

Personenwagenachsen . . .	24 472 St. durchliefen	1000e Jahreskilometer
Gepäckwagenachsen	6 642 "	
Für 11 319 gebremste Achsen		
das 5 fache hinzu	56 595 "	
	<hr/>	
	87 709 St. ($\times 35$)	3 069 815
Güterwagen, verschiedene,		
Arbeitswagen etc.	284 776 "	
Für 81 781 gebremste Achsen		
das 5 fache hinzu	408 905 "	
	<hr/>	
	693 681 St. ($\times 15$)	10 405 215
		<hr/>
	Zusammen	13 475 030

d. h. es sind 6 732 515 mal 1000 Jahreskilometer für je 4 Lager in Ansatz zu bringen. Hiernach würden die jährlichen Kosten für Lagermetall (die Umschmelzung ausser Rechnung gelassen) betragen:

bei dem Einheitspreis Nr. 8 . . .	\sim	24 910 <i>Mk.</i>
" " " Nr. 6		55 207 "
" " " Nr. 3		278 726 "

Dies ergibt einen beträchtlichen Spielraum für die Kosten für Lagermetall, je nachdem die eine oder andere Lagerkomposition benutzt wird. Sollte man, wie Manche thun, annehmen müssen, dass der Menge des abgenutzten Metalls der Oelverbrauch und zugleich der Reibungsbetrag proportional zu setzen sei, so würde nach Spalte 3 bei Nr. 8 und Nr. 3 der Kraftverbrauch für die Zapfenreibung zwischen dem 1. und dem 8,8fachen eines Minimalwerthes schwanken; Rothguss würde gegen Phosphorbronze stehen wie 11,06 : 2,33, d. i. wie \sim 4,7 : 1.

B. Stützzapfen.

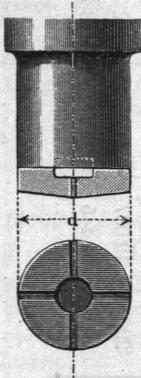
§. 97.

Berechnung der Spurzapfen.

Ein Stützzapfen, welcher am Ende einer Welle oder Achse angebracht ist, und auf seiner Grundfläche den Längendruck derselben aufzunehmen hat, heisst ein Fuss- oder Spurzapfen. Es ist zweckmässig, ihn für gewöhnliche Fälle mit cylindrischer Mantel- und ebener Grundfläche auszuführen, siehe Fig. 281. Der Flächendruck auf die Zapfensohle ist bei neuen Zapfen gleich-

förmig = p , bei eingelaufenen verkehrt proportional dem Abstand ρ des betrachteten Flächenelementes von der Mitte.

Fig. 281.



Wir bringen in der Mitte eine Oelkammer vom Halbmesser r_1 an. Dann ist, wenn noch der äussere Halbmesser mit r_0 bezeichnet wird,

$$p' = 0,5 p (r_1 + r_0) : \rho;$$

für die Elemente am Rande geht p' in

$$p_0 = 0,5 p (r_1 + r_0) : r_0$$

über. In die Berechnungsformeln führen wir wieder den gleichförmig vertheilten Flächendruck p ein, wählen $r_1 = \frac{1}{3} r_0$ und bringen zwei diametrale Oelrinnen von der Breite $\frac{1}{12} d$ an. Dann ist bei der Belastung P :

$$\left(\frac{8}{9}\pi - \frac{1}{9}\right) p d^2 = 0,2935 p d^2 = P \dots (101)$$

Damit bei hohen Umlaufzahlen die Abnutzung nicht zu stark ausfalle, setzen wir wieder (vergl. S. 90) $p = a : n$ und haben nun für den raschlaufenden Spurzapfen:

$$0,2935 d^2 \frac{a}{n} = P \dots (102)$$

Wechselseitige Belastung kommt hier so zu sagen nicht vor, weshalb hier bloss einseitige in Betracht gezogen wird. a werde ebenso gross wie bei den Stirnzapfen für Schmiedeisen auf Bronze, also = 75, gewählt; auch für p gelten ähnliche Konstanten wie oben. Die Pockholzpfannen, welche stets mit Wasser benetzt bleiben, können unbedenklich, auch bei raschem Lauf, mit 1 kg auf den Quadratmillimeter belastet werden*). Die Unterscheidung zwischen Zapfen, welche ruhen, d. i. nur eine gewisse Drehbarkeit vermitteln sollen, und solchen, welche regelmässig umlaufen und endlich den raschlaufenden ist auch hier zu machen. Hiernach erhalten wir folgende Zusammenstellung:

		Formeln für die Spurzapfen (103)		
		Schm. oder St. auf	Gss. auf	Eisen od. St. auf
		Bronze	Bronze	Pockholz, benetzt
Ruhende Zapfen	$\left\{ \begin{array}{l} p = 1 \\ \rho = 1,31 \sqrt{P} \end{array} \right.$		0,5	—
			1,86 \sqrt{P}	—
Laufende Zapfen	$\left\{ \begin{array}{l} p = 0,5 \\ d = 1,86 \sqrt{P} \end{array} \right.$		0,25	1,0
$n \leq 150$			2,62 \sqrt{P}	1,31 \sqrt{P}
Raschlaufende Zapfen	$\left\{ \begin{array}{l} a = 75 \\ d = 0,21 \sqrt{Pn} \end{array} \right.$		—	$p = 1$
$n > 150$			—	$d = 1,31 \sqrt{P}$

*) Versuche von Penn haben gezeigt, dass im Wasser laufende, auf Pockholz gelagerte Zapfen sogar bis 4 und 5 kg Flächendruck ungefährdet vertragen. Siehe u. a. Burgh, a. a. O. S. 153.

Folgende Tabelle gibt zusammengehörige Werthe für d und P für die ruhenden und die laufenden Zapfen.

$d =$	$1,31 \sqrt{VP}$	$1,86 \sqrt{VP}$	$2,62 \sqrt{VP}$	$d =$	$1,31 \sqrt{VP}$	$1,86 \sqrt{VP}$	$2,62 \sqrt{VP}$	$d =$	$1,31 \sqrt{VP}$	$1,86 \sqrt{VP}$	$2,62 \sqrt{VP}$
15	131	65	33	80	3 729	1 856	992	180	18 880	9 896	4 720
20	233	116	58	85	4 210	2 095	1 053	190	21 036	10 469	5 259
25	364	181	91	90	4 720	2 349	1 180	200	23 309	11 600	5 827
30	524	261	131	95	5 259	2 617	1 315	210	25 698	12 780	6 424
35	714	355	178	100	5 827	2 900	1 457	220	28 204	14 036	7 051
40	932	464	233	105	6 424	3 197	1 606	230	30 826	15 341	7 706
45	1 180	587	295	110	7 051	3 509	1 763	240	33 565	16 704	8 391
50	1 457	725	364	120	8 391	4 176	2 097	250	36 420	18 125	9 105
55	1 763	877	440	130	9 848	4 901	2 462	260	39 392	19 604	9 848
60	2 097	1 044	524	140	11 421	5 684	2 855	270	42 480	21 141	10 620
65	2 462	1 225	615	150	13 111	6 525	3 279	280	45 650	22 736	11 421
70	2 855	1 421	714	160	14 918	7 424	3 729	290	49 007	24 389	12 252
75	3 279	1 631	819	170	16 841	8 381	4 210	300	52 445	26 100	13 111

1. *Beispiel.* Ein Neustadt'scher Kran im Hafen von Cherbourg hat bei 15 000 kg Belastung den Spurzapfendurchmesser 170 mm. Das Eigengewicht zu 3000 kg annehmend finden wir $P = 18\,000$ kg und haben einen ruhenden Zapfen vor uns. Sp. 9, Z. 1 gäbe $d \sim 180$ mm. Bei einem anderen Kran, der 2 Tonnen Eigengewicht und 10 Tonnen Belastung hat, wählte Neustadt $d = 160$; wir würden nach Z. 10 bis 11 gewählt haben $d = 145$ mm.

2. *Beispiel.* Eine Königsweile von 100 minutlichen Umdrehungen und 1000 kg Spurzapfenbelastung hat nach Sp. 3, Z. 10 eine Spurzapfendicke von 60 mm zu erhalten.

