

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.

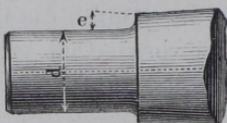
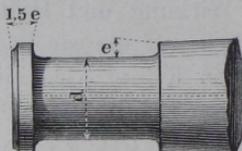


Fig. 71.



Anlaufbreite = $1,5e$. 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 schmiedeisernen 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: $d = \sqrt{P}, \frac{l}{d} = 1,5 \dots \dots \dots (67)$

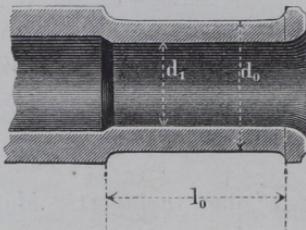
Gusseisen: $d = \sqrt[4]{3} \sqrt{P}, \frac{l}{d} = \sqrt[4]{3} \dots \dots \dots (68)$

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:

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

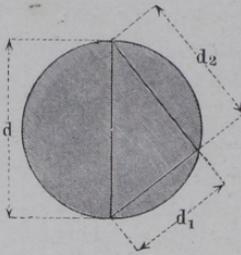
		Werthe der Belastung P .					
d	e	Gusseisen	Schmiedeeisen				
		n bis 200	n bis 150	$n = 150$ — 350	$n = 350$ — 500	$n = 500$ — 800	$n = 800$ — 1200
		$\frac{l}{d} = \frac{4}{3}$	$\frac{l}{d} = 1,5$	$\frac{l}{d} = 2$	$\frac{l}{d} = 2,5$	$\frac{l}{d} = 3$	$\frac{l}{d} = 4$
27	5	324	583	395	316	281	197
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.



$$d = \sqrt{d_1^2 + d_2^2} \quad (72)$$

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:

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

§. 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

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

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

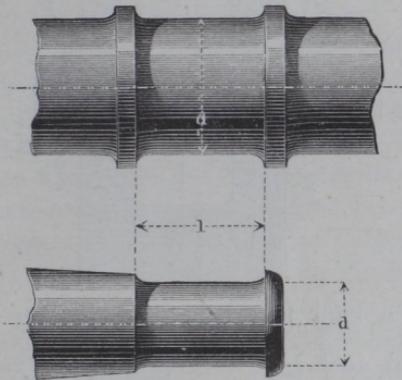
Beispiel. Ein auf 20^{mm} Dicke und 30^{mm} Länge berechneter schmied-eiserner Stirnzapfen kann mit 30^{mm} Zapfendicke ausgeführt werden; dann darf nach (74) seine Länge $l' = 30 \cdot \left(\frac{30}{20}\right)^3 = 30 \cdot 3,375 \approx 100\text{mm}$ genommen werden.

§. 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:

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

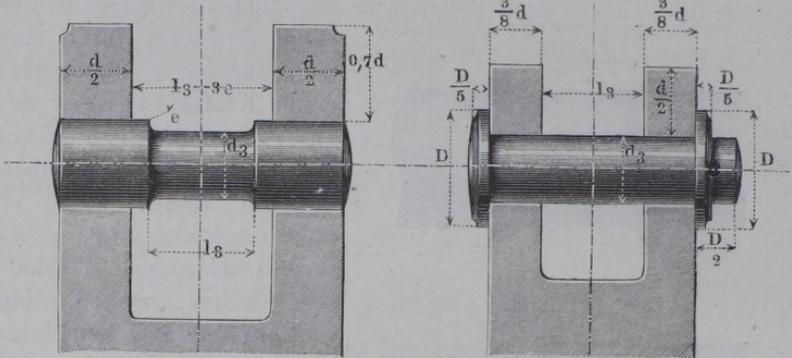
bei dem Längenverhältniss:

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

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.

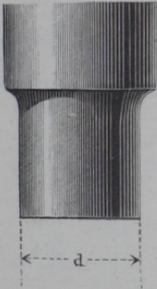
§. 42.

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 Bronzefanne 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 Pockholzpfannen 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.

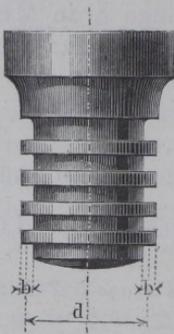
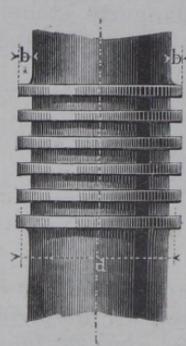


Fig. 79.



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, \sim 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.

2. Beispiel. Die Schraubenwelle eines Dampfschiffes übe einen Triebdruck von 8000^k auf das Schiff aus, welcher durch einen Kamm-Halszapfen auf das Lager übertragen werden soll; die Welle habe 180^{mm} Durchmesser und mache 380 Umdrehungen pro Minute. Nehmen wir nun den mittleren Durchmesser d der Ringe zu 190^{mm} an, so haben wir, laut der 5. Spalte dem Kammzapfen so viele Ringe zu geben, dass $\frac{P}{i} = 760^k$ wird. Dies gibt: $i = \frac{8000}{760} = 10,5$, wofür 11 genommen werden möchte.

VI. ZAPFENVERBINDUNGEN.

§. 47.

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. 80, Spitzzapfen (Schmiedeisen). Nach dem Eintreiben

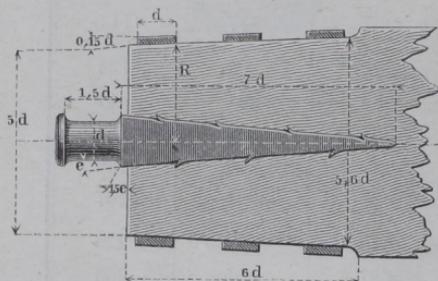
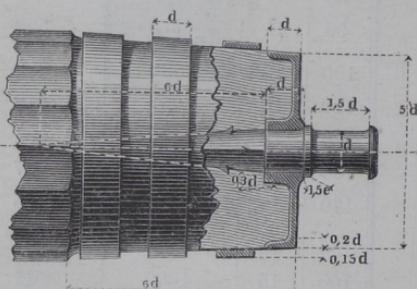


Fig. 81.



desselben werden die Ringe warm aufgezogen. Diese sind sorgfältig conisch zu schmieden, und zu diesem Behuf vor dem Zusammenschweissen kreisbogenförmig zu biegen. Bei den hier angegebenen Verhältnissen ist, wenn R den grössten inneren Halbmesser eines Ringes bezeichnet, der Krümmungshalbmesser der äussern Kante des noch flach liegenden Eisens = $20R$ zu nehmen.

Fig. 81, Spitzzapfen mit Gusseisenkappe, welche letztere die Achsenstirn versichert. Fig. 82, Wurzel- oder Ankerzapfen, verlangt einen breiten Ausschnitt des Achsenrandes und das Einsetzen zweier hölzernen Füllstücke. Fig. 83, Keilzapfen oder künstlicher Ankerzapfen, eine sehr zweckmässige und