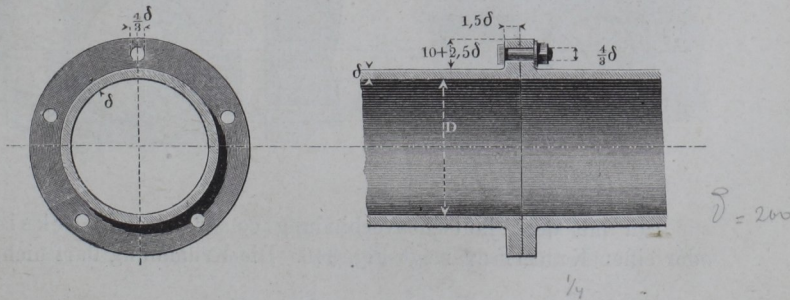
Beispiel. An einem Cornwallkessel von 5 Atmosphären Ueberdruck soll das Rauchrohr 0,7^m weit werden; dann ist ihm nach (247) die Wanddicke $\delta = 6,7 \cdot 0,7 \sqrt[3]{5} + 1,3 = 4,69 \cdot 1,71 + 1,3 = 9,3^{mm}$ zu geben. Ein messingenes Lokomotivheizrohr von 70^{mm} Weite und 10 Atmosphären äusserer Ueberdruck-Dampfspannung erhalte nach (248) eine Wanddicke $\delta = 10 \cdot 0,07 \cdot \sqrt[3]{10} + 1,8 = 0,7 \cdot 2,154 + 1,8 = 3,3^{mm}$.

§. 216.

Verbindungen gusseiserner Röhren.

Die am meisten gebräuchliche Verbindung gusseiserner Röhren ist die Flantschenverbindung, Fig. 343. Die anzuwendenden Verhältnisszahlen sind in der Figur angegeben. Bei gewöhn-

Fig. 343.



lichen Röhren von nicht zu hoher Spannung kann man die Anzahl \mathfrak{N} der Flantschenschrauben nehmen:

$$\mathfrak{N} = 2 + \frac{D}{50} \dots \dots \dots (249)$$

wobei D in Millimeter angegeben ist.

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 (249) $2 + \frac{1500}{50} = 32$ Schrauben.

Bei einigermaßen starkem inneren Druck ist es aber besser, \mathfrak{N} nach folgender Formel zu nehmen:

$$\mathfrak{N} = \frac{n}{180} \left(\frac{D}{d} \right)^2 \dots \dots \dots (250)$$

wobei d die Schraubendicke, D die Rohrweite, n die Anzahl der Atmosphären der im Rohr herrschenden Spannung bezeichnet.

Beispiel. Ein Dampfeylinder von 1000^{mm} Weite und 4 Atmosphären innerem Ueberdruck erhält nach (217) eine Wanddicke $d = 20 + \frac{1000}{100} = 30$ ^{mm}, also nach obiger Figur eine Deckelschraubendicke $d = \frac{1}{3} \cdot 30 = 40$ ^{mm}, wobei die Schraubenanzahl nach (250) zu nehmen ist: $\mathfrak{N} = \frac{4}{180} \left(\frac{1000}{40} \right)^2 = \frac{625}{45} = 14$.

Die Ohrflantsche, Fig. 344 und 345, ist eine oft gebrauchte Abänderung der Kreisflantsche; ihre Dicke wird wegen der geringeren Ansatzfläche = 2δ statt $\frac{1}{3}\delta$ gemacht.

Fig. 344.

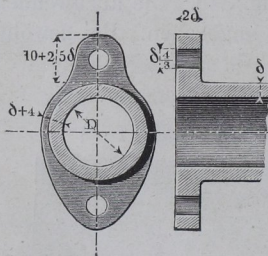
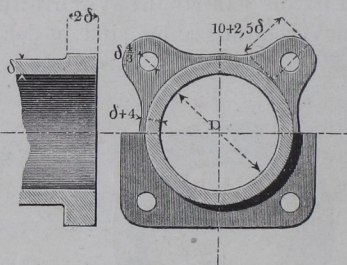


Fig. 345.



Ein mit der Flantschenverbindung construirtes Rohrknief oder einen Krümmer zeigt Fig. 346. 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. Für jeden anderen Winkel, den die Rohr-

Fig. 346.

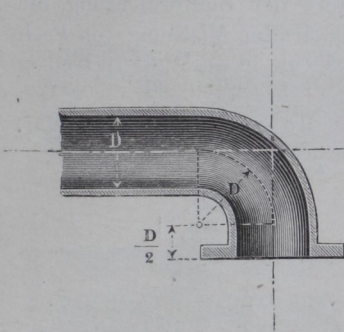
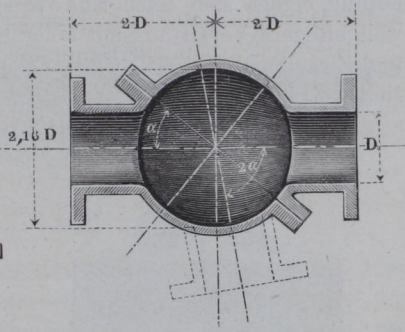


Fig. 347.



achsen einschliessen sollen, muss ein solcher Krümmer besonders modellirt werden. Bequemer ist in dieser Hinsicht das Universal-Rohrknie von Brown, Fig. 347. Vor der Aufstellung wird nur 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.

Fig. 348.

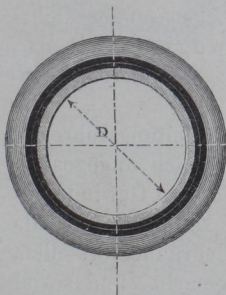


Fig. 349.

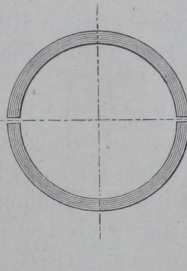
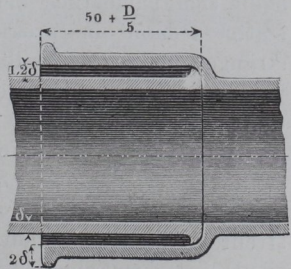


Fig. 350.

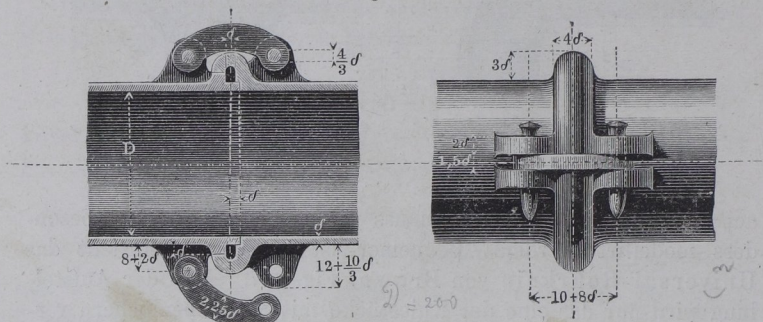


Die Muffenverbindung oder Rohrmuffe, Fig. 348 bis 350, wird bei Gas- und Wasserleitungsröhren vielfach angewandt. Als

Dichtungsmaterial dient Blei, welches man neuerdings sehr zweckmässig in der Form von fertigen Halbringen, Fig. 349, einsetzt und feststemmt, nachdem eine Wergunterlage in die Muffe geschoben worden. Für ganz festgelagerte Muffenröhren zur Wasserleitung eignet sich nach Scholl statt der Bleiverdichtung die weit billigere Verkittung mit einer erwärmten Mischung von Pech und Ziegelmehl, mit welcher Hanfzöpfe, die in die Muffe zu treiben sind, getränkt werden.

Fig. 351 stellt die Petit'sche Röhrenverbindung dar.

Fig. 351.



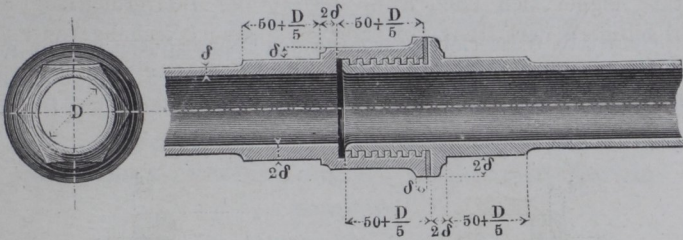
Ein in die kurze Muffe gelegter Kautschuckring wird, indem man die Röhren selbst als Hebel benutzt, stark zusammengepresst, zwei Klauen mit schmiedeisernen Stiften halten das Rohrschloss zusammen. Vorstehende Röhrenverbindung, welche u. a. bei der grossen Wasserleitung im Lager zu Châlons angewandt wurde, 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.

Eine Schraubmuffe für gusseiserne Wasserleitungsröhren *) stellt Fig. 352 dar. Das Schraubengewinde ist gleich angegossen, als Dichtungsmaterial Blei in einem über das äussere Gewinde gestreiften Ringe angewandt. Diese Verbindung kann man sich als eine Flanschenverbindung mit einer einzigen Schraube vorstellen, welche letztere mit dem Rohre concentrisch gemacht, und soviel

*) Das Hüttenwerk Lauchhammer, benutzt und liefert die folgende Verbindung für Röhren bis zu 50 bis 60^{mm} Lichtweite.

erweitert ist (siehe §. 27), dass sie die Rohrhöhlung in sich aufnehmen kann. Da die Schraube mit dem Rohre eintrummig ist

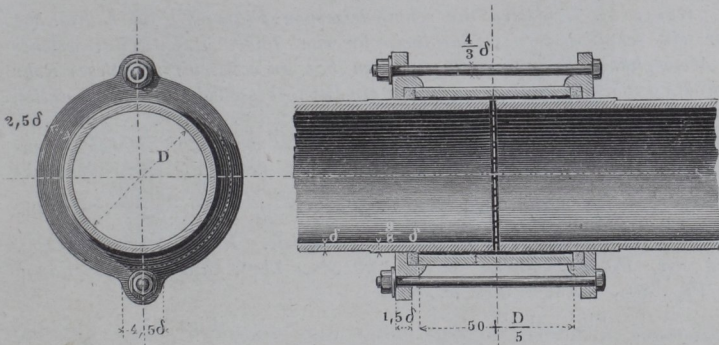
Fig. 352.



(aus einem Stücke mit ihm besteht), 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. 353. Rohrmuffe von Normandy. Die Dichtung geschieht mit zwei Kautschuckringen. Diese höchst einfach construirte

Fig. 353.



Verbindung ist, haltbares Dichtungsmaterial vorausgesetzt, sehr brauchbar. Sie hat die Beweglichkeit des Petit'schen Rohrschlusses (Fig. 351), und ist noch leichter als dieser aufzustellen und auseinanderzunehmen.

Der Abstand der Mittelebenen der beiden Stossverbindungen eines Rohres heisst dessen Baulänge. Diese kann bei geraden gusseisernen Röhren immer wenigstens zwischen 1 und 2 Meter betragen, und wird bei langen Leitungen soviel als thunlich grösser genommen.

§. 217.

Verbindung schmiedeiserner Röhren.

Genietete Wasserleitungsrohre aus Schmiedeisen werden mit schmiedeisernen oder mit gusseisernen Flantschen, Fig. 354 und 355, verbunden. Behufs Auffindung der anzuwendenden Dimen-

Fig. 354.

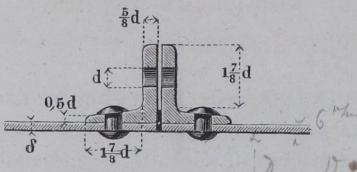
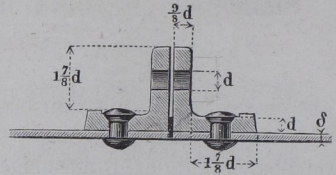


Fig. 355.



sionen suche man zuerst, unter Benutzung von (249) und (250), die Schraubendicke d , und bestimme daraus nach den hier angegebenen Verhältnisszahlen die übrigen Maasse.

Beispiel. Es seien die schmiedeisernen Flantschen nach Fig. 354 für ein schmiedeisernes Turbinenrohr von 1000^{mm} Lichtweite, welches 2 Atmosphären Spannung auszuhalten hat, zu construiren. Dieses Rohr erhalte zunächst, wenn man es wie ein Dampfkesselrohr behandeln wollte, nach (244) eine Wanddicke $\delta = 1,54 \cdot 2 + 2,6 = 5,68^{\text{mm}}$, was indessen gut auf 5^{mm} erniedrigt werden könnte. Wählt man nun die Schraubendicke $d = 20^{\text{mm}}$, so würde werden nach (249) die Schraubenzahl $\mathfrak{N} = 2 + \frac{1000}{50} = 22$, nach (250) $\mathfrak{N} = \frac{2}{180} \left(\frac{1000}{20} \right)^2 = \frac{2500}{90} \sim 27$, welche Zahl als die grössere beibehalten werde. Nun kommt nach Fig. 354 die Flantschdicke $= \frac{5}{8} \cdot 20 \sim 13^{\text{mm}}$, die radiale Länge $= 1\frac{7}{8} \cdot 20 \sim 38^{\text{mm}}$ u. s. w.

Fig. 356.

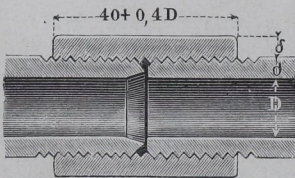
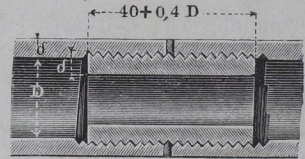


Fig. 357.



Gezogene schmiedeiserne Röhren werden vielfach mit einem Schraubenschluss, Fig. 356 und 357, verbunden. Bei dem

Schlusse in Fig. 356 wird der scharfe Rand des einen Rohres bis zum Dichtwerden gegen die Gegenwand gepresst, bei Fig. 357 aussen ein Dichtungsmaterial eingelegt. Beim Festdrehen der Muffe werden die Röhren mit passend construirten Klemmzangen gefasst. Die Baulänge der schmiedeisernen Röhren geht bis 3 und 4 Meter.

§. 218.

Bleiröhren-Verbindungen. Gemischte Verbindungen.

Bleiröhren werden häufig mittelst aufgestreifter loser Flantschen aus Schmiedeisen verbunden, welche die umgeschlagenen Ränder der Röhren gegeneinanderpressen. Eine Schraubmuffe für Bleiröhren (nach Louch) zeigt Fig. 358. Die drei Ausentheile derselben sind von Gusseisen. Fig. 359 zeigt die Ver-

Fig. 358.