3. *Beispiel.* Einer Turbine von 200 minutlichen Umläufen und 1400 kg Spurzapfendruck würden wir nach (103) eine Spurzapfendicke $d = 0,21 \sqrt{1400 \cdot 200} = 111$ mm geben. Man findet öfters Turbinenzapfen mit höherem als dem hier eingeführten Flächendruck (bis zu 3 und 4 kg), der nach dem Obigen $= 75 : 200 = \frac{3}{8}$ kg ist, muss sich aber auch in solchen Fällen eine raschere Abnutzung und andere unbequeme Folgen gefallen lassen.

Die Zapfenlänge wird beim Spurzapfen zwischen 1 und 1,5 d gefunden; sie muss so gross sein, dass der Flächendruck, den die Seitenpressungen hervorrufen, genügend klein ausfällt.

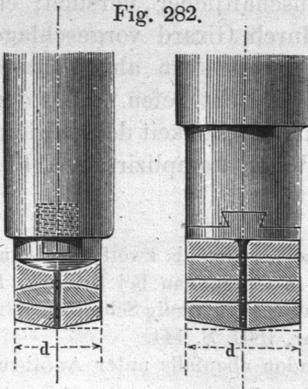
Im allgemeinen ist in der Maschinenpraxis die Neigung zu erkennen, die Spurzapfen im Durchmesser einzuschränken*), offenbar um den Reibungswiderstand herabzuziehen; zugleich aber wirkt hier augenscheinlich der ältere Grundsatz mit: dass die Reibung unabhängig von der Grösse der Gleitflächen sei.

Ein für manche Konstruktionen geeignetes Mittel, bei Zapfen von erheblichem Flächendruck wenigstens den steigenden Einfluss von n zu vermindern, scheint die Anwendung drehbarer Spur-

platten zu sein. Werden deren 1, 2, 3 ... i zwischen die Zapfensohle und die feste Spurplatte gelegt (Fig. 282), so scheint an den Gleitflächen günstigenfalls die Umlaufzahl

$\frac{1}{2}, \frac{1}{3}, \frac{1}{4}, 1 : 1 + i$ mal n einzutreten (oder auch ein Wechsel der Gleitflächen, der ähnlich wirkt). Bei Turbinen und Müh-

Fig. 282.



*) Die Anstalt von Gruson in Magdeburg hat für Drehscheiben Hartgusszapfen auf Hartgusschalen laufend geliefert, welche 15 kg Flächendruck ohne nachtheilige Folgen tragen sollen. Hier kommt die Entlastung des Zapfens bei leerer Scheibe, sowie die grosse Langsamkeit der Drehung offenbar mit in Betracht.

len (Escher-Wyss, Rieter) hat sich die Einrichtung bewährt. Bei Schraubenschiffen hat sie indessen keinen bleibenden Erfolg gehabt: die Platten liefen sich eine nach der anderen fest, und die zuletzt laufenden Flächen rieben sich dann bis zur Glut und Zerstörung; auch die Anwendung von Uebersetzungsrädern, welche den Platten die obigen Drehungszahlen verliehen, hielt den Verderb der Lager nicht sicher auf. Soviel die erreichbaren Angaben zu beurtheilen erlauben, fand dann aber jedesmal ein zu grosser Flächendruck (1 kg und oft noch weit mehr) statt. Es wird also immer das Hauptaugenmerk auf die Herabminderung des Flächendruckes p zu richten sein.

Die Anwendung anderer Stoffe als Eisen, Holz und Bronze oder deren Surrogate (Weissmetall, Hartblei u. s. w.) zu den Spurpfannen ist vielfach versucht worden; auf das Holz kommen wir weiter unten bei den Stützlagern zurück. Neben der Verwendung harter Stahlpfannen, die bei zu grossem Flächendrucke auch wenig wirkt, ist die von Stein, Glas*), hartgebranntem Thon**) versucht worden; allgemeinere Einführung dieser Lagermaterialien hat aber noch nicht stattgefunden. Girard presst mit einer Pumpe Wasser zwischen die Reibflächen***) und erzeugt dadurch unter Verlust der auf den Pumpenbetrieb gehenden Arbeit einen sehr leichten Gang des Zapfens. Dasselbe gilt von dem auf der 1867er Weltausstellung zur Schau stehenden Zapfen, bei welchem Girard den obigen Wasserstrom durch einen Luftstrom ersetzte. Das Ganze war übrigens mehr ein wissenschaftlicher Versuch; eine praktische Anwendung wurde nicht durch Girard vorgeschlagen. Auch zeigte die Ausstellung Zapfen†), welche in abgedichtetem Lager auf eingeschlossenem Wasser sehr leicht liefen. Alles deutliche Fingerzeige von der erkannten Unzulänglichkeit der gebräuchlichen Spurzapfen, ohne dass deshalb die komplizirten Abhilfemittel als die besten gelten dürften.

