

Zweites Kapitel.

Z w ä n g u n g e n .

§. 62.

Das Warmaufziehen.

Die Zwängungsverbindungen oder Zwängungen dienen zur Herstellung fester Verbindungen zwischen Maschinentheilen. Der eine Theil wird dabei in der Regel gurtförmig um den anderen herumgelegt und so fest angespannt, dass die Reibung der aufeinandergepressten Flächen die relative Bewegung der Theile verhindert. Hierbei wird die Gurte oder Zwinge auf Zug, das umgürtete Stück auf Druck beansprucht. In der Mehrzahl der Fälle wird beiden Stücken die Form von Drehkörpern, nämlich Cylindern oder Kegelstumpfen gegeben.

Zur Hervorbringung des Zwängungsdruckes bediente man sich früher fast ausnahmslos des Warmaufziehens*) der Gurte, einer Methode, welche auch heute noch oft zur Anwendung kommt, jedoch derjenigen des Kaltaufziehens nachsteht. (Vergl. §. 64 zu Ende.)

Die Ausdehnung, welche durch Rothgluth herbeigeführt wird, beträgt bei Eisen wie Stahl nahe $\frac{1}{80}$, die durch Zug bis zur Elastizitätsgrenze bewirkte dagegen bei

Schmiedeeisen wie Gusseisen rund nur $\frac{1}{1300}$,

bei Gussstahl " " $\frac{1}{650}$.

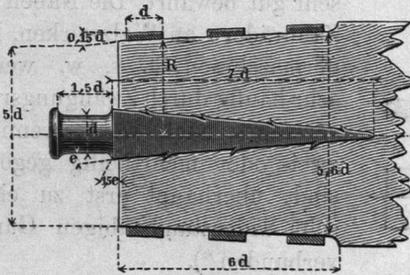
Demnach sollte man einen, warm auf einen festen Eisenkern aufziehenden gusseisernen Ring (Nabe) nicht um $\frac{1}{1300}$, besser nur um $\frac{1}{1500}$ bis $\frac{1}{1800}$ enger ausdrehen, als der Eisenkern dick

*) Von manchen Aufschrupfen (besser wäre Aufschrümpfen) genannt.

ist. Der Ring kann alsdann bei dunkler Rothgluth schon aufgestreift werden. Bei schmiedeisernen und stählernen Zwängungen (Radreifen) ist die Vorsicht weniger ängstlich geboten, da namentlich ersteres eine mässige bleibende Ausdehnung ohne Schaden zu nehmen verträgt (vergl. §. 2). Immerhin empfiehlt sich auch hier um so mehr Vorsicht, je weniger der Kerntheil elastisch nachgiebig ist, will man nicht Gefahr laufen, dass die Zwängringe, namentlich bei grosser Kälte, zerspringen.

Sollen schmiedeiserne Gurten zum Befestigen von eisernen Zapfen an hölzernen Achsen dienen, siehe den sogenannten Spitzzapfen, Fig. 178, so macht man den Schenkel der Achse konisch,

Fig. 178.



worauf man den dunkelrothwarmen Ring mit dem Hammer aufreibt. Anzug, d. i. Tangente des halben Spitzenwinkels, zweckmässig = $\frac{1}{20}$. Das Schmieden konischer Ringe ist umständlich; nach der Clerk'schen Methode*) aber lassen

sich cylindrische Ringe durch Glühen und Ablöschen mit Leichtigkeit konisch machen. Der glühende Ring wird zuerst bis zur Hälfte

Fig. 179.



in den Löschtrog gesenkt und gekühlt und darauf rasch ganz abgelöscht. Die zuerst frisch abgekühlte untere Ringhälfte staucht

die noch warme obere; durch Wiederholung des Verfahrens kann man die Zuspitzung mehr und mehr verstärken. Versuche in der Königl. Gewerbe-Akademie ergaben Folgendes.