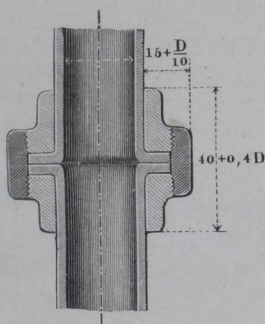
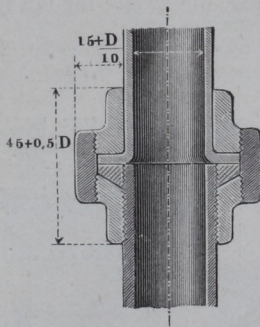
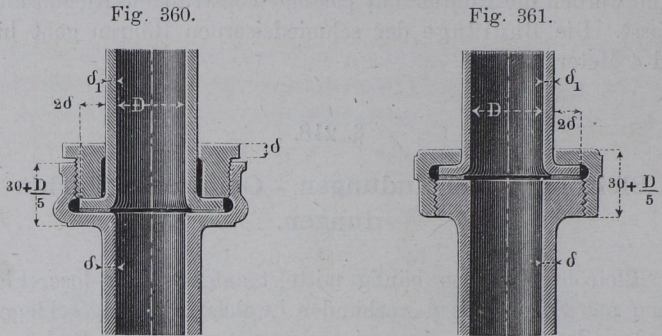


Fig. 359.

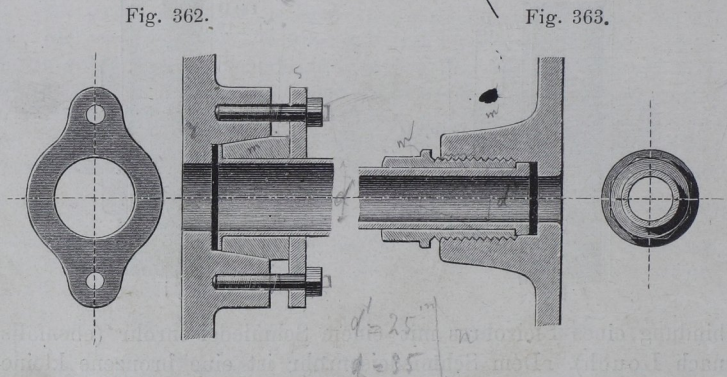


bindung eines Bleirohres mit einem Schmiedeisenrohr (ebenfalls nach Louch). Dem Schmiedeisenrohr ist eine bronzene kleine Flantsche angeschraubt, gegen welche die Flantsche des Bleirohres mittelst der gusseisernen Schraubmuffen angepresst wird. Die vorragenden Enden der Muffen werden aussen sechs- oder achtkantig geformt, ebenso die Schraubmutter, in welche dieselben hineingreifen. Hier wie bei den beiden folgenden Verbindungen ist wieder die erweiterte Schraube das Verbindungsmittel der Verschlüsse. Bleiröhren erhalten eine sehr grosse, leicht bis 10 Meter zu führende Baulänge.

Fig. 360 und 361. Verbindung von gusseisernen Röhren mit bleiern. Hier ist ein Dichtungsmittel, Kautschuck oder dergleichen, als zwischengelegt angenommen.



Zwei Verbindungen mit loser Flantsche zeigen Fig. 362 und 363, die erstere für ein Kupferrohr mit schmiedeiserner Flantsche, die zweite für ein bronzenes Rohr bestimmt.



Solche und ähnliche Verbindungen kommen bei den Leitungsröhren der hydraulischen Pressen, überhaupt bei dünnen Metallröhren, und sodann bekanntlich bei den Feuerspritzen als Schlauchschlösser zur Verwendung; diese werden dabei für die besonderen Zwecke mit Sorgfalt in recht praktischen Formen und Verhältnissen ausgeführt, deren Einzelheiten hier aufzuzählen zu weit führen würde. Sehr beachtenswerth sind in dieser Hinsicht die Einrichtungen von Metz.

§. 219.

Tabelle über die Gewichte der gusseisernen Röhren.

Rohrweite <i>D.</i>	Laufende Gewichte der Röhren bei der Wanddicke δ :						
	8	10	12	14	16	18	20
60	12,40	15,93	19,39	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	69,69	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	149,22	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

Die vorstehende Tabelle gibt die Gewichte der Röhren pro laufenden Meter ohne Flantschen. Um das Gewicht der letzteren zu bestimmen, verwandele man sie in Hohlcyliner von der Weite D , der Wanddicke δ und der Länge l , worauf man das Gewicht nach der Tabelle bestimmen kann. Für die Länge l kann im Mittel 10δ gesetzt werden.

Beispiel. Eine Röhrenfahrt von 120^m Länge aus gusseisernen im Bau 3^m langen Röhren von 300^{mm} Weite und 12^{mm} Wanddicke erhält 40 Röhren. Jede derselben wiegt ohne Flantschen nach Spalte 4 Zeile 17 der obigen Tabelle: $3 \cdot 69,69 = 209,07^k$. Für die Bestimmung des Flantschengewichtes hat man $\frac{\delta}{D} = \frac{12}{300} = 0,04$, woraus sich bei $l = 10\delta$ die Rohrlänge einschliesslich der Flantschen zu $(3000 + 2 \cdot 12 \cdot 10) = 3,240^m$ ergibt. Mit den Flantschen also wiegt das einzelne Rohr $3,240 \cdot 69,69 = 227,8^k$, und die ganze Röhrenfahrt: $40 \cdot 227,8 = 9112^k$.

XXI. V E N T I L E.

§. 220.

Eintheilung der Ventile.

Ventile heissen solche Vorrichtungen in Rohrleitungen und Gefässen, welche dieselben abzuschliessen und wieder zu öffnen gestatten, so dass zeitweise der Durchfluss gehemmt, zeitweise wieder zugelassen werden kann. Die in ausserordentlicher Menge von Formen angewandten Ventile lassen sich in zwei Hauptklassen eintheilen; diese sind:

1. Gleitungsventile,
2. Hebungsventile.

Zu den Gleitungsventilen gehören u. a. die Hähne und Schieber, überhaupt aber alle diejenigen Ventile, bei welchen der abschliessende Körper über seine Gegenform hinzugleiten hat, um die darin angebrachten Oeffnungen freizulassen oder abzusperren; zu den Hebungsventilen zählen alle diejenigen Ventilconstructions, bei welchen das Schlusstück von der Durchlassöffnung abgehoben, gelüftet werden muss, wie es bei den Klappen, den Kegelventilen, Kugelventilen u. s. w. geschieht.

Jede der beiden genannten Hauptklassen zerfällt wieder in zwei Unterabtheilungen, wenn man die Bewegung des abschließenden Theiles als eine Achsendrehung auffasst. Dieselbe findet entweder statt um eine in endlicher Ferne gelegene, oder um eine unendlich entfernte Achse; hiernach zerfallen die Gleitungsventile in:

- a. Hähne und Drehschieber,
- b. geradlinig bewegte Schieber;

und die Hebungsventile in:

- a. Klappen oder Gelenkventile,
- b. geradlinig gehobene Ventile.

Nach dieser Eintheilung werden im Folgenden die wichtigsten und gebräuchlichsten Ventilarten behandelt.

A. Gleitungsventile.

§. 221.

Der konische Hahn.

Beim konischen Hahn ist der Ventilspiegel ein Kegelstumpf. Die Figuren 364 und 365 zeigen in zwei Formen den gebräuchlichen konischen Hahn. Die Durchlassöffnung wird länglich gemacht, um die Schlüsseldicke klein zu erhalten; den Anzug des

Fig. 364.

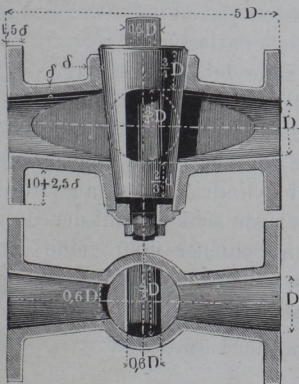
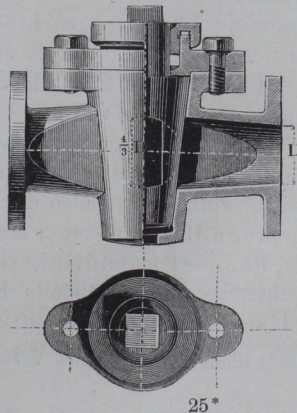


Fig. 365.



Schlüssels nehme man auf jeder Seite zu $\frac{1}{9}$ an, so dass z. B. ein Hahnschlüssel von 60mm Länge oben $2 \cdot \frac{60}{9} = 13,33 \sim 13\text{mm}$ mehr Durchmesser erhält, als unten. Für die Wanddicke δ benutzt man, wenn das Gehäuse von Gusseisen ist, Formel (235), wonach $\delta = 12 + \frac{D}{50}$ wird. Bronzene Hahngehäuse erhalten Flanschen wie gusseiserne, dagegen nur $\frac{2}{3}$ von deren Wanddicke.

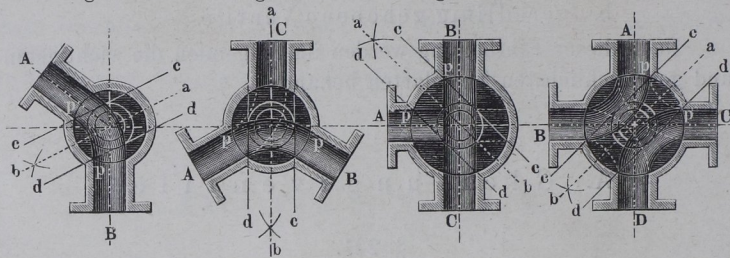
Fig. 366 bis 369 zeigen vier Abänderungen des konischen Hahnes. Fig. 366 Winkelhahn, Fig. 367 und 368 zwei Drei-

Fig. 366.

Fig. 367.

Fig. 368.

Fig. 369.



weghähne, Fig. 369 einen Vierweghahn. Bei gegebener Kanalbreite und angenommener Ueberdeckung findet man den mittleren Schlüsseldurchmesser wie folgt. Beschreibe aus der Schlüsselmitte in vorstehenden Figuren einen Kreis mit der halben Kanalbreite und einen solchen mit der halben gewünschten Stegbreite cd ; ziehe sodann berührend an den ersteren Kreis die Kanalgrenzen; halbire durch ab den kleinsten Winkel zwischen zwei benachbarten Kanälen, und mache die cc und dd parallel ab , so schneiden diese die Kanalgrenzen in den Punkten pp , durch welche der mittlere Durchschnittskreis des Schlüssels zu legen ist.

Fig. 370 und 371 zeigen zwei Hähne mit Hohlschlüssel, sehr anwendbar als Einspritzhähne für Condensatoren.

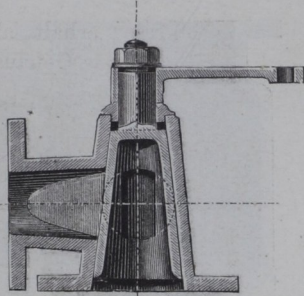
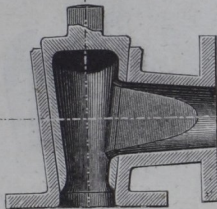
Macht man den Spitzenwinkel des Hahnkegels $= 180^\circ$, so geht der Hahn in den ebenen Drehschieber über; wird dagegen der Spitzenwinkel $= 0$, also der Schlüssel cylindrisch und ausserdem von unendlich grossem Halbmesser gemacht, so geht der Hahn den ebenen, geradlinig bewegten Schieber über; eine sehr praktische und werthvolle Form des konischen Hahnes ist der Wilson'sche Drehschieber*). Alle diese Schieberconstruc-

*) Siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1858.

tionen gehören fast allein der Dampfmaschine an, weshalb hier auf dieselben nicht näher eingegangen wird.

Fig. 371.

Fig. 370.



B. He b u n g s v e n t i l e .

§. 222.

Klappen.

Während bei den Gleitungsventilen der Flüssigkeitsdruck das Ventil selbst nicht verschieben kann, werden die Hebungsventile durch ihn vom Spiegel gehoben, wenn derselbe von der Seite der Sitz- oder Spiegelfläche kommt. Demzufolge können die Hebungsventile selbstthätig wirkend gemacht werden, wie es bei den Pumpen meistens der Fall ist. Selbstthätige Gelenkventile sind die gewöhnlichen Klappen.

Eine Doppelklappe in ihrem Gehäuse stellen die Figuren 372 und 373 (a. f. S.) dar. Als Dichtungsmaterial dient Leder oder Kautschuck (mit Leinwandeinlage). Die Sitzbreite s nehme man bei gegebener Lichtweite D des Ventiles:

$$s = 4 + \sqrt{D} \dots \dots \dots (251)$$

also z. B. bei 100^{mm} Ventildurchmesser: $s = 4 + \sqrt{100} = 4 + 10 = 14^{\text{mm}}$. Die reinen Verhältnisszahlen in den beistehenden Figuren beziehen sich auf die Einheit s . Der Ventilkasten ist durch eine Thür verschlossen, welche sich um seitlich angebrachte Gelenke dreht. Fig. 374 zeigt eine vierfache Klappe. Bei dieser

wie bei der vorigen Construction dienen schmiedeeiserne zusammengenietete Deckplatten zur Versteifung der Leder- oder Kaut-

Fig. 372.

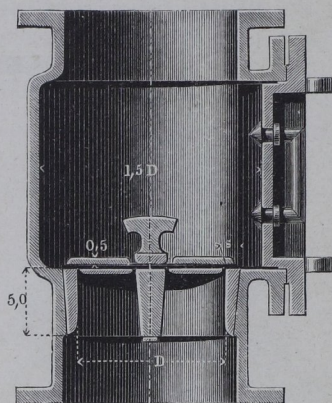


Fig. 374.

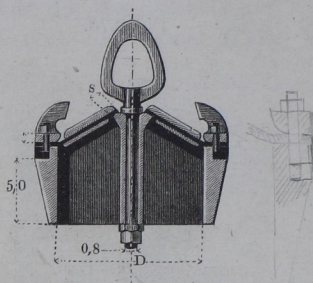


Fig. 373.

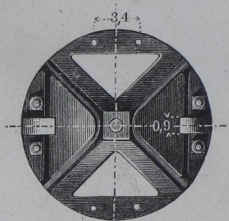
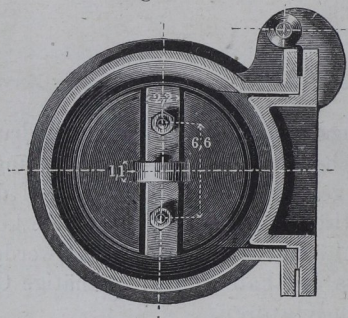
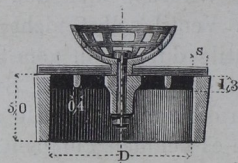


Fig. 375.



schuckplatte. Fig. 375. Runde Kautschukklappe, dieselbe darf keine Versteifungsplatten haben, damit sie sich nach oben biegen und an den Fangtrichter anlegen kann; dafür aber muss sie nach unten durch ein Gitter gestützt werden.

Eine Klappe aus Bronze, bei den Luftpumpen der Dampfmaschinen und Zuckerküchen oft gebraucht, zeigen Fig. 376 und 377. Der Ventil Sitz wird durch zwei schmiedeeiserne Keile festgehalten, und das Gehäuse durch einen hier weggelassenen Deckel verschlossen. Zur Bestimmung der Sitzbreite dient auch hier

Formel (251), wobei für D die kleinere der Rechteckseiten des Kanalquerschnittes benutzt wird. Bei allen hier dargestellten

Fig. 376.