*) Lagerpfannen aus Glas erprobte seit mehr als zwölf Jahren und liefert die Glashütte von E. Acker & Cie. in Graggenau bei Rastatt. Die Pfannen sollen sehr dauerhaft und billig sein, auch wenig Schmiermaterial erfordern. Näheres Schweiz. polyt. Zeitschr. 1867, S. 144.

**) Ausgestellt 1867 von Leoni in London ebenfalls unter Anführung von dauernd guten Resultaten.

***) Siehe u. a. Armengaud, Vignole des mécaniciens p. 139.

†) Von Jouffray ausgestellt. Siehe Armengaud, Progrès de l'industrie à l'exp. universelle, Bd. I, Taf. 8, wo ein Wasserlager für Tragzapfen und ein solches für einen als Halszapfen ausgeführten Stützzapfen mitgetheilt sind.

§. 98.

Reibung des Spurzapfens mit ebener Grundfläche.

Der mit P belastete Spurzapfen mit ebener ringförmiger Sohlfläche hat beim inneren Halbmesser r_1 , dem äusseren r_0 im neuen Zustande eine Reibung, welcher durch die am Umfang tangential angreifende Kraft

$$F = \frac{2}{3} f P \frac{1 - \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^3}{1 - \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2} \dots \dots \dots (103)$$

das Gleichgewicht gehalten wird, wobei f die Reibungskoeffizienten bezeichnet. Beim eingelaufenen Zapfen ist dagegen *)

$$F = \frac{f}{2} P \left(1 + \frac{r_1}{r_0}\right) \dots \dots \dots (104)$$

Der zweite Werth ist ein wenig kleiner als der erste, bei unserem obigen Verhältniss $r_1 = \frac{1}{3} r_0$ kommt für den eingelaufenen Zapfen $F = \frac{2}{3} f P$ und verhalten sich die beiden Reibungen wie 7:6, bei $r_1 = 0$ wie 4:3. Für f gelten die in §. 96 gemachten Bemerkungen.

Beispiel. Kran aus Beispiel 1. §. 97. $P = 18000$, $r_0 = 80$ mm, $r_1 : r_0 = \frac{1}{3}$, f sei $= 0,15$. Dann kommt nach (104) $F = 0,075 \frac{1}{3} \cdot 18000 = 1800$ kg. Die im Abstand von 1 m von der Achse anzubringende Kraft zur Ueberwindung der Reibung müsste also sein: $1800 \cdot 80 : 1000 = 144$ kg.

§. 99.

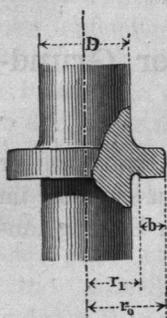
Halsringförmige Stützapfen.

Entsprechend dem halsförmigen Tragzapfen oder Halszapfen kann man auch einen halsringförmigen Stützapfen, s. Fig. 283 (a. f. S.), anzubringen veranlasst sein. Hier ist der innere Durchmesser $2r_1$ mindestens gleich dem Durchmesser D der zugehörigen Welle oder Achse. Es ist sogar gut, ihn noch etwas grösser zu nehmen, damit eine kleine Oelkammer innen entsteht. Auch sind

*) Vergl. die oben angeführten Quellen.

wieder Oelrinnen in der Pfanne vorzusehen. Macht man $r_0 - r_1$

Fig. 283.



= dem beim gleichwerthigen Spurzapfen sich ergebenden Werthe, so erhält man in sofern brauchbare Abmessungen, als nun p entsprechend der grösseren Gleitungsgeschwindigkeit kleiner wird als dort. Immerhin ist aber das Moment zur Ueberwindung der Reibung wegen der grösseren Werthe für r_1 und r_0 weit grösser als beim Spurzapfen. Demzufolge ist der halsringförmige Stützzapfen bei grossen Werthen von P eine ungünstige Konstruktion. Zur Berechnung der Reibung dienen wieder die obigen Formeln.

§. 100.