*) S. London Proceedings of the Royal Soc. 1873, March. Danach Civilingenieur 1864 (Bd. X), S. 238. — Schmiedeisen dehnt sich bei je 100° Erwärmung um $\frac{1}{896}$, also wenn die Rothgluth bei 1100° liegt (Dunkelgelbroth des Pouillet) bei dieser um $\frac{11}{896}$ oder $\sim \frac{1}{81}$. Die erste Verengung müsste also ungefähr so viel betragen; sie betrug etwas mehr, nämlich $\frac{3}{215}$ oder $\sim \frac{1}{72}$. Die sechste Ablöschung lieferte die Gesamtverkürzung $\frac{16}{217}$, was sehr nahe $\frac{6}{81}$ ist, also gut übereinstimmt.

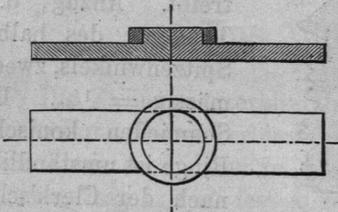
Anfängliche Abmessungen, siehe Fig. 179, $h = 40$, $\delta = 7$, $D = 215$ mm.

Nach der ersten Ablöschung:	Anzug	\sim	$\frac{3}{80}$
„ „ zweiten	„	„	$\frac{4}{80}$
„ „ dritten	„	„	$\frac{5}{80}$
„ „ vierten	„	„	$\frac{7}{80}$
„ „ fünften	„	„	$\frac{13}{80}$
„ „ sechsten	„	„	$\frac{16}{80}$

Abmessungen nach der letzten Ablöschung: D oben 201, D unten 217 mm.

Eine Gestängeverbindung, welche durch warm aufgesetzte Zwingen geschlossen wird, zeigt Fig. 180 (Seraing); sie hat sich sehr gut bewährt. Die Naben von Zahnrädern an Walzwerken, Fördermaschinen u. s. w. werden sehr häufig durch Zwängungsringe verstärkt, auch wohl, wenn sie zwei- oder mehrtheilig gegossen sind, überhaupt erst zu einem sehr widerstandsfähigen Ganzen verbunden*).

Fig. 180.



§. 63.

Das Kaltaufziehen.

An die Stelle des Warmaufziehens ist in der letzteren Zeit für Zwängungsringe von nicht zu bedeutendem Durchmesser, wie z. B. für Radnaben, Kurbel- und Hebelnaben, Hülsen von Kurbelzapfen u. s. f. das Aufziehen in kaltem Zustande mittelst der Presse getreten. Ring und Kern werden entsprechend cylindrisch**) aus- und abgedreht, an den Eintrittskanten gerundet und dann aufeinandergeschoben. Der Unterschied zwischen Hohlungs- und Kerndurchmesser ist sehr gering zu nehmen, vergl. die in §. 19 gegebenen Berechnungen.

*) Eine Kolbenbefestigung durch Zwängungsverbindung, welche warm geschlossen wird, siehe Berliner Verhandlungen 1876, Blatt XVI.

**) Manche drehen Kern und Hohlung ganz schwach konisch; so ist für die unter den Nummern 15 bis 17 der unten folgenden Beispiele behandelten Radnaben eine Konizität von 1 mm angewandt, beziehungsweise vorgeschrieben.

Hinsichtlich der zum Aufziehen erforderlichen Kraft sei Folgendes bemerkt. Es ist einleuchtend, dass der Druck zum Schliessen der Verbindung mit fortschreitendem Eindringen des Kerns in die Höhlung zunimmt, und zwar bei homogener cylindrischer Hülse nahe proportional dem Fortschreiten ausfallen muss, da er die gleitende Reibung der sich aufeinanderschiebenden Flächen zu überwinden hat. Der Flächendruck p zwischen den letzteren ist gleich der am Umfang des Kerns herrschenden (radialen) Spannung \mathfrak{E}_1 . Somit hat, wenn r der Halbmesser, l die Länge der Ringhölzung, f der Reibungskoeffizient ist, der Eintreibdruck den Maximalwerth Q :

$$Q = 2r\pi l \mathfrak{E}_1 f \dots \dots \dots (62)$$

Hieraus folgt, wenn $f = 0,2$ gesetzt wird, was mittleren Verhältnissen zu entsprechen scheint,