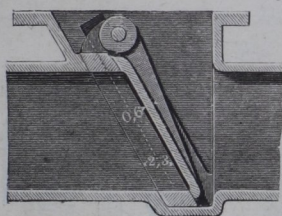
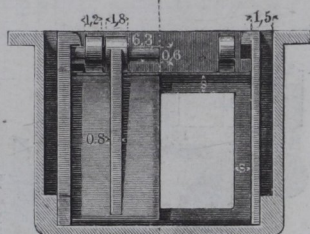


Fig. 377.



Klappen sind Hubbegrenzungen angegeben; man mache den Eröffnungswinkel = 28 bis 35°.

§. 223.

Einfache Rundventile.

Unter den geradlinig gehobenen Ventilen sind am allermeisten die Kegelventile angewandt, welche ebenfalls selbstthätig wirken können. Zwei solche zeigt Fig. 378 (a. f. S.) in einer für Speisepumpen zweckmässigen Zusammenstellung. Als Material dieser Ventile dient in der Regel Bronze. Die Sitzbreite s wird nach (251) gemacht; auch beziehen sich auf diese Zahl wieder die reinen Verhältnisszahlen in den Figuren. Die Projection des Spiegelringes erhält eine Breite = $s - 4^{\text{mm}}$; in Folge dessen werden die kleinen Ventile schärfer konisch als die grösseren. Bei der Construction des Ventilkastens ist sorgfältig darauf zu achten, dass der Abfluss oberhalb jedes Ventiles genügend hoch über den Ventilscheitel gelegt werde, damit nicht der Rückstrom das Ventil offen hält, welcher Fehler sehr häufig vorkommt. Der hier gezeichnete Verschluss des Ventilkastens wird ohne Dichtungsmittel angewandt.

Fig. 379 (a. f. S.). Kugelventil. Die Sitzbreite s und ihre Projection werden wie vorhin gemacht. Behufs Auffindung des passenden Kugeldurchmessers errichte man auf der Mitte der gegenüberliegenden Spiegelschneite Senkrechten; ihr Schnittpunkt m ist der Kugelmittelpunkt. Der Abflusskanal muss wegen der grossen

Höhe des Ventiles hier besonders hoch über dem Ventilspiegel angebracht werden. Viele tüchtige Constructeure stellen die Kugelventile nicht über die Kegelventile; die richtige Funktion

Fig. 378.

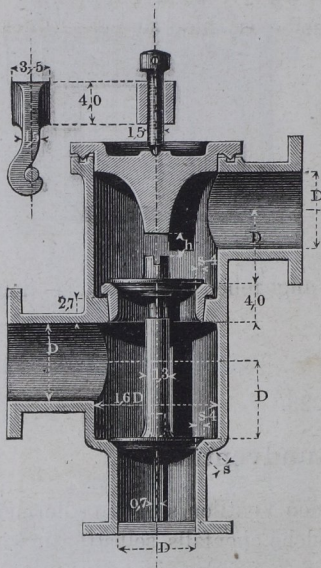
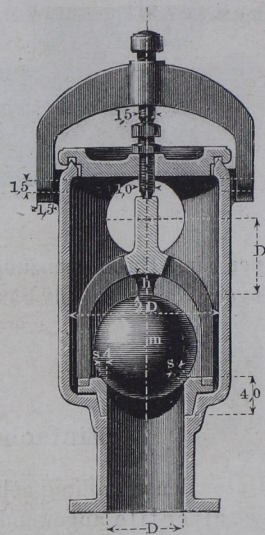


Fig. 379.



beider hängt vor allem von der soeben erwähnten richtigen Anbringung des Abflusskanales ab. Bei unrichtiger Lage desselben verlieren auch Kugelventile nach kurzer Zeit ihren guten Gang.

Die Hubhöhe h der Kegel- und Kugelventile nehme man gleich oder nur wenig grösser als $\frac{D}{4}$.

§. 224.

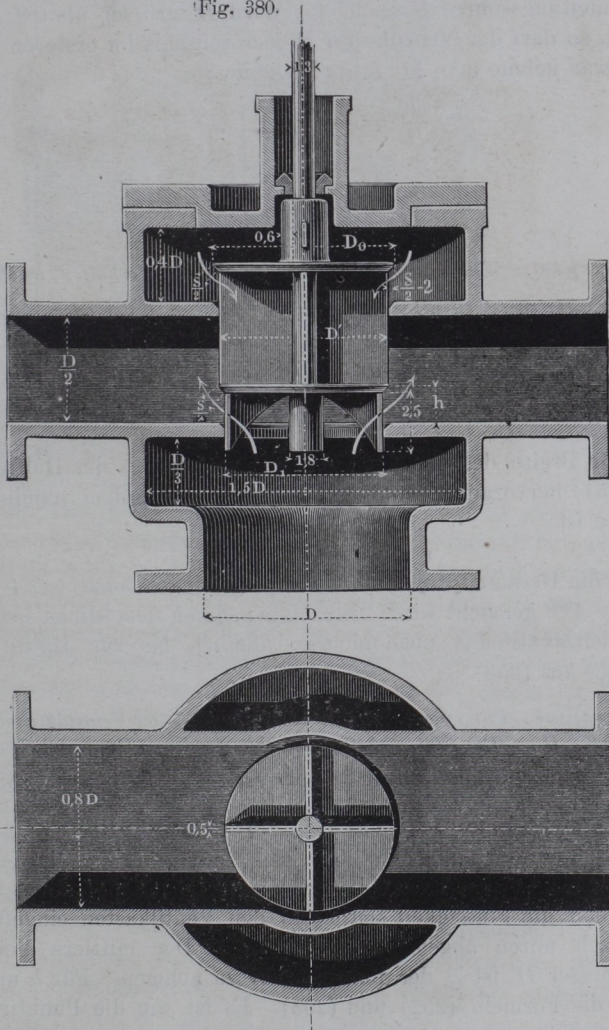
Doppelsitzventile.

Wenn ein gewöhnliches Kegelventil den Flüssigkeitsdruck von oben statt von unten erfährt, so erfordert seine Hebung eine äussere und zwar nicht unbedeutende Kraft, welche proportional der ganzen Ventilprojection ist. Die doppelsitzigen Kegelventile nach den folgenden drei Formen bedürfen dagegen im gleichen

Falle einer weit geringeren Hebekraft, indem diese nur proportional ihrer Spiegelprojection wird. Aus diesem Grunde werden die Doppelsitzventile bei Dampfmaschinensteuerungen vielfach benutzt.

Fig. 380. Hornblower-Ventil, auch Puppen- oder Dockenventil genannt. Dasselbe ist hier so angeordnet, als

Fig. 380.



solle die Flüssigkeit von unten in den Ventilkasten eingeleitet und nach beiden Seiten je zur Hälfte weggeführt werden. Will man die Ableitung ganz nach einer Seite hin haben, so hat man den Kanal etwa doppelt so gross von Querschnitt zu machen, als er hier angegeben ist. Der mittlere Durchmesser D' des Ventiles ist $\geq 0,8 D$ zu nehmen, wenn D den Durchmesser des Zuleitungsrohres bezeichnet. Wird D' grösser als $0,8 D$ gemacht, so darf der Ventilhub h kleiner sein, als im ersteren Falle, und zwar nehme man für h als Minimum:

$$\text{oder } \left. \begin{aligned} \frac{h}{D'} &= \frac{1}{8} \left(\frac{D}{D'} \right)^2 \\ \frac{h}{D} &= \frac{1}{8} \left(\frac{D}{D'} \right) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (252)$$

Beispiel. Will man das Ventil möglichst klein erhalten, macht also $D' = 0,8 D$, so ist zu nehmen: $\frac{h}{D'} = \frac{1}{8} \cdot 1,25^2 = 0,195$ oder $\frac{h}{D} = \frac{1,25}{8} = 0,156$. Bei $D' = D$ wird $\frac{h}{D'} = \frac{h}{D} = \frac{1}{8} = 0,125$; bei $D' = \frac{5}{4} D$: $\frac{h}{D'} = \frac{1}{8} (0,8)^2 = 0,08$ oder $\frac{h}{D} = 0,10$.

Die Breite des einzelnen Ventilsitzes wird = der Hälfte des aus (251) hervorgehenden Werthes genommen, indem nämlich zu machen ist:

$$s = 4 + \sqrt{D'} \dots \dots \dots (253)$$

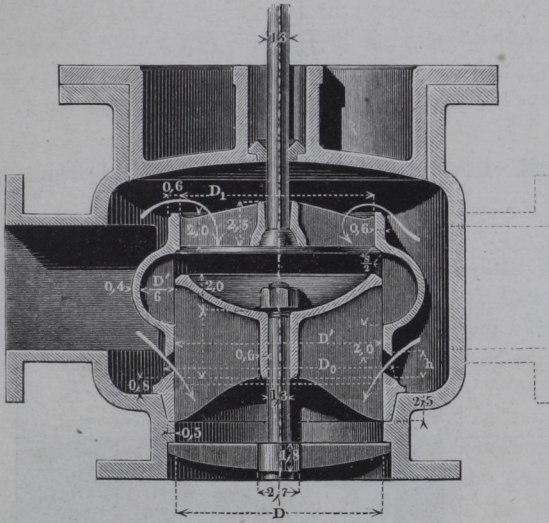
wobei die Gesamtprojection des Spiegelringes auch wie früher = $s - 4^{\text{mm}}$ gemacht wird. Einzelne nehmen neuerdings bei den Doppelsitzventilen s noch kleiner, nämlich bis zur Hälfte des Werthes aus (253).

Beispiel. Für eine Rohrweite von 300^{mm} sei der Ventildurchmesser $D' = 0,8 \cdot D = 0,8 \cdot 300 = 240^{\text{mm}}$ gewählt worden. Dann erhält jeder einzelne Spiegelring die Breite $\frac{s}{2} = \frac{1}{2} (4 + \sqrt{240}) = \frac{1}{2} (4 + 15,5)$, abgerundet 10^{mm} , und die Projection $\frac{1}{2} (s - 4) = 8^{\text{mm}}$.

Das Gros'sche oder Glockenventil, Fig. 381, dient sehr gut, wenn die Flüssigkeit seitlich in den Ventilkasten eingeführt und nach unten abgeleitet werden soll. Der mittlere Ventildurchmesser D' ist \geq der Rohrweite D zu nehmen. Für h und s gelten die Formeln (252) und (253). Es ist wie die Punktirung

andeutet leicht, auch hier die Leitung der Flüssigkeit an beiden Seiten des Kastens anzubringen.

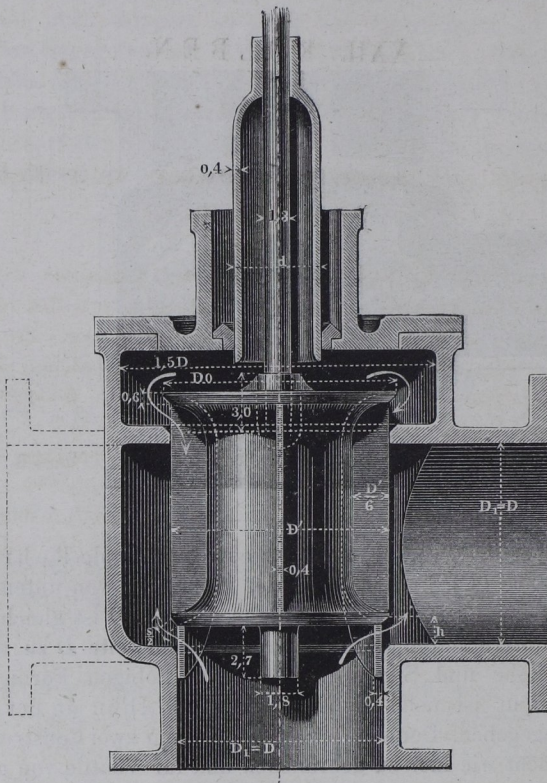
Fig. 381.



Das ebenfalls von Hornblower herrührende Rohrventil zeigt Fig. 382 (a. f. S.) Einleitung der Flüssigkeit von unten, Ableitung zur Seite. Der mittlere Ventildurchmesser D' ist gleich $D + s$, also der untere Durchmesser $D_1 = D$ zu nehmen. Für Hubhöhe und Sitzbreite gelten die obigen Formeln. In unserer Figur ist noch ein Entlastungskolben an der Ventilstange angegeben. Derselbe ist bei den vorigen zwei Constructionen ebenso leicht wie hier zu gebrauchen und für Ventile von grossem Durchmesser sehr empfehlenswerth, indem bei diesen die Hebekraft trotz der Kleinheit der Druckfläche oft noch sehr bedeutend ausfällt. Durch passende Annahme des Durchmessers \varnothing des Kolbens lässt sich die Hebekraft auf jede wünschbare Kleinheit herabziehen. Das punktirte zweite Ableitungsrohr ist leicht anzubringen, wenn es erforderlich ist. Gibt man dem Abflussrohr statt des kreisförmigen einen rechteckigen Querschnitt wie bei Fig. 381, so lässt sich der Abstand der Spiegel, also die Höhe des Ventiles, noch bedeutend herabziehen. Bei den amerikanischen Constructionen findet man das Rohrventil wie das Dockenventil meistens normal zur Achse in der Mitte getheilt ausgeführt und dort zu-

sammengeschraubt; dadurch wird ermöglicht, den untern Ventil-
sitz noch grösser als jetzt zu machen, und zwar wird er sehr nahe

Fig. 382.



so gross wie der obere Sitz ausgeführt, und dadurch also die
Hebekraft noch ganz bedeutend herabgezogen, so weit, dass
nur gerade genug Druck übrig bleibt, um den dichten Verschluss
zu ermöglichen.

Bei allen Doppelsitzventilen ist grosse Sorgfalt auf die An-
fertigung zu legen, damit die Schlussflächen stets gleichzeitig
aufliegen. Das Docken-Ventil, Fig. 380, erfordert die klein-
sten Abmessungen unter den drei Constructionen.

XXII. K O L B E N.

§. 225.

Verschiedene Arten von Kolben und Kolben-Verschlüssen.

Stempel oder Kolben sind Organe zur Aufnahme der Bewegung von Flüssigkeiten und zum Uebertragen von Bewegung auf Flüssigkeiten tropfbarer oder gasförmiger Natur. Sie wirken durch ihre relative Bewegung gegen Gefässe, in welchen sie durch Aenderung ihrer Lage Veränderungen der von denselben umschlossenen Räume verursachen.

Ein Kolben muss behufs der räumlichen Theilung des ihn umgebenden Gefässes oder Stiefels mit einem die Bewegung gestattenden mehr oder weniger dichten Verschluss an den Gefässwänden anliegen, welcher Verschluss demnach in seiner Einrichtung von der Form des Kolbens und des Stiefels abhängig ist. Die gebräuchlichste Kolbenbewegung ist die geradlinige und deshalb die gewöhnliche Kolbenform eine prismatische, welche zudem für die Mehrzahl der Fälle in die des Kreiscylinders gebracht wird. Hier sollen nur die cylindrischen Kolben behandelt werden; aus den für diese gültigen Grundsätzen lässt sich die Construction anders geformter Kolben dann leicht ableiten.