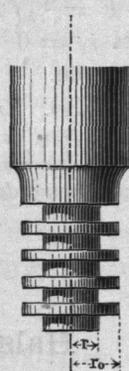
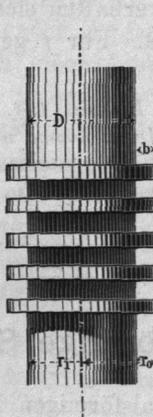
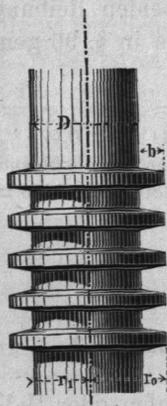
Der Kammzapfen.

Legt man eine Reihe von halsringförmigen Stützzapfen übereinander, so erhält man den sogenannten Kammzapfen, Fig. 284

Fig. 284.

Fig. 285.

Fig. 286.



bis 286. Sind die Ringe kongruent, so kann beim eingelaufenen Zapfen der Druck als gleichförmig auf alle vertheilt angenommen werden. Wäre nun f eine konstante Grösse, so würde bei m Ringen die Reibung am einzelnen Ring der m te Theil des aus (104) hervorgehenden Werthes sein, die Gesamtreibung aber wieder m mal so gross, wie die Einzelreibung, somit von der Ring-

zahl völlig unabhängig sein. Nichtsdestoweniger hat die Praxis, namentlich an Schraubenschiffen, die Nothwendigkeit erwiesen, m gross, d. i. den Flächendruck p klein zu machen, so klein, dass zur Erklärung viele Versuche gemacht worden sind. Der wahre Grund scheint einzig der zu sein, dass bei schwerbelasteten Zapfen die aus (104) zu beurtheilende Reibungsarbeit so gross wird, dass alles aufgeboten werden muss, sie herabzuziehen, damit Erhitzungen und deren Folgen vermieden werden, und dass das Mittel darin wesentlich gefunden wird, durch Verminderung von p den Koeffizienten f herabzuziehen. Man findet bei bewährten Ausführungen p zwischen $\frac{1}{20}$ und $\frac{1}{40}$ kg. Nur bei solchen Kammzapfen, welche als Fusszapfen ausgeführt werden und demzufolge kleine Durchmesser erhalten, Fig. 286, wird p grösser, gelegentlich sogar bis $\frac{1}{4}$ kg gefunden, doch hat man in solchen Fällen auch öfter Erhitzung beobachtet.

1. *Beispiel.* Schraubenschiffmaschine von Indret. Druck 18 000 kg, Umlaufzahl $n = 55$, $2r_1 = D = 380$, Ringbreite $b = r_0 - r_1 = 50$ mm, Ringzahl $m = 9$. Hier ist $p = 18\,000 : 9\pi \cdot 430 \cdot 50 = 1:33,5$. Die Umfangsgeschwindigkeit v des Zapfens (bei r_0) beträgt 1,38 m. Hiermit berechnet sich die für die Reibung aufzuwendende Arbeitsstärke gemäss (104) zu: $Fv : 75 = \sim 30$ Pferdestärken, wenn $f = 0,1$ eingeführt wird.

2. *Beispiel.* Rheinturbinen bei Schaffhausen. $P = 14\,000$ kg, $n = 48$, $2r_1 = D = 230$ mm, $b = r_0 - r_1 = 41$ mm, Ringzahl $m = 9$. Es ergibt sich $p = 14\,000 : 9\pi \cdot 271 \cdot 41 = 1:22,4$. v ist $= 0,784$ m. Hiermit kommt $Fv : 75 = 12,4$ PS, wenn wieder $f = 0,1$ eingeführt wird.

3. *Beispiel.* Girardturbine in Genf*). $P = 15\,000$ kg, $n = 16$, $2r_1 = D = 250$ mm, $b = r_0 - r_1 = 35$ mm, $m = 12$. Wir erhalten hieraus $p = 15\,000 : 12 \cdot \pi \cdot 285 \cdot 35 = 1:25,1$, ferner $v = 0,267$ und bei $f = 0,1$ den Arbeitsverlust für die Zapfenreibung: $Fv : 75 \sim 3$ PS.