$$p = \mathfrak{E}_1 = \frac{5Q}{2\pi r l} \dots \dots \dots (63)$$

Für die (tangentielle) Spannung \mathfrak{E}_2 in der Ringläubung hat man nach §. 19 (vor Formel 37):

$$\frac{\mathfrak{E}_2}{\mathfrak{E}_1} = \frac{1}{\varrho} \dots \dots \dots (64)$$

wenn nämlich bei der Wanddicke δ der Hülse der Werth ϱ ist:

$$\varrho = \frac{\left(1 + \frac{\delta}{r}\right)^2 - 1}{\left(1 + \frac{\delta}{r}\right)^2 + 1} \dots \dots \dots (65)$$

Dieser Ausdruck liefert, wenn:

$\frac{\delta}{r} = 0,50$	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	1,00
$\varrho = 0,385$	0,415	0,438	0,463	0,486	0,508	0,528	0,548	0,566	0,600
$\frac{\delta}{r} = 1,1$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$\varrho = 0,630$	0,658	0,682	0,704	0,724	0,744	0,759	0,774	0,787	0,800

Als Beispiele sind in der umstehenden Tabelle Angaben, welche der Praxis des Eisenbahnwesens entnommen sind, vorgeführt. In derselben bedeutet $2r$ die Weite, l die Länge, δ die Wanddicke der Nabe, Q den Eintreibdruck; ferner Schm. Schmied-eisen, Gss. Gusseisen, St. Stahl, Gsst. Gussstahl, Fks. Feinkorneisen, Bsst. Bessemerstahl.

§. 64.

Tabelle über ausgeführte Zwängungsverbindungen.

Nr.	Anbringungsstelle der Nabe	Abmessungen			Material		Ø Kil.	Bemerkungen
		2r	l	δ	Hülse	Kern		
<i>Königl. preuss. Ostbahn</i>								
1	Lokomotiv-Treib- u. Kuppelräder	190	200	100	Schm.	Gsst.	73 000	Mit Keil, Vorschrift
2	Lokomotiv-Laufräder	190	170	75	Schm.	Gsst.	73 000	Ohne "
3	Tenderräder	140	170	65	Schm.	Gsst.	54 000	" "
4	Wagenräder, wie 1 bis 3 mit Speichen	130	235	59	Schm.	Gsst.	50 000	" "
5	Gsst. Scheibenräder an Wagen	130	200	50	Gsst.	Gsst.	50 000	" "
6	do. an Lokomotiven	183	177	53	Gsst.	Gsst.	70 000	" "
<i>Oberschlesische Bahnen</i>								
7	Lokomotiv-Treibräder	185	170	92,5	Schm.	Gsst.	100—150 000	Mit Keil, gemessen
8	Lokomotiv-Laufräder	160	180	80	Schm.	Gsst.	75—100 000	Ohne "
9	Tenderräder	145	185	85	Schm.	Gsst.	50—60 000	" "
10	Gsst. Scheibenräder f. Wagen	130	170 ¹⁾	40	Gsst.	Gsst.	50—60 000	" "
11	Schm. Speichenräder f. do.	130	185	60	Schm.	Gsst.	60—70 000	" "
<i>Hannövrise Staatsbahn</i>								
12	Lokomotiv-Treib- u. Kuppelräder	191	178	82,5	Schm.	Gsst.	75—80 000	Mit Keil, Vorschrift
13	Lokomotiv-Laufräder	172	172	73	Schm.	Gsst.	65—70 000	Ohne "
14	Normalrädersatz f. Wagen	130	203	47	Schm.	Gsst.	40—50 000	" "
<i>Magdeburg-Halberstädter Bahn</i>								
15	Wagenräder	130	200	55	Schm.	—	50—60 000	Ohne Keil, gemessen
16	Wagenräder	130	215	115	Gsst.	—	50—60 000	" "
17	Lokomotivräder	180	170	82	Schm.	—	80—90 000	" "