Der dichte Verschluss wird auf mancherlei verschiedene Weisen bewirkt. Eine der gebräuchlichsten Dichtungsarten ist die der Stopfdichtung oder Stopfung, bei welcher elastisch nachgiebige Körper den Kolben in Form eines Ringes umgeben, der gegen die eine der Cylinderflächen während deren Bewegung angepresst wird, in die Gegenwand aber versenkt ist. Das Liderungsmaterial oder die Packung wird durch passende stellbare Vorrichtungen so fest angepresst, dass sie die abzusperrende Flüssigkeit nicht durchlässt.

Je nach der Lage des Packringes in der Wand des Hohlcyllinders, oder in derjenigen des Vollcyllinders kann man innere

oder Hohlpackung und äussere Packung unterscheiden, Fig. 383 und 384, auch eine zweifache Dichtung, welche eine äussere und eine innere an einem Kolben vereinigt, bilden, Fig. 385. Die erstere wird mit Vorzug eine Stopfbüchsendichtung, die zweite eine Kolbendichtung genannt. Lässt man den Stiefel an der einen Seite offen, wie in Fig. 383 bis 385 angedeutet, so heisst der Kolben einfachwirkend; die Formen Fig. 384 und 385 werden

Fig. 383.

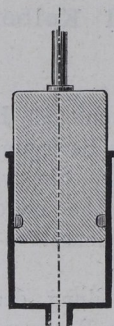


Fig. 384.

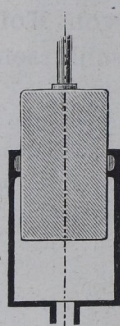
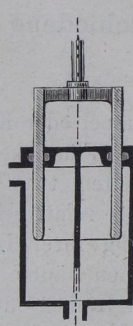


Fig. 385.



insbesondere Tauchkolben oder Taucher genannt; der Kolben Fig. 385 führt auch den Namen Perspektivkolben.

Wird der Stiefel auch auf der andern Seite des Kolbens verschliessbar gemacht, Fig. 386, 387, 388, so kann der Kolben doppelwirkend gebraucht werden und wird danach benannt. Der Kolben Fig. 386 heisst häufig ein Scheibenkolben. Um einen

Fig. 386.

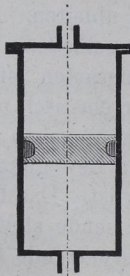


Fig. 387.

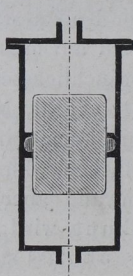
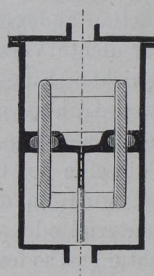


Fig. 388.



doppelwirkenden Kolben von dem Raume ausserhalb des Stiefels aus bewegen zu können, versieht man denselben in der Regel mit

einer nach aussen gehenden Kolbenstange, Fig. 389 und 390, welche selbst einen Kolbenverschluss bekommt und dann nichts anderes ist, als ein mit dem ersten Kolben verbundener Tauchkolben, der gewöhnlich mit Hohlpackung *a* versehen wird (Fig. 384), doch auch äussere Dichtung erhalten kann, wie bei *a'*, Fig. 389, punktirt ist. Dieser zweite Kolben wirkt als Taucher auf die Flüssigkeit, sodass letztere über und unter den Kolben eine verschiedene Einwirkung erfährt. Soll diese Verschiedenheit vermieden werden, so wird auf der Gegenseite des Hauptkolbens eine der ersten gleiche Kolbenstange angebracht, wie in Fig. 389 punktirt ist. Die Kolbenstange kann auf verschiedene Arten vermieden werden, u. a. nach Fig. 391, wo ein Kurbelgetriebe in das Innere des Stiefels gelegt ist; eine andere Methode besteht darin, dass man den Kolben durch Flüssigkeitsdruck in Bewegung setzt (die hydraulische Presse, Joy's Dampfhammersteuerung u. s. w.).

Fig. 389.

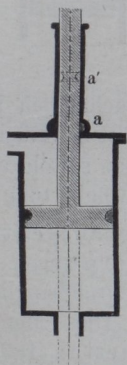


Fig. 390.

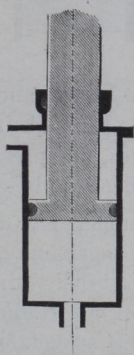
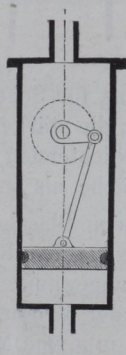


Fig. 391.



Einfach- und doppeltwirkende Kolben erhalten oft Durchlassöffnungen, welche mit Ventilen versehen werden, und heissen dann Ventilkolben, auch durchbrochene, gegenüber den bisher besprochenen massiven Kolben.

Bei der bis hierher vorausgesetzten Dichtungsart muss der dichte Verschluss durch fremden Druck auf die Packung herbeigeführt werden. Denkt man sich zwischen Packung und Gleitfläche eine dünne Schicht der abzusperrenden Flüssigkeit, Wasser, Luft, Dampf u. s. w. gelagert, so wird offenbar die gepresste Flüssigkeit von der stärker gedrückten Seite des Kolbens nach der

schwächer gedrückten nicht wandern können, wenn der Druck auf die Packung so gross ist, dass die vermittelnde Flüssigkeitsschicht dieselbe Spannung hat, welche auf der stärker gepressten Kolben-seite herrscht. Diese Spannung wird aber zwischen Packung und Gleitfläche hervorgerufen bei den sogenannten selbstthätigen, selbstschliessenden oder autoclaven Dichtungen.

Fig. 392 und 393 selbstschliessende sogenannte Stulpdichtungen für Scheibenkolben und Tauchkolben; die stärker gepresste Flüssigkeit drückt auf die Rückseite des verschliessenden (Leder-) Stulpes, so dass dieser mit der vorhin erwähnten Kraft an die Gleitfläche gepresst wird. Fig. 394, Metall-Liderung,

Fig. 392.

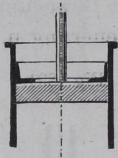


Fig. 393.

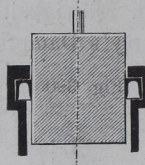
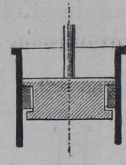


Fig. 394.



meistens für Scheibenkolben, doch auch für Tauchkolben angewandt; die stärker gespannte Flüssigkeit hat Zutritt zur Rückseite des abdichtenden Metallringes, und presst denselben sowohl an die Gleitfläche, als an die eine der Randflächen der Ringbettung.

Dem Blasebalg entnommen ist die Membrandichtung, welche bei den Kolben der sogenannten Priesterpumpe, Fig. 395, angewandt ist. Sie ist bei wirklich undurchdringlichem Stoffe der Membran ganz frei von Undichtheiten. Diese Membran wurde u. a. von Metall (Stahl) ausgeführt von Martini (1852) in

Fig. 395.

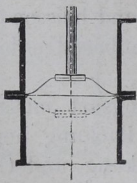


Fig. 396.

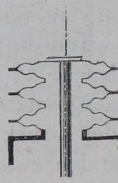
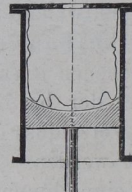


Fig. 397.



einer Dampfmaschine; um sie recht elastisch zu machen, wird sie gewellt und wiederholt angewandt (Manometer), Fig. 396. Eine

Abänderung der Membrandichtung ist die Schlauch- oder Sackdichtung, in Fig. 397 für einen Tauchkolben angegeben*).

Unter die selbstschliessenden Kolbendichtungen gehören auch die hydrostatischen oder Wasserschluss-Dichtungen, Fig. 398 und 399, hier beide für Tauchkolben gezeichnet. Die erstere Form wird u. a. zur Wasserförderung bei Setzmaschinen (Aufbereitungsmaschinen), letztere bei Gasbehältern, Luftpumpen, bei dem Seiler'schen Luftdruck-Hebezeug, bei der Taucherglocke bei den Luftkasten der Unterwasserbauten (Pfeilergründungen)

Fig. 398.

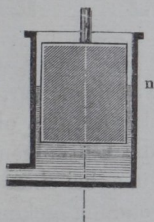


Fig. 399.

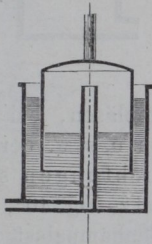
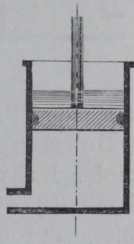


Fig. 400.



u. s. w. aufs mannigfachste benutzt. Stulpdichtungen und gewöhnliche Stopfdichtungen werden nicht selten durch Bedeckung des Kolbens mit einer Wasser- oder Oelschicht gegen Luftdurchlass sichergestellt (Fig. 400).

Eine letzte Klasse der Kolbendichtungen bilden die offenen Dichtungen, Fig. 401 (a. f. S.), welche der abzuschliessenden Flüssigkeit freien Zugang zu einer labyrinthartig gebildeten Umgebung des Kolbens gestatten, und deshalb Labyrinthdichtungen heissen können. Diese Kolbenverschlüsse werden vorzugsweise für Luftabschluss gebraucht. Die abzusperrende Luft ergiesst sich vermöge des Wechsels der dargebotenen Kanalquerschnitte mit fortwährend verzögerter Geschwindigkeit durch das Labyrinth, sodass ihre Spannung an dem Ausgang auf der Gegenseite des Kolbens wesentlich kleiner ist, als auf der Druckseite, um so kleiner, je grösser die Kolbengeschwindigkeit in der Richtung des Luftdurchganges ist (s. Weisbach Mech. III. 2. Abth. §. 410). An der untersten Grenze der Labyrinthdichtungen stehen die Dichtungen, bei

*) Von Dr. Taehau in kleinem Maasstabe (wohl zuerst) für eine Luftverdichtungspumpe mit ausgezeichnetem Erfolge benutzt.

welchen der Kolben als einfache Platte mit seinen Rändern in kleiner Entfernung an den Gefässwänden entlang geht (Fig. 402), wie es z. B. bei der sogenannten Scheibenkunst zur Wasserhebung, bei den Kropfrädern (mittelschlächtigen Wasserrädern), bei den Ven-

Fig. 401.

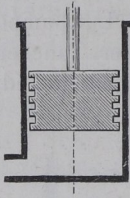


Fig. 402.

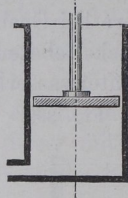
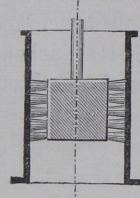


Fig. 403.



tilatoren oder Flügelradgebläsen, bei dem Fabry'schen, dem Lemielle'schen Ventilator u. s. w. der Fall ist. An der oberen Grenze der Labyrinthdichtungen stehen die Luftkolbendichtungen mit Bürstenbesatz, Fig. 403, welche u. a. bei einer Luftdruckeisenbahn beim Sydenhampalast in Anwendung gekommen sind.

Cylindrische Kolben, welche ohne alle Packung dicht eingeschliffen werden, sind nicht häufig. Kleine Anwendungen finden sich bei den Indicatoren, grössere, und wie es scheint sehr befriedigende u. a. bei den Metz'schen Feuerspritzen, wo dieselben sowohl für Wasser- als für Luftförderung dienen. Unter Umständen geht im Gebrauch ein Metallringkolben in Zustände über, bei welchen er sich so verhält, als ob er als fester Cylinder dicht eingeschliffen wäre*).

§. 226.

Stopfbüchsen.

Der Unterschied zwischen den Stopfbüchsen und Kolbendichtungen ist, wie oben erörtert, nur ein constructiver; bei der Stopfbüchsen-Dichtung wird das Liderungsmaterial oder die Packung (Hanf, Leder, Gummi, Filz, Sägespähne, Metall-Segmente) auf der concaven Wandfläche des umschliessenden Körpers an-

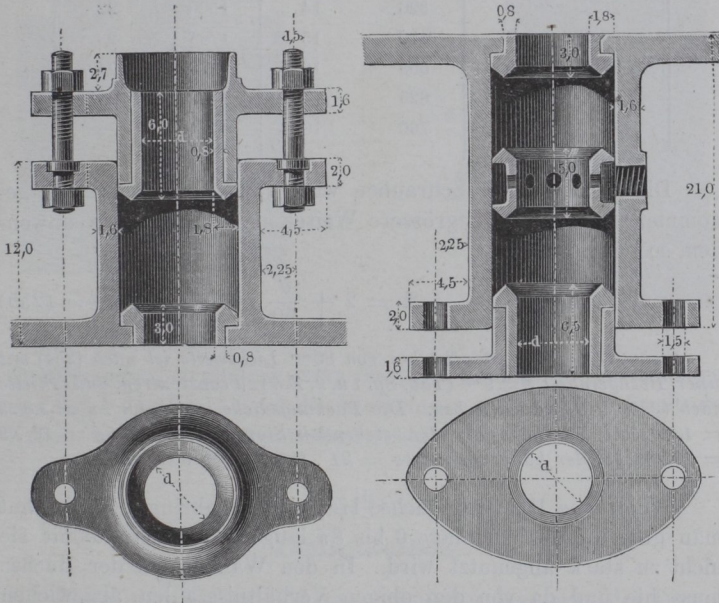
*) Siehe Constructionslehre für den Maschinenbau, Seite 902.

gebracht, während es bei der speziell so bezeichneten Kolben-Dichtung auf der convexen Seite des umschlossenen Körpers gelagert wird.

Die folgenden Figuren zeigen zwei vollständige cylindrische Stopfbüchsen für Hanfliderung bestimmt. Fig. 404 stehende Stopfbüchse, Fig. 405 hängende Stopfbüchse.

Fig. 404.

Fig. 405.



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 weit besser, als die früher gebräuchliche einseitige Zuschärfung der Einlagen, welche sehr leicht aussen um die Packung herum die abzudichtende Flüssigkeit durchlässt. Als Bezugszahl für die den obigen Figuren eingeschriebenen Verhältnisszahlen gilt die empirische Formel:

$$s = 4\sqrt{d + 1} - 3 \dots \dots \dots (254)$$

wobei d die lichte Weite der Stopfbüchse bezeichnet. Dieser Ausdruck liefert folgende Resultate:

d	s	d	s	d	s
5	3	150	11	915	19
9	4	198	12	1093	20
16	5	256	13	1296	21
26	6	326	14	1526	22
39	7	410	15	1785	23
57	8	509	16	2076	24
81	9	625	17	2401	25
112	10	760	18	3164	26

Die Anzahl \mathfrak{N} der Schrauben wird von vielen stets = 2 genommen; will man für grössere Weiten mehr Schrauben anwenden, so nehme man:

$$\mathfrak{N} = 2 + \frac{d}{50} \quad \dots \quad (255)$$

Beispiel. Eine Stopfbüchse von 80^{mm} Lichtweite ist nach (254) mit einer Bezugsinheit $s = 9^{\text{mm}}$ (Tab. Sp. 1 u. 2, Z. 7) zu construiren, und erhalte nach (255) 4 Deckelschrauben. Die Packungsdicke wird: $1,8 \cdot s = 1,8 \cdot 9 = 16^{\text{mm}}$, die Topfhöhe bei der stehenden Stopfbüchse: $12 \cdot s = 12 \cdot 9 = 108^{\text{mm}}$, bei der hängenden: $21s = 21 \cdot 9 = 189^{\text{mm}}$ u. s. w.