4. *Beispiel.* Langdon empfiehlt**) als durchaus praktisch für die Kammzapfen der Schraubendampfer, die Gesamtdruckfläche der Ringe so zu wählen, dass $\frac{3}{4}$ □ Zoll engl. auf jede indizierte Pferdestärke der Maschine kommt. Ist die Anzahl der Pferdestärken N , die Schiffsgeschwindigkeit c , so ist $N = Pc : 75$. Ferner ist 1 □ Zoll engl. ~ 645 qmm. Die Regel gäbe daher $p = 75 \cdot P : \frac{3}{4} \cdot 645 Pc$ oder $p = 75 : \frac{3}{4} \cdot 645 c$. Je nachdem man $c = 5$ m oder 6 m einführt, was normalen Fällen entspricht, erhält man hieraus $p = 1:32,25$ bis $1:38,7$. Hierbei ist die indizierte Maschinenstärke der auf den Schiffsbetrieb ausgeübten gleichgesetzt. Will man sie mit $\frac{5}{4}$ dieses Werthes einführen, so sinkt p herab auf bezw. $\sim \frac{1}{30}$ und $\frac{1}{25}$.

*) Oppermann, Portefeuille écon. des machines, Bd. 17; auch Engineering 1872 (Bd. 14), S. 238. Der Kammzapfen ist hier übrigens durch einen Wasserdruckzapfen, vergl. §. 97, für gewöhnlich entlastet.

**) S. Burgh, a. a. O. S. 194.

5. *Beispiel.* Grosse Schleudertrommeln bei Langen & Söhne in Köln, gussstählerne Fusszapfen in Kammzapfenform. $P = 2000 \text{ kg}$, $n = 800$, $2r_1 = 25 \text{ mm}$, $2r_0 = 40 \text{ mm}$, $m = 11$. Es berechnet sich p zu

$$2000 : 11 \cdot \pi (20^2 - 12,5^2) = 2000 : 8423 = 1 : 4,2,$$

also ausserordentlich gross. Es haben indessen auch wiederholt starke Hitzungen stattgefunden; diesen musste durch eine äusserst sorgfältige Oelzuführung begegnet werden. Wir haben hier $v = 1,67 \text{ m}$, und finden daraus bei $f = 0,1$ den Verlust für Reibungsarbeit $Fv : 75 \sim 3,6 \text{ PS}$.

Die ausgerechneten Arbeitsverluste von 30, 12,4, 3 und 3,6 Pferdestärken gelten unter der Annahme von $f = 0,1$; bei den geringen Flächen drücken der drei ersten Beispiele ist für diese wahrscheinlich f mit einem geringeren Werthe einzuführen. Die Beispiele werden genügen, um den nöthigen Anhalt für die Wahl von p zu geben. Man vergl. übrigens noch §. 122.

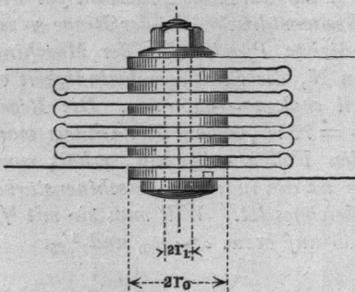
§. 101.

Das Lamellengelenk als Stützzapfen.

Ist man in den bisher berührten Fällen durchweg veranlasst, die Zapfenreibung möglichst zu vermindern, so gibt es doch auch Umstände, in denen es erwünscht ist, dass ein Zapfen sich stark reibt, ohne dass die reibenden Flächen angreifen, z. B. da, wo ein Zapfen Drehung gestatten, dann aber durch einen verhältnissmässig geringen Druck in seinem Lager festgeklemmt werden soll. Dies gelingt z. B. bei einem Stützzapfen von der Form eines Kegelstumpfes. Sind der grosse und kleine Halbmesser wieder r_0 und r_1 , der halbe Spitzenwinkel α , so erhält man für die Kraft F [vergl. Formel (104)]:

$$F = \frac{f}{2} \frac{P}{\sin \alpha} \left(1 + \frac{r_1}{r_0} \right) \dots \dots \dots (105)$$

Fig. 287.



und kann durch Herabminderung von α den Werth F sehr gross herausbringen*). Sehr spitze derartige Zapfen klemmen sich aber in schädlicher Weise fest, so dass die Steigerung von F nicht beliebig weit getrieben werden kann. Leicht dagegen gelingt dies bei Anwendung des Lamellengelenkes, wenn dessen Lamellen so angeordnet werden, dass sie sich gut gegeneinanderpressen lassen, Fig. 287.