<i>Saarbrücker Bahn</i>								
18	Lokomotiv-Treib- u. Kuppelräder	176	190	212	Gsst.	Gsst.	62 700	Mit Keil, gemessen
19	do.	177	203	65	Schm.	Gsst.	112 540	" "
20	do.	193	186	98,5	Schm.	Gsst.	112 540	" "
21	Lokomotiv-Laufräder	151	152	75	Schm.	Gsst.	90 000	Ohne "
22	Tenderachsen	132	174	159	Gss. ²⁾	Schm.	62 200	" "
23	do.	150	194	57,5	Schm.	Schm.	76 400	" "
24	do.	150	150	50	Schm.	Gsst.	90 000	" "
25	Normalrädersatz f. Wagen	130	200	65	Schm.	Gsst.	75—88 000	" "
26	Rädersatz f. Schienenwagen	130	215	117,5	Gss.	Fks.	75 000	" "
27	do. f. Kohlenwagen	131	183	65,5	Schm.	Fks.	88 000	" "
28	do. f. Personenwagen	105	190	85	Gsst.	Gsst.	50—75 000	" "
<i>Riga-Dünaburger Bahn</i>								
29	Treib- u. Kuppelrad, <i>Stephenson</i>	178	187	95	Schm.	Fks.	41 000	Mit Keil, gemessen
30	Lokomotiv-Laufrad, do.	165	165	70	Schm.	Fks.	41 000	" "
31	Tenderrad, do.	136	178	78	Schm.	Fks.	39 000	" "
32	Treib-, Kuppel- u. Laufrad, <i>Borsig</i>	175	154	82,5	Schm.	Fks.	41 000	" "
33	Tenderrad, do.	138	178	56	Schm.	Fks.	39 000	" "
34	Personenwagenrad, <i>Ashbury</i>	120	165	56	Schm.	Fks.	31 000	" "
35	Güterwagenrad, v. d. <i>Zypen</i>	131	260	—	Schm.	Fks.	35 000	Ohne Keil, gemessen
36	do.	131	224	—	Schm.	Bst.	40 000	" "
<i>Lokomotivbauanstalt Borsig</i>								
37	Lokomotivlaufräder u. Tenderräder	150—200	160—180	60—80	Schm.	{ Schm. }	75—100 000	Mit Keil, gemessen
38	Lokomotiv-Treib- u. Kuppelachsen	170—200	180—200	80—100	Schm.	{ od. St. }	100—150 000	Ohne "
39	Kurbelzapfen dieser Achsen	100—150	180—200	50—60	Schm.		50—75 000	" "

1) 230—60 mm wegen einer 60 mm langen Aussparung in der Nabenläubung.

2) Innen durch einen Ring von 40 auf 30 mm, aussen durch einen solchen von 50 auf 23 mm gebunden.

Nr.	Anbringungsstelle der Nabe	Abmessungen			Material		Q Kil.	Bemerkungen
		2r	l	δ	Hülse	Kern		
	<i>Lokomotivbauanstalt Wöhler</i>							
40	Lokomotiv-Treib- u. Kuppelräder	190	200	95	Schm.	{ Schm. }	100 000	Mit Keil, gemessen
41	Lokomotiv-Laufräder	190	170	75	Schm.	{ od. St. }	100 000	Ohne " "
42	Tenderräder	140	170	65	Schm.		60 000	" " "
	<i>Französische Nordbahn</i>							
43	Lokom.-Kuppel-u. Laufr., Stephenson	—	—	—	—	—	80 000	Vorschrift
44	do. do. Clapeyron.	—	—	—	—	—	80 000	" "
45	Tenderräder mit starken Naben	—	—	—	—	—	80 000	" "
46	Kurbelzapfen	—	—	—	—	—	15 000	" "
	<i>Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn.</i>							
47	Lokomotiv-Treibräder	—	—	—	Schm.	Schm.	35—40 000	Mit Keil, gemessen
48	do. Laufräder	—	—	—	Schm.	Schm.	25—30 000	Ohne " "
49	Tenderräder	—	—	—	Schm.	Schm.	25—30 000	" " "
50	Wagenräder	—	—	—	Schm.	{ Schm. }	18—22 000	" " "
51	do.	—	—	—	Gss.	{ od. St. }	10 000	" " "
52	Kurbelzapfen	—	—	—	Schm.	Gsst.	30 000	" " "

In der Mehrzahl derjenigen Fälle, bei welchen die Eintreibkraft als „gemessen“ bezeichnet ist, hat die Ermittlung stattgefunden, wenn in ein Rad eine Ersatzachse eingepresst wurde.