Wenn eine Hanfstopfbüchse liegend anzubringen ist, so thut man gut, die Bodeneinlage 6 bis 8s lang zu machen, damit sie nicht zu stark abgenutzt wird. In den Wanddicken der Büchse muss hie und da von den obigen Verhältnisszahlen abgewichen werden, wenn nämlich nebenliegende Wände von grösserer Dicke wegen des Gelingens des Gusses berücksichtigt werden müssen. In solchen und ähnlichen Fällen dienen die obigen Angaben nur als Grundlage.

Zwei Stopfbüchsen mit Lederstulp für Pumpen, insbesondere hydraulische Pressen, sind in Fig. 406 und 407 dargestellt, erstere für kleinere, letztere für grössere Tauchkolben bestimmt. Der Doppelstulp in Fig. 407 wird durch einen eisernen aufgeschnittenen Ring (Springring) gestützt, damit er sich richtig anlegt, ehe die Wasserpressung zu wirken begonnen hat. Ist eine Stopfbüchse nach Fig. 407 in liegender Stellung angeordnet, so wird ein mehrtheiliger Bronzering (in unserer Figur punktirt) unter den Stulp

geschoben, welcher genau die Kolbendicke zur Weite hat, und dazu dient, den Kolben zu tragen und am Gleiten auf der gusseisernen

Fig. 406.

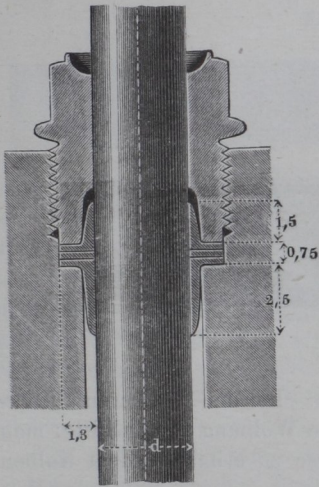
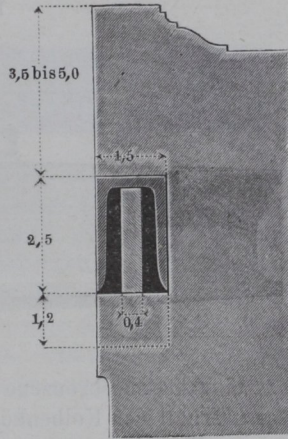


Fig. 407.



Stiefelwand zu verhindern; man lässt ihn ein wenig über den inneren Rand der Einbettung des Stulpringes vorspringen, damit der Kolben nicht die Gusseisenwand streift.

§. 227.

Dampfkolben.

Unter den Kolben sind am wichtigsten diejenigen der Dampfmaschinen. Sie werden bei niederem Dampfdruck oft noch mit Hanfliderung versehen; bei höheren Spannungen wendet man aber durchgehende Metall-Liderung, 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.

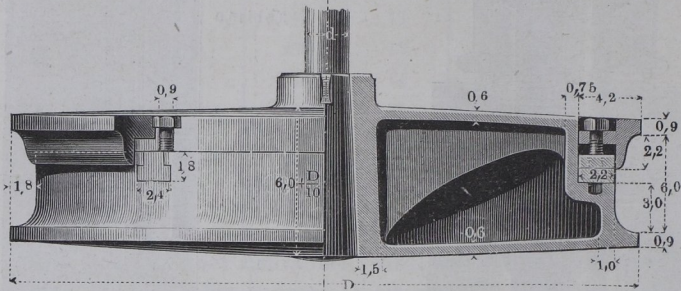
Als Bezugsinheit für die Kolbenabmessungen benutzen wir wieder wie oben die Zahl:

$$s = 4 \sqrt{D + 1} - 3 \dots \dots \dots (254)$$

wobei D den Kolbendurchmesser bezeichnet.

Fig. 408. Hanfkolben, nach der Penn'schen Constructionsart als hohle Dose gegossen; durch einen Ringdeckel wird die Hanfpackung nachgepresst; die Schrauben, welche hierzu dienen,

Fig. 408:

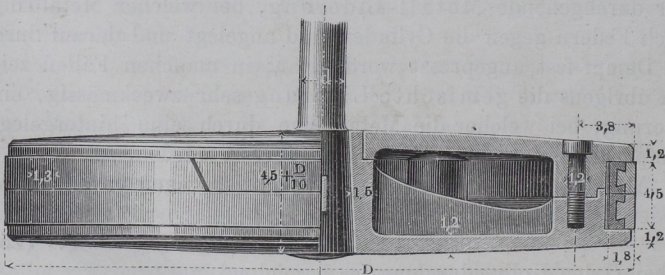


haben eingelassene bronzene Muttern. Bei den grösseren Durchmessern erhält der Kolbenkörper eine Wölbung in der Mitte; man gebe, um diese in angemessener Weise zu erhalten, dem Kolben in der Mitte die Höhe $6s + \frac{D}{10}$, behalte dagegen die Randhöhe 7,8s bei, wenn letztere grösser ausfällt als erstere.

Beispiel. Es sei für einen zu konstruirenden Hanfkolben $D = 600\text{mm}$, so ist $s = 17$. Danach wird: die Dicke der Packung $1,8 \cdot 17 = 31\text{mm}$, die Höhe derselben $6 \cdot 17 = 102\text{mm}$, die Höhe des Kolbenrandes $7,8 \cdot 17 = 133\text{mm}$, die Höhe des Kolbens an der Nabe $6 \cdot 17 + \frac{600}{10} = 162\text{mm}$, was bedeutend mehr ist, als die Randhöhe.

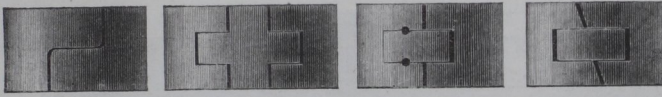
Einen sehr guten Metallkolben (Krauss) zeigt Fig. 409. Zwei schräg aufgeschnittene Ringe aus Stahl mit Weissmetall

Fig. 409.



umgossen bilden die Liderung. Will man jeden einzelnen Kolbenring an der Schnittfuge dicht machen, so kann man einen der in folgender Figur 410 angedeuteten Ringschlüsse anwenden. Die

Fig. 410.

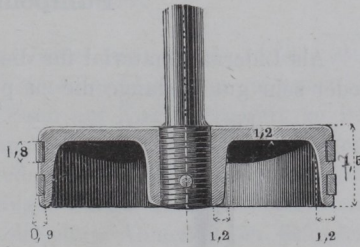
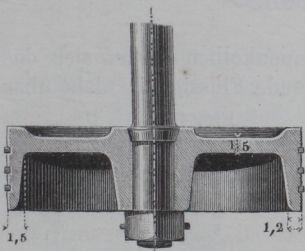


eingesetzten Stücke sind dicht einzuschleifen; dasselbe gilt von der Ueberblattung bei der ersten Abschlussart. Es zeigt sich höchst zweckmässig, die reibenden Flächen der Schlussringe aus einem weicheren Metall als die Cylinderwand herzustellen, damit die Abnutzung vorzugsweise die leichter zu ersetzenden Ringe angreift. Deshalb sind auch ganz bronzene Kolbenringe sehr brauchbar, guss-eiserne und gar stählerne aber nicht zu empfehlen, mit der Ausnahme für Gusseisen, dass dasselbe von besonderer Weichheit, die Cylinderwand aber recht hart sei.

Fig. 411. Ramsbotton'scher Kolben. Drei Stahl- oder besser Messingringe von 6^{mm} Breite und Höhe im Querschnitt bilden die Liderung dieses vielfach bewährt gefundenen Kolbens. Fig. 412 zeigt den sogenannten schwedischen Kolben. Seine Ringe,

Fig. 411.

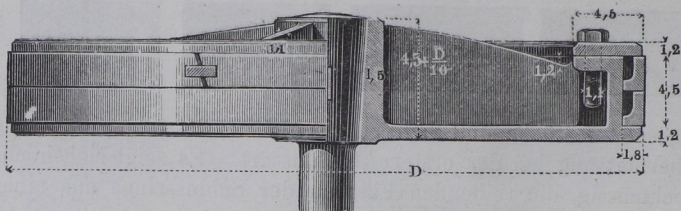
Fig. 412.



aus einer elastischen Bronze oder (was weniger gut ist) aus Schmiedeisen bestehend und nach Fig. 316 I. gestossen, werden so weit auseinandergebogen, dass sie über die Ränder des Kolbenkörpers gehen. Letzterer findet sich auf den schwedischen (Karlssunder) Schiffsmaschinen und danach auf französischen Bahnen in Schmiedeisen ausgeführt gefunden, wodurch er sehr leicht ausfällt. Auch für Luftpumpen hat man neuerdings mit Erfolg den schwedischen Kolben benutzt.

Einen Kolben mit gemischter Liderung, hier für eine einfach wirkende Maschine bestimmt gedacht, zeigt Fig. 413. Die hinter die Metallringe getriebene Hanfpackung bringt einen guten

Fig. 413.



Schluss hervor, wobei sie bei genügender Elasticität doch eine grosse Festigkeit hat. Daher ist diese bei Grubenmaschinen vortrefflich bewährte Kolbenliderung auch bei Schiffmaschinen mit bestem Erfolg statt der reinen Metall-Liderung angewandt worden, indem letztere durch das Hin- und Herschleudern des Kolbens bei heftigen Schwankungen der Schiffe leicht beschädigt wird.

§. 228.

Pumpenkolben.

Als Liderungsmaterial für die Pumpenkolben eignet sich das Leder sehr gut, so lange die zu pumpende Flüssigkeit nicht über

Fig. 414.

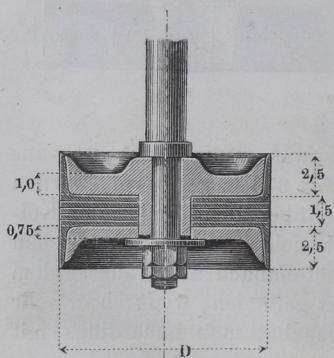
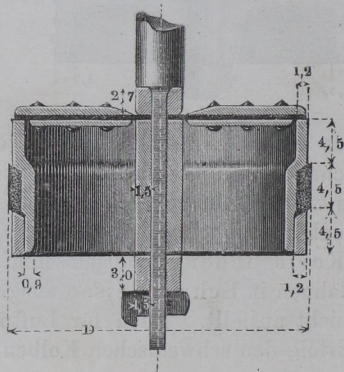


Fig. 415.



30° Temperatur hat; bei höheren Temperaturen wählt man gewöhnlich Hanfliderung, so z. B. für die Speisepumpen der Dampfkessel und die Luftpumpen der Dampfmaschinen und Zuckerküchen. Ein Scheibenkolben mit Stulpdichtung ist in Fig. 414 dargestellt; einen mit Ventilen versehenen Lederkolben, wie er für Schachtpumpen gebräuchlich ist und sehr zweckmässig befunden wurde, zeigt Fig. 415. Die Packung besteht aus konischen Leder- und Leinwandringen, von denen je drei aufeinandergenäht sind. Bei beiden Kolben erfolgt die Anpressung der Packung durch den Wasserdruck. Saure Grubenwasser greifen oft die Lederpackung der Schachtpumpenkolben an; man wendet in solchen Fällen häufig vollständige Metallpackungen (mit Ringen aus weichem Guss-eisen) an; in Fahlun in Schweden hat man in demselben Falle nach vielfachen Versuchen Birkenrinde als das passendste Liederungsmaterial erkannt und eingeführt. Bezugeinheit für die Verhältnisszahlen ist die Einheit s aus Formel (254). Die Tauchkolben der Schachtpumpen erhalten Stopfbüchsen-Dichtung mit Hanfliderung.

§. 229.

Berechnung der Kolbenstange aus dem Kolbendurchmesser.

Die Kolbenstange wird in der Regel aus Schmiedeeisen oder aus Gussstahl gefertigt; sie 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 sie die Berechnung auf Zugfestigkeit erfordert.

a. Berechnung der Stange auf Zugfestigkeit.

Bezeichnet D den Kolbendurchmesser,

δ die Dicke der Kolbenstange,

n den in Atmosphären angegebenen nützlichen Druck auf den Kolben,

so nehme man für die schmiedeiserne, bloss auf Zug beanspruchte Kolbenstange:

$$\frac{\partial}{D} = 0,0408 \sqrt{n} \dots \dots \dots (257)$$

oder mit genügender Annäherung:

$$\frac{\partial}{D} = \frac{57 + 7n}{1000} \dots \dots \dots (258)$$

Beispiel. Ist $n = 4$, so erhält man aus (257): $\frac{\partial}{D} = 0,0816$, also bei einem Kolbendurchmesser von 500mm , $\partial = 500 \cdot 0,0816 = 40,8 \sim 41\text{mm}$. Die Annäherungsformel (258) liefert: $\frac{\partial}{D} = \frac{57 + 28}{1000} = 0,085$, oder bei $D = 500\text{mm}$, $\partial = 42,5 \sim 43\text{mm}$.

Die gussstählerne, bloss auf Zug gebrauchte Kolbenstange darf 0,8mal so dick genommen werden, als die schmiedeiserne.

b. Berechnung der Stange auf Strebfestigkeit.

Unter Beibehaltung der gleichen Bezeichnungen, wenn noch L die Schublänge bedeutet, nehme man:

$$\frac{\partial}{D} = 0,0573 \sqrt{\frac{L}{D}} \sqrt[4]{n} \dots \dots \dots (259)$$

nach welcher Formel folgende kleine Tabelle berechnet ist:

$\frac{L}{D}$	$n = 1$	$n = 2$	$n = 3$	$n = 4$	$n = 5$	$n = 6$	$n = 7$	$n = 8$
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 Pleuelstangenschaftes, §. 201, und das Verhältniss der Elasticitätsmodel beider Materialien, Tabelle §. 2).

Beispiel. Ein Dampfcylinder von 400mm Weite und 1000mm Schublänge habe 4 Atmosphären nützlichen Druck auf den Kolben; dann ist nach Spalte 5 Zeile 3 (wegen $\frac{L}{D} = \frac{1000}{400} = 2,5$) zu nehmen: $\frac{\partial}{D} = 0,128$, oder $\partial = 0,128 \cdot 400 = 51\text{mm}$, was für Schmiedeisen und Gussstahl gilt.

§. 230.

Berechnung der Kolbenstange aus der Pleuelzapfendicke.

Bei den Kurbeldampfmaschinen muss stets die Dicke des Kurbel- oder Pleuelzapfens ermittelt werden; es ist dann bequem, aus dessen Durchmesser d die Dicke der Kolbenstange abzuleiten.

a. Berechnung der Pleuelzapfendicke aus dem Kolbendurchmesser.