*) S. vorzügliche Anwendungen dieses Prinzips bei den geodätischen Instrumenten. Formel (105) gilt auch für die Reibung der Hahnschlüssel.

Jede Lamelle überträgt dann den axialen Druck auf die nächstfolgende. Ist m die Zahl der reibenden Lamellenflächen, so ist die am Halbmesser r_0 angreifende, der Reibung das Gleichgewicht haltende Kraft, gemäss (104):

$$F = m \frac{f}{2} P \left(1 + \frac{r_1}{r_0} \right) \dots \dots \dots (106)$$

Beispiel. Soll $F = P$ werden, so ist bei $f = 0,1$ zu machen: $m = 20 : 1 + r_1/r_0$, woraus bei $r_1 = 1/2 r_0$ folgt: $m \sim 13$.

Die Einrichtung ist vom Verfasser für mancherlei durch Klemmung festzustellende drehbare Maschinentheile mit Vortheil benutzt worden. Aeltere Reisszeuge zeigen 4 flächige Lamellengelenke an den Zirkelköpfen.

§. 102.

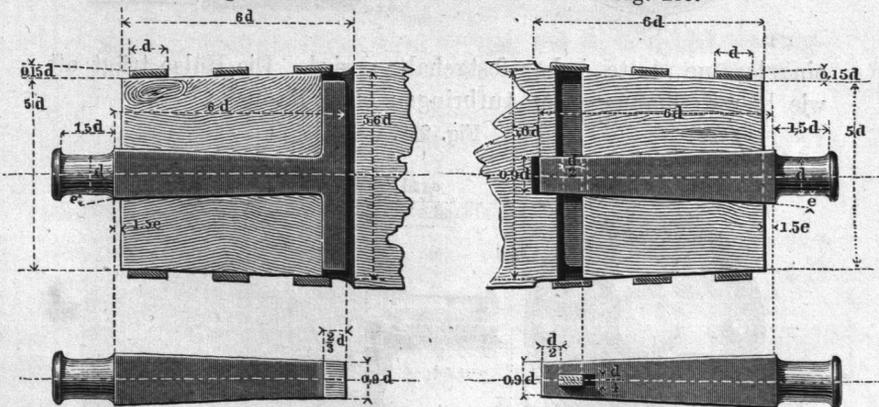
Zapfenverbindungen.

Wenn ein Zapfen mit dem zu tragenden Theile nicht aus einem Stück bestehen kann, so wird er mit ihm auf besondere Weise verbunden; besonders häufig kommen Zapfenverbindungen zwischen hölzernen Achsen (der Wasserräder) und schmied- und gusseisernen Zapfen vor.

Fig. 288, Wurzel- oder Ankerzapfen, verlangt einen breiten Ausschnitt des Achsenrandes und das Einsetzen zweier hölzernen

Fig. 288.

Fig. 289.



Füllstücke. Nach dem Einbringen derselben werden die Ringe warm aufgezo-gen, vergl. §. 62; Anzug des Konus $1/20$. Fig. 289.

Keilzapfen oder künstlicher Ankerzapfen, eine sehr zweckmässige und haltbare Konstruktion. Fig. 290, Blatt- oder Flügelzapfen (Gusseisen), zweiblättrig. Fig. 291, vierblättriger Flügelzapfen; beim dreiblättrigen sind die Flügel $\frac{3}{10}d$ dick zu nehmen.

Fig. 290.

Fig. 291.