Bei No. 12 liefert Formel (63) den Werth $\mathfrak{E}_1 = 5.80\,000 : 191\pi 178 = 3,8\text{ k}$; ρ ist nach (65) = 0,53 und damit gemäss (64): $\mathfrak{E}_2 = 7,17\text{ k}$.

Bei No. 10 wird $\mathfrak{E}_1 = 5.100\,000 : 130\pi 170 = 7,2\text{ k}$; $\rho = 0,44$, $\mathfrak{E}_2 = 16,3\text{ k}$.

Bei No. 37 erhalten wir $\mathfrak{E}_1 = 5.100\,000 : 190\pi 170 = 4,86\text{ k}$; $\rho = 0,526$, und damit $\mathfrak{E}_2 = 9,24\text{ k}$.

Bei No. 16 ergäbe sich für $Q = 60\,000\text{ k}$ der Werth $\mathfrak{E}_1 = 3,41$; ρ ist = 0,77, damit $\mathfrak{E}_2 = 4,43$. Bei No. 17 kommt $\mathfrak{E}_1 = 4,68$, $\rho = 0,569$, $\mathfrak{E}_2 = 8,2\text{ k}$. Beidemale erscheinen nicht unbedeutende Spannungen.

Naben, welche von den Achsen abgezogen werden, zwingen sich wegen der beim Auf- und Abziehen eingetretenen Abnutzung der aufeinander gezwängten Flächen nicht mehr so fest auf, als es beim ersten mal geschah. Man kann sie durch Aufsetzen schmiedeiserner Zwängungsringe angemessen verengen. Solche Bänderinge für Eisenbahnräder erhalten rechteckige Querschnitte von 50 auf 25, 55 auf 20, 40 auf 30 mm u. s. w. Im allgemeinen zeigen die Vorschriften für den Eintreibdruck der Eisenbahnachsen eine steigende Tendenz. Für Rädersatz, bei welchen man sich früher, und noch vor Kurzem, mit 30 bis 40 000 k Eintreibdruck begnügte, wird jetzt 40 bis 50 000 k verlangt; bei Lokomotivachsen scheint man allgemein auf 100 000 k und mehr hinzuwollen. Es handelt sich wohl darum, ein wiederholtes Abziehen statthaft zu machen.

Neben dem Aufzwingen mittelst der Presse und dem Aufschrümpfen in Rothgluth (§. 62) beginnt das Aufziehen in Siedehitze aufzukommen. Diese Methode verdient Beachtung, weil sie eine ausserordentliche Gleichmässigkeit der Erwärmung sichert und von mancherlei Unbequemlichkeiten, welche beim Glühend-aufziehen unvermeidlich sind, frei ist; auf russischen Bahnen ist sie mit bestem Erfolg für das Aufsetzen der Radreifen der Scheibenräder eingeführt. Die sehr genau auf das erforderliche Maass (etwa $\frac{3}{4}$ mm Durchmesserunterschied auf 1 m) ausgedehnten Reifen werden am Kran in einen eisernen Wasserbehälter eingetaucht, in welchem ein eingeleiteter Dampfstrom die Siedetemperatur fortwährend erhält. Eine Eintauchung von 10 bis 15 Minuten Dauer genügt, den Reifen auf etwa 100° zu erwärmen, worauf die Aufstreifung bewirkt wird. Drei Arbeiter setzen im elfstündigen Arbeitstage 12 bis 14 Reifen auf*). Vielleicht kann die Methode auch beim Aufsetzen der Radnaben gute Dienste leisten.