Man nehme unter Beibehaltung der obigen Bezeichnungen:

$$\frac{d}{D} = 0,1 \sqrt{n} \dots \dots \dots (260)$$

Hieraus ergibt sich für:

$n =$	1	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{d}{D} =$	0,10	0,14	0,17	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28

wobei der Pleuelzapfen als aus Schmiedeisen gefertigt vorausgesetzt ist.

Beispiel. In einer Condensations-Dampfmaschine von 400^{mm} Cylinderweite habe der Dampf $3\frac{1}{4}$ Atmosphären Ueberdruck, oder $4\frac{1}{4}$ Atm. wirklichen Druck; im Condensator herrsche ein Gegendruck von $\frac{1}{4}$ Atm.; es ist dann $n = 4\frac{1}{4} - \frac{1}{4} = 4$, und also zu nehmen: $\frac{d}{D} = 0,20$, mithin: $d = 0,2 \cdot 400 = 80^{mm}$.

b. Berechnung der Kolbenstange auf Zugfestigkeit.

Für die schmiedeiserne Kolbenstange nehme man nun:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial}{d} = 0,41 \\ \text{für die gussstählerne:} \\ \frac{\partial}{d} = 0,33 \end{array} \right\} \dots \dots \dots (261)$$

Beispiel. Für obige Dampfmaschine liefert (261) für die schmiedeiserne Kolbenstange die Dicke $\partial = 0,41 \cdot d = 0,41 \cdot 80 = 32^{mm}$.

c. Berechnung der Kolbenstange auf Strebfestigkeit:

Hat die Kurbel eine Armlänge R , so mache man bei der schmiedeisernen, wie bei der gussstählernen Kolbenstange:

$$\frac{\vartheta}{d} = 0,25 \sqrt{\frac{R}{d}} \dots \dots \dots (262)$$

oder genügend angenähert:

$$\vartheta = \frac{d}{2} + \frac{R}{32} \dots \dots \dots (263)$$

Beispiel. Bei unserer obigen Dampfmaschine wird in der Regel die Kolbenstange abwechselnd auf Zug- und Strebfestigkeit beansprucht werden, wobei denn die letztere zu berücksichtigen ist. Wir erhalten dafür wegen $R = \frac{1000}{2} = 500\text{mm}$, wenn die Stange aus Schmiedeisen

oder Gussstahl: $\frac{\vartheta}{d} = 0,25 \sqrt{\frac{500}{80}} = 0,25 \cdot \sqrt{6,25} = 0,25 \cdot 2,5 = 0,625$,
 oder $\vartheta = 0,625 \cdot 80 = 50\text{mm}$. Die Annäherungsformel (263) ergibt:
 $\vartheta = \frac{80}{2} + \frac{400}{32} = 40 + 13 = 53\text{mm}$.

Die Abmessungen des Kolbenkeiles bestimmen sich aus der Kurbelzapfendicke d wie bei den Querhäuptern, indem man seine Dicke $= 0,15 (d + 5)$, seine Höhe in der Mitte $= 0,5 (d + 5)$ nimmt. Für das obige Beispiel erhalte man also eine Keildicke: $0,15 \cdot (40 + 5) = 6,8$ oder 9mm , und eine mittlere Keilhöhe: $0,5 \cdot 45 = 23\text{mm}$.

XXIII. SEILE UND KETTEN.

§. 231.

Verschiedene Arten von Seilen und Ketten.

Im allgemeinen werden die Seile und Ketten zur Ausübung von Zugkräften benutzt und können als Zugkraftorgane, d. h. als Organe, welche wesentlich nur als Mittel zur Uebertragung von Zugkräften geeignet sind, bezeichnet werden; man unterscheidet bei ihnen zwei Hauptarten, nämlich:

1. die stehenden Seile und Ketten,
2. die laufenden Seile und Ketten.

Erstere dienen zum blossen Tragen von Lasten, zum Verspannen von Bauwerken und kommen z. B. bei den Hängebrücken, beim Takelwerk der Schiffe, beim Spannwerk eiserner Kamine u. s. w. vor. Die laufenden Seile finden ihre Anwendung bei den Flaschenzügen, den Haspeln, Seilwinden, Krahnern, überhaupt den Aufzugmaschinen, ausserdem auch bei den Schnur-, Seil- und Kettentriebwerken oder indirekt wirkenden Rädern (s. §. 107). Hiernach kann man die Zugkraftorgane unter 2. noch in:

- a. Lastseile und -Ketten,
- b. Triebseile und -Ketten

trennen, welche eine verschiedene Ausbildung in der Praxis erfahren haben. Diese besteht namentlich darin, dass bei den Triebseilen und -Ketten ganz besondere Rücksicht auf den Schutz vor Abnutzung genommen werden muss, und ausserdem auf das Endlosmachen, d. i. die in sich selbst zurücklaufende Form des Organes, Bedacht zu nehmen ist. Vergl. Kap. XIII.

Die Materialien der Seile sind Pflanzenfaser, namentlich Hanf, und Metall, namentlich Eisendraht; die Ketten werden kaum anders als aus Eisen gefertigt. Es sollen nun die Hanfseile, Drahtseile und Ketten getrennt besprochen werden.

A. Hanfseile.

§. 232.

Runde Seile.

Am meisten gebräuchlich sind die runden dreilitzigen Seile. Sie werden fest oder lose geschlagen, je nachdem sie mehr als stehende oder als laufende Seile dienen sollen, und sind entsprechend stärker oder schwächer zu belasten. Bezeichnet:

P die Belastung des Seiles,

d den Durchmesser des um die drei Litzen beschriebenen Kreises,

u den Seilumfang (d. i. die Länge eines das Seil umspannenden Fadens),

δ die Dicke jeder der drei Litzen,

so ist zunächst:

$$\left. \begin{aligned} d &= 2,15 \delta \\ u &= 6,14 \delta = 2,85 d \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (264)$$

und kann genommen werden:

für lose geschlagene Seile:

$$\left. \begin{aligned} d &= 1,2 \sqrt{P} \\ u &= 3,42 \sqrt{P} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (265)$$

$$P = 0,7 d^2 = 0,085 u^2 \dots \dots \dots (266)$$

für fest geschlagene Seile:

$$\left. \begin{aligned} d &= \sqrt{P} \\ u &= 2,85 \sqrt{P} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (267)$$

$$P = d^2 = 0,125 u^2 \dots \dots \dots (268)$$

Eine Reihe von Werthen nach diesen Formeln gibt die unten folgende Tabelle.

Der Halbmesser R der Rollen und Trommeln, um welche die Seile geschlungen werden, wenn sie laufende Seile sind, soll bei den losen Seilen nicht weniger als 3 bis 4 d , bei den festen nicht weniger als 6 bis 8 d , gemessen bis zur Seilmitte, betragen. Bei ganz starkem Gebrauch wie bei den Fördermaschinen der Gruben geht man mit R nicht unter 25 d .

Flache Hanfseile werden aus 4 bis 6 runden Seilen zusammengenäht, deren jedes auf beziehlich auf $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{6}$ der Last zu

berechnen ist, wobei jedoch eine sorgfältige Anfertigung vorausgesetzt ist.

§. 233.

Gewicht der Hanfseile und Einfluss desselben.

Das Gewicht G_0 auf den laufenden Meter ist im Durchschnitt:

bei den lose geschlagenen Seilen:

$$G_0 = 0,00071 d^2 \dots \dots \dots (269)$$

bei den festen Seilen:

$$G_0 = 0,00106 d^2 \dots \dots \dots (270)$$

oder auch bei losen und festen (und ausserdem runden oder flachen, drei- oder vierlitzigen) Seilen:

$$G_0 = \frac{P}{1000} \left. \vphantom{G_0} \right\} \dots \dots \dots (271)$$

woraus

$$P = 1000 G_0$$

Die beiden letzten Formeln zeigen, dass man die Tragkraft eines Seiles von übrigens bekannter Material- und Anfertigungsgüte aus seinem Gewicht bestimmen kann. Nach (271) trägt nämlich ein Seil bei Vernachlässigung der Wirkung seines Eigengewichtes 1000mal so viel als es pro laufenden Meter wiegt.

Will man das Eigengewicht des senkrecht herabhängenden Seiles berücksichtigen, was in der Regel unnöthig ist, so hat man

in den Formeln (265) bis (271) für P den Werth $\frac{P}{1 - \frac{L}{1000}}$ zu

setzen, wobei L die Seillänge in Meter angibt. Für $L = 1000^m$ wird dann d unendlich gross, d. h. das Seil wird dann schon durch sein Eigengewicht auf seine ganze Tragkraft beansprucht. Die Länge von 1000^m kann die Traglänge des Seiles genannt werden.

Hat das Seil eine grössere Länge als die Traglänge, so beansprucht sein eigenes Gewicht es über die statthafte Grenze hinaus. Bei einer Länge von 5000 bis 6000^m wird das Seil durch sein eigenes Gewicht zerrissen, weshalb man diese Länge die ZerreiSSLänge nennen kann.

Bei einem ganz in Wasser getauchten Seil (Ankertau, Senkbleischnur) steigen Trag- und ZerreiSSLänge auf und über das Doppelte der obigen Zahlen.

§. 234.

Tabelle über die dreilitzigen Hanfseile.

Seil		Lose Seile			Feste Seile			
d	u	P	R	G ₀	P	R		G ₀
						Haspel	Förderung	
10	28,5	70	30	0,071	100	60	250	0,106
12	34	101	36	0,102	144	72	300	0,153
15	43	158	45	0,160	225	90	375	0,239
20	57	280	60	0,284	400	120	500	0,424
25	71	438	75	0,444	625	150	625	0,663
30	85	630	90	0,64	900	180	750	0,95
35	100	858	105	0,87	1225	210	875	1,30
40	114	1120	120	1,14	1600	240	1000	1,70
45	128	1418	135	1,44	2025	270	1125	2,15
50	145	1750	150	1,78	2500	300	1250	2,65
55	160	2118	165	2,15	3025	330	1375	3,21
60	171	2520	180	2,56	3600	360	1500	3,82
65	185	2958	195	3,00	4225	390	1625	4,48
70	200	3430	210	3,48	4900	420	1750	5,19
75	214	3938	225	4,00	5625	450	1875	5,96
80	228	4480	240	4,54	6400	480	2000	6,78
90	257	5670	270	5,75	8100	540	2250	8,59
100	285	7000	300	7,10	10000	600	2500	10,60

Beispiele. Ein Flaschenzugseil für 450^k Zuglast ist als lose-geschlagenes Seil auszuführen und erhält nach Spalte 3, Zeile 5 eine Dicke $d = 25^{\text{mm}}$, ferner einen Rollenhalbmesser von wenigstens 75^{mm}, und bei 150^m Länge ein Gewicht von $150 \cdot 0,444 = 66,6^{\text{k}}$. — Ein festgeschlagenes Seil von 50^{mm} Durchmesser kann nach Spalte 6, Zeile 10 mit 2500^k belastet werden und wiegt pro laufenden Meter 2,65^k. Besässe dasselbe Seil 400^m herabhängende Länge, so wäre die anzuhängende Last zu vermindern auf $(1 - \frac{400}{1000}) 2500 = 0,6 \cdot 2500 = 1500^{\text{k}}$.

B. Drahtseile.

§. 235.

Runde Eisendrahtseile.

Die Eisendrahtseile werden am häufigsten 36drähtig gemacht, und dabei aus 6 Litzen von je 6 Drähten zusammengesetzt. Nennt man:

δ die Drahtdicke,

d den Seildurchmesser,

i die Drahtzahl,

P die dem Seile anzuhängende Last,

R den Halbmesser der Seiltrommel,

so nehme man:

$$\delta = \frac{3}{8} \sqrt{\frac{P}{i}} \quad (274)$$

$$\frac{P}{i} = 7,11 \delta^2 \quad (275)$$

woraus bei $i = 36$ wird:

$$\delta = \frac{1}{16} \sqrt{P} \quad (276)$$

$$P = 256 \delta^2 \quad (277)$$

und gleichzeitig $d = 8 \delta$ ist. Dabei nehme man gleichzeitig den Rollenhalbmesser nicht kleiner als folgende Formel angibt:

$$\frac{R}{\delta} = 555 \quad (278)$$

was bei 36drähtigen Seilen $\frac{R}{d} = \text{nahe } 70$ liefert*):

Beispiel. Ein Förderseil von 42 Drähten erhält bei 2100^k Last nach (274) eine Drahtdicke $\delta = \frac{3}{8} \sqrt{\frac{2100}{42}} = \frac{3}{8} \sqrt{50} = 2,65^{\text{mm}}$. Das 36drähtige Seil erhalte nach (276) die Drahtdicke $\delta = \frac{\sqrt{2100}}{16} = 2,86^{\text{mm}}$. Im ersteren Falle wäre der Seiltrommel ein Halbmesser von wenigstens $555 \cdot 2,65 = 1470^{\text{mm}}$ zu geben; im zweiten Falle würde R nicht kleiner als $555 \cdot 2,86 = 1587^{\text{mm}}$ genommen werden dürfen.

*) In der Praxis der Grubenfördermaschinen findet man noch sehr häufig R kleiner genommen.

§. 236.

Flache oder Banddrahtseile.

Für grosse Lasten eignen sich die flachen oder Bandseile darum sehr gut, weil sie verhältnissmässig kleinere Trommeln erhalten dürfen, als die runden. Am gebräuchlichsten sind die aus 6 Strähnen von je 24 Drähten gebildeten Bandseile, bei denen somit $i = 144$ ist, und welche entweder durch quergenähte Drähte oder durch flache Stifte zusammengehalten werden. Zur Berechnung dienen die obigen Formeln (274) bis (278).

Beispiel. Obige 2100^k Last würden bei einem 144drähtigen Bandseil nach (274) eine Drahtdicke $\delta = \frac{3}{8} \sqrt{\frac{2100}{144}} = 1,43^{mm}$, und nach (278) einen Rollenhalbmesser $R = 555 \cdot 1,43 = 794^{mm}$ verlangen.

Die Treibseile wurden in Kap. XIII. behandelt, weshalb sie hier übergangen werden.

§. 237.

Gewicht der Drahtseile und Einfluss desselben.

Ein Eisendrahtseil von i Drähten von der Dicke δ hat pro laufenden Meter ein Gewicht G_0 :

$$G_0 = 0,007 i \delta^2 \dots \dots \dots (279)$$

woraus für $i = 36$ hervorgeht:

$$G_0 = \frac{\delta^2}{4} \dots \dots \dots (280)$$

Beispiel. Demnach² wiegt das obige 36drähtige Seil von 2,86^{mm} Drahtdicke pro laufenden Meter $\frac{2,86^2}{4} = 2,04^k$.