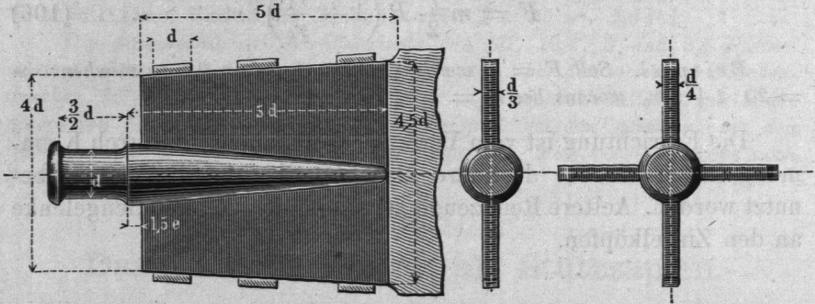
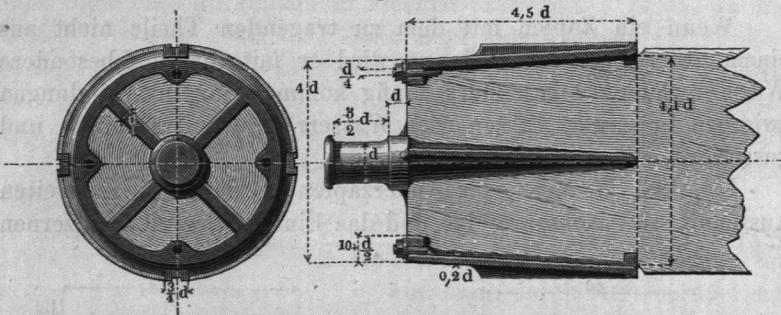


Fig. 292, Ringzapfen; die Flügel eines vierblättrigen Blattzapfens sind durch eine konische Hülse umgeben, die durch vier

Fig. 292.



eingelassene platte Anker festgehalten wird. Die Hülse trägt oft wie hier Keilbahnen zum Aufbringen einer Radnabe.

Fig. 293.

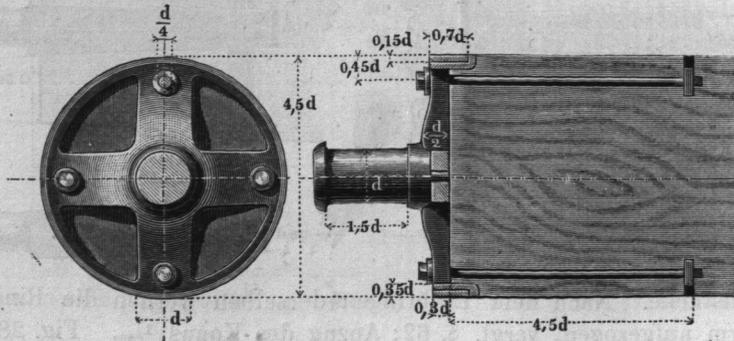


Fig. 293, Kreuzzapfen, sehr praktische Konstruktion. Das Kreuz, an welches der Zapfen angegossen ist, wird auf der Rückfläche abgedreht, ebenso die Achse auf der Stirnfläche; ein Schmiedeisening verstärkt den Gussring, welcher die Kreuzarme umgürtet. Mit den vier Kopfschrauben, deren Muttern eingelassen sind, wird das Kreuz fest gegen die Achsenstirn gezogen.

Sechstes Kapitel.

Z a p f e n l a g e r .

§. 103.

Anordnungen und Abmessungen.

Die Konstruktionstheile, welche die Zapfen der Achsen und Wellen unmittelbar zu tragen bestimmt sind, heissen deren Lager. Ist ein Zapfenlager vollständig ausgebildet, so unterscheiden sich an ihm: 1) die Schalen, 2) der Lagerkörper, 3) die nothwendigen Verbindungstheile. Für diese Gegenstände bedingen die vielen Anwendungsarten der Lager eine Reihe verschiedener Hauptformen und -Anordnungen. Zunächst zerfallen die Lager in:

- a. Lager für Tragzapfen oder Traglager,
- b. Lager für Stützzapfen oder Stützlager.

Sodann wird die Hauptform bedingt durch die gegebene Stellung der Fläche, an welcher das Lager befestigt werden soll. Denkt man den Zapfen in einen zu seinen Hauptachsen regelmässig gestellten Würfel 1, 2... 8 eingeschlossen, Fig. 294 und 295 (a. f. S.), so entsteht für den Tragzapfen:

ein Stehlager, wenn die Befestigungsfläche liegt in Fläche	1. 3
ein Wandlager, „ „ „ „ „ „	1. 8 oder 2. 7
ein Stirnlager, „ „ „ „ „ „	1. 6 „ 4. 7
ein Hänglager, „ „ „ „ „ „	5. 7

Entsprechend werden bei den Stützlager die stehenden Fusslager, Wandfusslager und hängende Stützlager unterschieden.

Für die Ausgleichung der entstehenden Abnutzung und für die Oelung ist Sorge zu tragen. Dies bedingt die Anordnung der