Aehnlich wie bei den Hanfseilen ist auch hier das laufende Gewicht der zulässigen Belastung proportional, und zwar ergibt sich auch hier:

$$\left. \begin{aligned} G_0 &= \frac{P}{1000} \\ P &= 1000 G_0 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (281)$$

Ein Drahtseil wiegt also bei gleicher Länge und Belastung (ungefähr) ebensoviel als ein Hanfseil, welches nach unseren obigen Formeln berechnet ist; auch kann man hier wie dort aus dem Gewicht des Seiles (gutes Material vorausgesetzt) auf seine Tragkraft direct schliessen.

Die Traglänge eines Drahtseiles ist nach (281) = 1000^m; die ZerreiSSLänge liegt bei 5000 bis 6500^m. Willman das Eigengewicht eines herabhängenden Seiles bei Bestimmung von dessen Dicke berücksichtigen, so hat man wieder statt P dessen $\frac{1}{1 - \frac{L}{1000}}$

fachen Werth einzuführen. — Bei einem in Wasser gesenkten Seile werden Trag- und ZerreiSSLänge etwa auf das $\frac{10}{9}$ fache erhöht.

Beispiel. Hätte der Schacht für das oben berechnete Grubenseil von 2100^k Tragkraft eine Tiefe von 400^m, so würde man statt 2100^k eine Last von $\frac{2100}{1 - 0,4} = \frac{2100}{0,6} = 3500^k$ einzuführen haben, wofür die Drahtdicke wesentlich gesteigert werden muss. — Ein eiserner Senkleiddraht oder ein Telegraphentau würde durch sein eigenes Gewicht zerrissen, wenn er $\frac{10}{9} \cdot 6500^m = \text{circa } 7200^m$ tief ins Meer gesenkt würde.

§. 211.

Tabelle über die Eisendrahtseile.

Draht-		Runde 36er Seile			Flache 6mal 24er Seile				R
Dicke	Nr.	d	P	G ₀	d	b	P	G ₀	(Minim.)
mm	engl.	mm.	Kil.	Kil.	mm.	mm.	Kil.	Kil.	mm.
1	20	8,0	256	0,25	6,0	36,0	1024	1,00	555
1,2	19	9,6	369	0,36	7,2	43,2	1474	1,45	666
1,4	18	11,2	502	0,49	8,4	50,4	2007	1,98	777
1,6	17	12,8	655	0,64	9,6	63,6	2621	2,58	888
1,8	16	14,4	829	0,81	10,8	64,8	3317	3,27	999
2,00	15	16,0	1024	1,00	12,0	72,0	4095	4,03	1110
2,25	14	18,0	1296	1,26	13,5	81,0	5183	5,10	1249
2,50	13	20,0	1600	1,56	15,0	90,0	6399	6,30	1388
2,75	12	22,0	1936	1,99	16,5	99,0	7743	7,62	1526
3,00	11	24,0	2304	2,25	18,0	108,0	9215	9,07	1665

Beispiel. Eine Fördermaschine soll Lasten von 600^k in 950^k schweren Fördergerippen aus 150^m Tiefe heben; für das 144drähtige Bandseil, vermittelt dessen dies geschehen soll, haben wir als Zugkraft P einzuführen: $\frac{950 + 600}{1 - 0,150} = \frac{1550}{0,85} = 1820^k$, was nach Spalte 8, Zeile 3 auf eine Drahtdicke von $1,4^{mm}$, also eine Seilbreite von $50,4^{mm}$ und einen Trommelhalbmesser von wenigstens 777^{mm} führt. Dabei wiegt das Seil pro Meter $1,98^k$.

C. K e t t e n .

§. 239.

Lastketten.

Die Ketten, deren sich der Maschinenbauer bedient, zerfallen oder lassen sich zerfallen in Lastketten und Treibketten, je nachdem sie zum blossen Tragen oder Fortbewegen von Lasten, oder zum Uebertragen der Bewegung bei indirekt wirkenden Rädern dienen sollen. Die Lastketten sollen hier mit Vorzug besprochen werden; sie werden aus Schmiedeisen gefertigt und kommen in mancherlei Formen zur Verwendung, von denen folgende die wichtigsten sind:

1. die weite Ringkette (deutsche Kette), Fig. 416,
2. die enge Ringkette (englische Kette), Fig. 417,
3. die Stegkette (Kettentaue), Fig. 418,
4. die Schleifenkette, Fig. 419,

Fig. 416.

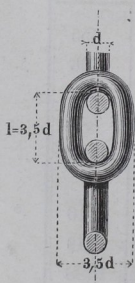


Fig. 417.

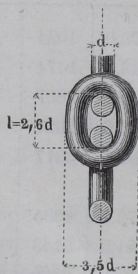


Fig. 418.

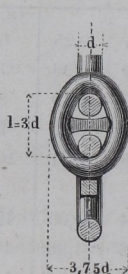
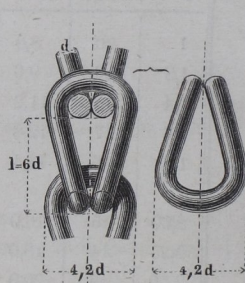


Fig. 419.



5. die Hakenkette (Vaucanson'sche Kette), Fig. 420,
6. die Gelenkkette (Galle'sche Kette), Fig. 421.

Der Abstand der Mitten aufeinanderfolgender Glieder heisst die Baulänge des Kettengliedes; dieselbe ist in den Figuren 416 bis 421, mit l bezeichnet, jedesmal besonders angegeben.

Fig. 420.

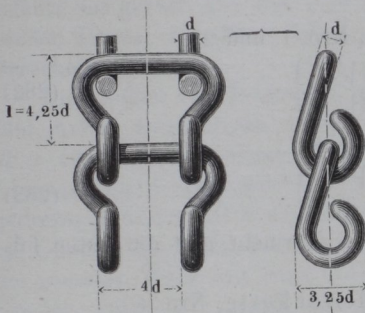
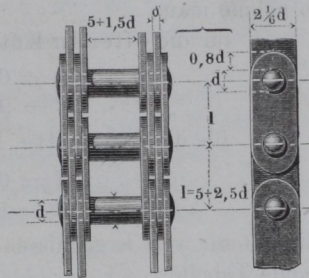


Fig. 421.



Die weite Gliedkette unterscheidet sich von der engen nur durch eine grössere Gliedlänge, welche nämlich $3,5d$ statt $2,6d$ genommen wird. Diese Vergrösserung gestattet aber, ein Kettenglied zu schweissen, wenn zwei andere in dasselbe eingehängt sind, was bei der ersten Art nicht angeht; ausserdem macht die Gliedverlängerung die Kette etwas leichter. Die Ketten unter 1. und 2. heissen auch offene Ketten, im Gegensatz zu den Stegketten, bei welchen der Quersteg die Oeffnung des Gliedes verschliesst. Letzterer verstärkt nicht allein die Kette, sondern er schützt sie auch davor, sich zu verwirren, weshalb die Stegkette als Ankerkette vortrefflich ist.

Die Schleifenkette ist ebenfalls unverwirrbar; sie gewährt ausserdem den eigenthümlichen Vortheil, dass man ihre Glieder einzeln vor Zusammensetzung der Kette schweissen kann, indem dieselben behufs Bildung der Kette nur gebogen werden; diese Kette wird auf einer von Weissenborn (Amerika) construirten Maschine fabrikmässig gefertigt. Bei der Hakenkette, welche nur für kleine Kräfte taugt, werden die Glieder gar nicht geschweisst, sondern nur gebogen. Diese Kette eignet sich auch als Treibkette, ist aber nur für kleine Kräfte vortheilhaft.

Die Gelenkkette wurde in den letzten Jahren von Neustadt als Lastkette angewandt, nachdem sie bis dahin vorzugsweise nur als Treibkette gedient hatte. Sie eignet sich vorzüglich für Krähne und ähnliche Windwerke, weil sie sehr kleine Trommeln gestattet

und dadurch den Treibmechanismus in seinen Dimensionen bedeutend herabzieht.

Bezeichnet d die Ketteneisendicke,

P die Belastung der Kette,

so nehme man:

für die offenen Ketten, Nro. 1. und 2.:

$$\left. \begin{aligned} d &= 0,326 \sqrt{P} \\ P &= 9,42 d^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (282)$$

für die Stegkette, Nro. 3.:

$$\left. \begin{aligned} d &= 0,27 \sqrt{P} \\ P &= 14,14 d^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (283)$$

Eine Reihe von Ergebnissen dieser Formeln gibt die unten folgende Tabelle.

Ferner hat man für die Schleifenkette, Nro. 4.:

$$\left. \begin{aligned} d &= 0,196 \sqrt{P} \\ P &= 26 d^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (284)$$

für die Hakenkette, Nro. 5.:

$$\left. \begin{aligned} d &= 0,5 \sqrt{P} \\ P &= 4 d^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (285)$$

für die Gelenkkette, Nro. 6.:

bei der Plattenzahl i in jedem Gliede und der Dicke δ der Gliedplatten:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{\delta} &= 0,8 (i + 2) \\ \delta &= \frac{0,35}{i + 1} \sqrt{P} \\ P &= 8,35 (i^2 + 2i) \delta^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (286)$$

wobei man für i die gerade Zahl wählt, welche zunächst liegt dem Werthe:

$$i = \frac{1}{3} \sqrt[3]{P} \dots \dots \dots (287)$$

Die Gelenkkette wird bei ihrer Benutzung als Lastkette gerade so behandelt, als ob sie eine Treibkette wäre. Man lässt sie nämlich auf ein zwischen die Gliedbolzen mit seinen Zähnen greifendes Zahnrad treten, und dasselbe nach etwa einer halben Umdrehung wieder verlassen. Das straffe oder führende Kettentrum trägt die aufziehende Last, das leere oder geführte Trum wird in eine Rinne (aus Eisenblech oder dergleichen) geleitet, in welche es von den beim Aufwinden stets neu hinzutretenden Gliedern, die von der Trommel kommen, fortgeschoben wird, und bei

genügender Enge der Rinne diese auch dann durchläuft, wenn dieselbe aufsteigend und curvenförmig gestaltet ist. Bei Uferkrahnen wird die Kettenrinne im Auslader oder Wippbaum untergebracht. Die stärkste Beanspruchung während des Aufwindens erfährt das gerade auf das Trommelrad tretende Glied des führenden Trums; für dieses Glied gilt denn auch die vorstehende Berechnung.

Den Rollen und Trommeln, um welche die Ketten der ersten fünf Arten geschlungen werden, gebe man einen Halbmesser $R = 10 - 12d$, gemessen bis zur Kettenmitte. Behufs guter Lagerung der Glieder wird für die Ringketten der Rollenrand eingedreht, entweder mit einfacher Rinne, Fig. 422, wobei immer je ein Glied in die Rollenebene, eines normal dazu kommt, oder nach der neuesten Weise mit einer Doppelrinne, Fig. 423, wobei die Glieder unter 45° gegen die Rollennachse geneigt erscheinen. Diese neuere Rinnenart soll die Kette weit sicherer leiten, als die ältere. Die Leitrollen und Trommeln für die Gelenkkette erhalten Zähne, welche die Gelenkbolzen zwischen sich nehmen, und daher zur Theilungssehne die Länge l des Gliedes der Kette erhalten.

Fig. 422.

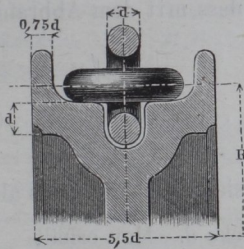
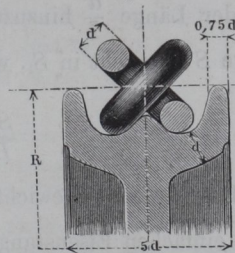


Fig. 423.



Blosse Leitrollen erhalten 16 bis 30 Zähne, die Trommel dagegen nur 8. Sie wird aus Schmiedeisen, und meist mit ihrer Achse aus einem Stück gemacht. Der Theilkreishalbmesser r dieser Kettenräder von der Zähnezahl z ist:

$$r = \frac{l}{2 \sin \frac{180^\circ}{z}} \dots \dots \dots (288)$$

woraus für $z = 8$ sich ergibt:

$$r = 1,3065 l \dots \dots \dots (289)$$

Beispiel. Für die Last $P = 10000^k$ sei eine Gelenkkette zu construiren. Wir nehmen für dieselbe nach (287) die Platten- oder Gelenk-

zahl pro Glied: $i = \sqrt[3]{10000} = 7,16 \sim 8$, und haben alsdann:
 $\delta = \frac{0,35 \cdot \sqrt{10000}}{8 + 1} = 3,9 \sim 4^{mm}$; $d = 4 \cdot 0,8 \cdot 10 = 32^{mm}$; die Baulänge
 $l = 5 + 2,5 \cdot 32 = 85^{mm}$; die Plattenbreite $b = 2\frac{1}{6} \cdot 32 \sim 69^{mm}$; die
 Länge des Bolzenschaftes $= 5 + 1,5 \cdot 32 = 53^{mm}$, die Dicke desselben
 $= \frac{6}{5} \cdot 32 \sim 38^{mm}$; die Scheitelhöhe des Gliedes über dem Bolzen:
 $0,8 \cdot 32 \sim 26^{mm}$. Eine 8zählige Triebtrommel würde wegen $l = 85$
 den Halbmesser $r = 1,3065 \cdot 85 = 111^{mm}$ erhalten.

§. 240.

Eisenlänge und Gewicht der Ketten.

Die Länge S des Stabes, aus welchem eine Kette von der Länge L gebildet gedacht werden kann, verhält sich bei den aus Rundeisen gefertigten Ketten zu L , wie die Länge s des gestreckten Kettengliedes zu der Baulänge l desselben, oder:

$$\frac{S}{L} = \frac{s}{l} \quad \dots \dots \dots (290)$$

Für den Abbrand beim Schmieden ist für jedes Glied ein Stück von der Länge $\frac{d}{2}$ hinzuzurechnen, so dass mit dem Abbrand die Länge S übergeht in S_1 , wofür gilt:

$$\frac{S_1}{L} = \frac{s + \frac{d}{2}}{l} \quad \dots \dots \dots (291)$$

Das laufende Gewicht G_0 ergibt sich $\frac{s}{l}$ mal so gross als das einer einfachen Eisenstange von der Dicke d . Man erhält

für die enge offene Kette:

$$G_0 = 0,0226 \delta^2 \quad \dots \dots \dots (292)$$

für die weite offene Kette:

$$G_0 = 0,0190 d^2 \quad \dots \dots \dots (293)$$

für die Stegkette:

$$G_0 = 0,0235 d^2 \quad \dots \dots \dots (294)$$

Bei der letzteren ist für den gusseisernen Quersteg bei jedem Glied noch ein Cylinder von der Dicke und Länge d , als an Gewicht dem Stege sehr nahe gleich, hinzugerechnet, allgemein also statt $\frac{s}{l}$ ein Werth $\frac{s'}{l}$ eingeführt, wobei s' die ideelle Länge eines

einfachen Ringgliedes bezeichnet, welches das Gewicht des zu untersuchenden Gliedes hat. Ein solcher Werth lässt sich auch für die Gelenkkette aufstellen. Die folgende Tabelle enthält nach diesen Formeln ermittelte Werthe.

Auch hier besteht wie bei den Seilen ein festes Verhältniss zwischen dem laufenden Gewicht und der Tragkraft, und zwar erhält man die in folgender Tabelle zusammengestellten Werthe.

In derselben bezeichnet noch ausser den schon bekannten Benennungen L_t die Traglänge, L_3 die Zerreisslänge einer Kette; \ominus die Zugspannung in den auf Zug beanspruchten Querschnitten, B_3 die in denselben Querschnitten beim Bruch der Kette eintretende Spannung, aus Versuchen rückwärts berechnet.

Benennung der Kette.	$\frac{s}{d}$	$\frac{s}{l}$	$\frac{s'}{l}$	\ominus	$\frac{G_0}{P}$	L_t	B_3	L_3
						Meter		Meter
Weite Ringkette	11,0	3,14	—	6	0,0020	500	24	2000
Enge Ringkette .	9,6	3,68	—	6	0,0024	400	24	1600
Stegkette	10,6	3,53	3,87	9	0,0017	600	32	2100
Schleifenkette . .	36,0	6,00	—	8,25	0,0014	700	26(?)	2100
Hakenkette . . .	21,25	5,00	—	2,5	0,0078	130	10	520
Gelenkkette . . .	—	—	3,58*)	8,25	0,0034	300	—	—

Aus diesen Zahlen gehen die relativen Werthe der verschiedenen Kettenarten deutlich und überzeugend hervor, soweit der Eisenverbrauch maassgebend ist. Die Zerreisslängen der verschiedenen Ketten sind nicht besonders gross. Ankerketten werden daher in den grössten Tiefen des atlantischen Oceans (2000 bis 4000^m) leicht durch ihr eigenes Gewicht beschädigt, oder gar zerrissen, da ihre Zerreisslänge im Wasser nur etwa $\frac{9}{8}$ mal so gross ist, als die obigen Zahlen angeben.

Bei der Gelenkkette ist die Traglänge sehr klein, indessen wird dieselbe dadurch für Krahne und Windwerke nicht unpraktisch, da ihre Länge dort immer bedeutungslos auftritt.

Im allgemeinen hat eine Kette, wie aus (290) hervorgeht, eine um so günstigere Beziehung zwischen Tragkraft und Eigen-

*) Mittelwerth, indem nämlich wegen der Constanten in dem Ausdruck für die Baulänge der Werth $\frac{s'}{l}$ nicht constant ist.

gewicht, je länger die Glieder im Verhältniss zur Eisendicke sind, sodass stehende Ketten sehr zweckmässig aus Stangen mit angeschmiedeten Oehren, oder überhaupt sehr langgliedrig gemacht werden.

§. 241.

Tabelle über die Ringketten.

Offene Ketten				Stegkette		
d	P	G_0 enge	G_0 weit	d	P	G_0
5	235	0,57	0,48	13	2397	3,97
6	339	0,81	0,66	14	2771	4,61
7	462	1,11	0,93	15	3182	5,29
8	603	1,45	1,21	16	3620	6,02
9	763	1,83	1,54	17	4086	6,79
10	942	2,26	1,90	18	4581	7,61
11	1140	2,73	2,30	19	5105	8,48
12	1356	3,25	2,74	20	5656	9,40
13	1592	3,82	3,21	22	6236	11,37
14	1846	4,43	3,72	24	8145	13,54
15	2120	5,09	4,28	26	9559	15,89
16	2412	5,79	4,86	28	11086	18,42
17	2722	6,53	5,49	30	12726	21,15
18	3052	7,32	6,16	32	14379	24,06
19	3401	8,16	6,86	34	16346	27,16
20	3768	9,04	7,60	36	18325	30,46
21	4154	9,97	8,38	38	20418	33,93
22	4559	10,94	9,20	40	22624	37,60
23	4983	11,96	10,05	42	24943	39,50

Beispiel. Eine Kette für 2700^k Tragkraft enthält als offene Kette eine Eisendicke von 17^{mm} (Spalte 2, Zeile 13), als Stegkette eine solche von 14^{mm} (Spalte 6, Zeile 2); sie wiegt sodann pro laufenden Meter als enge offene Kette 6,56^k, als weite offene Kette 5,55^k, als Stegkette 4,66^k.

XXIV. SEIL- UND KETTENVERBINDUNGEN.

§. 242.

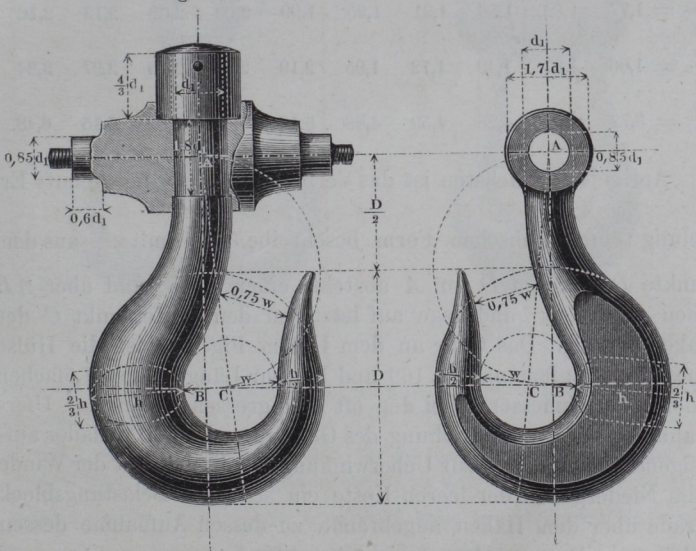
Die einfachen Haken.

Zur Verbindung der Seile und Ketten mit den zu hebenden Lasten dienen die schmiedeeisernen Haken, Schleifen, Oehre und Ringe. Die ersteren verdienen namentlich einer besonderen Beachtung, weil sie, um haltbar zu sein, grössere Abmessungen erhalten müssen, als man auf den ersten Blick zu glauben geneigt ist. Dabei ist ihre Formgebung auch wieder grossentheils Sache des praktischen Gefühls, so dass Muster immer nützlich sind.

In den beiden folgenden Figuren sind zwei einfache Haken dargestellt. In Fig. 424 ist der Haken und somit die Last an

Fig. 424.

Fig. 425.



eine Schraube gehängt; der Kerndurchmesser d_1 derselben kann daher nach Formel (32) genommen werden:

$$d_1 = 0,67\sqrt{P} \dots \dots \dots (295)$$

wenn P die an den Haken gehängte Last bezeichnet. Es ist dabei eine Zugspannung von $2,8^k$ im Schraubenkern vorausgesetzt. Auf die Einheit d_1 , wie sie sich aus (295) ergibt, sind die übrigen Abmessungen bezogen. Ist noch w die Weite des Hakens, h die Höhe des Hakenrumpfes, so nehme man die Breite des Hakenrumpfes $= \frac{2}{3}h$, und dann unter Berücksichtigung der hier auftretenden zusammengesetzten Festigkeit (siehe §. 16, Fall I.) bei 10^k Spannung in der Hakenkehle:

$$\frac{h}{d_1} = 1,30 \sqrt{\frac{w}{h} + \frac{5}{4}} \dots \dots \dots (296)$$

Die dem Hakenrücken gegenüberliegende Stelle erhält eine Eisendicke $= \frac{h}{2}$, worauf der den Hauptkörper des Hakens einschließende Kreis den Durchmesser $D = w + 1,5h$ erhält.

Man erhält 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
$\frac{w}{d_1} = 1,06$	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 $\frac{w}{h} = 1$. Behufs Erzielung einer hübschen Form beschreibe man mit $\frac{D}{2}$ aus dem Punkte B , der um D von A absteht, einen Kreis, und über AB einen Halbkreis, und lege auf letzteren den Mittelpunkt C der Hakenhöhlung. Das Ohr an dem Haken Fig. 425 ist die Hülse eines Gabelzapfens nach §. 169 und hat zur Länge seinen 1,5fachen inneren Durchmesser. Bei den oft sehr grossen Haken der Uferkrahne wird zur Ausgleichung des Gewichtes der am Auslader aufsteigenden Kette, und zur Ueberwindung der Reibungen der Winde beim Niedergehen der leeren Kette ein schwerer Belastungsblock gerade über dem Haken angebracht, zu dessen Aufnahme dessen Anhängetheile passend vorgerichtet werden.

Die Haken zum Kuppeln der Eisenbahnwagen sind sehr enge gewählt, damit sie recht haltbar werden; ihre Form und insbeson-

dere die ihrer Anhängetheile ist wegen ihrer ganz speciellen Verwendung anders als obige, mehr für Lasthebezeuge bestimmte Haken zeigen.

§. 243.

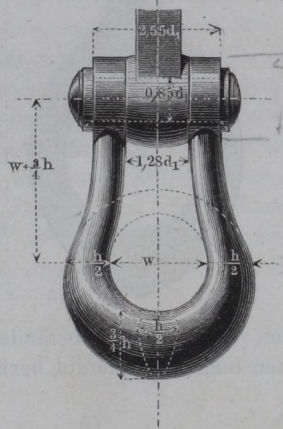
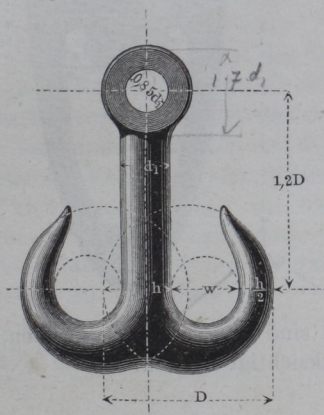
Doppelhaken, Oehre, Ringe.

Der Doppelhaken, Fig. 426, ist als aus zwei einfachen Haken bestehend zu betrachten; indem dieselben Rücken gegen Rücken liegen, fällt die grosse Rumpfdicke des einfachen Hakens weg. Man beziehe die Abmessungen w , h und D auf eine Einheit $= 0,7 d_1$, und verfähre im Uebrigen nach den Angaben der Figur.

Die Schleife oder Oese, Fig. 427, lässt sich als die Verbindung zweier Vordertheile von einfachen Haken betrachten,

Fig. 426.

Fig. 427.



wonach sich die Abmessungen w und h auf die Einheit d_1 beziehen.

Beispiel. Die Belastung eines Hakens betrage 2000^k , so ist ihm nach Formel (295) die Schraubenkerndicke $d_1 = 0,67 \cdot 4,47 = 30\text{mm}$ zu geben.

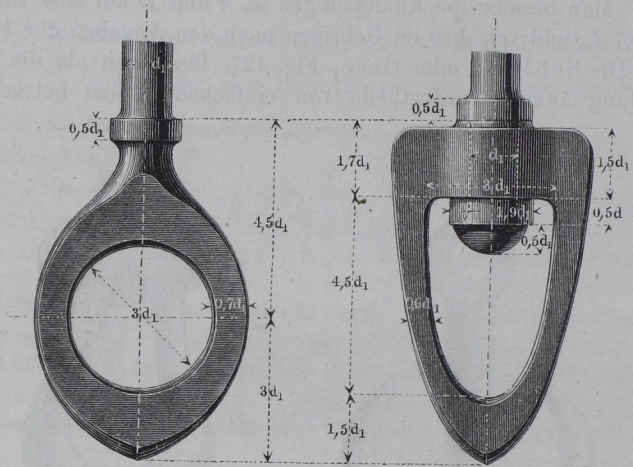
Wählen wir ausserdem $\frac{w}{h} = 1$, so wird beim einfachen Haken nach dem vorigen Paragraphen $h = w = 1,95 \cdot 30 = 59\text{mm}$, $D = 4,88 \cdot 30 = 146\text{mm}$, $\frac{h}{2} = 29\text{mm}$. Beim Doppelhaken wird die Einheit $= 0,7 \cdot 30$

= 21mm , und sodann, wenn man wieder $h = w$ annimmt, $h = w = 1,95 \cdot 21 = 41\text{mm}$, $D = 4,88 \cdot 21 = 102\text{mm}$, $\frac{h}{2} = 20\text{mm}$, $1,2D = 122\text{mm}$. Für die Schleife oder Oese ist die Einheit wieder 30mm , und wird, bei $h = w$ bleibend, die Weite $w = 59$, die Schenkelstärke $\frac{h}{2} = 29$, die Rumpfhöhe $\frac{3}{4}h = 44\text{mm}$; endlich wird die Dicke des Zapfens im Gelenk: $0,85 d_1 = 0,85 \cdot 30 = 26\text{mm}$.

Fig. 428 und 429 stellen einen runden und einen halbelliptischen Ring dar, bei welchem die Verhältnisszahlen ohne weiteres fest angegeben und auf d_1 bezogen sind; grössere Schwankungen

Fig. 428.

Fig. 429.



in den Weiten und Abständen sind hier nicht vorzusehen, oder können nach dem Gefühl berücksichtigt werden.

§. 244.

Seilbüchsen. Seilbuffer.

Um ein rundes Drahtseil mit festen Eisentheilen zu verbinden, schiebt man auf das Seilende eine eiserne Büchse, deren Länge gleich der zeh- bis zwölffachen Seildicke, und die am äussersten Ende eine kleine konische Erweiterung hat. Es werden dann die Drahtenden auf ein kurzes Stück um 180° zurückgebo-gen, die dadurch entstehende knotenartige Verdickung in die ge-

nannte Ausweitung der Seilbüchse hineingezogen, und darauf Zink in die noch übrigen feinen Zwischenräume gegossen, welches eine innige Verbindung des Seiles mit dem Innern der Seilbüchse, welche beide vorher verzinkt waren, herbeiführt. Die Seilbüchse wird aussen mit Gewinde oder irgend welchen anderen constructiven Vorrichtungen zur Befestigung an weitere Theile versehen; sie kann überhaupt nun ganz behandelt werden wie das Ende einer eisernen Stange.

Flache oder Banddrahtseile erhalten eine Seilbüchse von rechteckigem, seitlich gerundetem inneren Querschnitt, oder sie werden zwischen zwei zusammenschraubbare Schmiedeisensplatten geklemmt, nachdem man ebenfalls alle Drahtenden wie oben angegeben umgebogen hat.

Bei den Fördermaschinen der Gruben ist eine Verbindung zwischen dem Förderseile und den, meistens vier an der Zahl tragenden sogenannten Zwisselketten, an welchen der Förderkorb oder das Gerippe hängt, zu bewirken. Da beim Anheben des belasteten oder auch des unbelasteten Förderkorbes leicht heftige Stosswirkungen auf das Seil ausgeübt werden, schaltet man zwischen das Seil, resp. die Seilbüchse und die Zwisselketten einen Buffer ein. Dieser besteht der Hauptsache nach aus einer oder zwei stählernen Kegelfedern (siehe S. Nro. XII. Seite 58), welche den Zug der Zwisselketten auf die Seilbüchse vermitteln, und sich beim Anheben wie die Bufferfedern eines Eisenbahnwagens elastisch zusammenpressen. Die Anwendung solcher Seilbuffer schont die Förderseile ganz ausserordentlich, und ist deshalb sehr zu empfehlen.