*) Eng. u. Mining-Journal, Newyork, 1878, Juni, S. 424.

§. 65.

Berechnung der Abmessungen kaltaufzuzwängender Ringe.

Wennschon die Formen der Radnaben manchmal etwas von der cylindrischen Gestalt abweichen, konnten die entstehenden Spannungen doch immerhin annähernd aus den oben angegebenen Formeln entwickelt werden. Diese können aber auch noch dazu dienen, die Wanddicken, welche man kaltaufziehenden Naben, Hülsen, Walzen (Zuckerrohrwalzen), um sie vor dem Zerspringen beim Eintreiben zu schützen, zu geben hat. In (62) statt der Radialspannung \mathfrak{S}_1 die Tangentialspannung \mathfrak{S}_2 einfürend, erhält man: $Q = 2\pi r l f \mathfrak{S}_2$, und hieraus mit (65):

$$\frac{\delta}{r} = \sqrt{\frac{2\pi r l f \mathfrak{S}_2 + Q}{2\pi r l f \mathfrak{S}_2 - Q}} - 1 \dots \dots (66)$$

Hierbei ist Q die Maximalkraft, mit welcher die Nabe einer Längsverschiebung wie auch einer Drehung auf dem Kern widersteht. Sucht also ein verdrehendes Moment PR die Hülse um die Achse zu drehen, so muss $Qr \geq PR$ sein. $Qr : PR$ wird die Sicherheit gegen das Gleiten durch Drehung darstellen. Die Konstruktion ist überhaupt nur dann möglich, wenn $2\pi r l f \mathfrak{S}_2 > Q$ ist. Je nachdem man \mathfrak{S}_2 und Q wählt, kann man sehr verschiedene Wanddicken erhalten.

Beispiel. Borsig'sche Schnellzuglokomotive der Wiener Weltausstellung. Zwei gekuppelte Triebräderpaare von 970 mm Halbmesser ohne Keil; Kolbendurchmesser 432 mm, Dampfdruck 10 Atm., d. i. $\sim \frac{1}{10} k$ auf den qmm; Kurbelarm $R = 279$ mm. Kommt bei etwaigem Gleiten dreier Räder die ganze Wirkung des Kolbendruckes auf ein einziges Rad, so ist

$$PR = 432^2 \cdot 0,785 \cdot 0,1 \cdot 279 = 14657 \cdot 279.$$

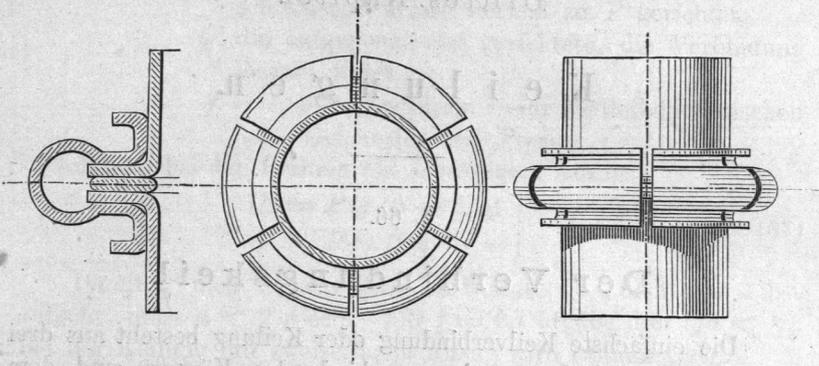
Abmessungen der Nabenhölzung: $r = 98$, $l = 200$ mm. Dies gibt $PR : r = 4089303 : 98 = 41730 k$. Dem Momente 4089393 würde die Reibung an dem einen nicht gleitenden Rade allenfalls noch widerstehen können. Demnach muss Q nothwendig $> 41730 k$ sein. Nehmen wir an, man wolle $Q = 70000 k$ haben und wählt, da die Nabe aus Schmiedeisen besteht, $\mathfrak{S}_2 = 5$, so kommt bei $f = 0,2$ (wie bisher):

$$\frac{\delta}{r} = \sqrt{\frac{2\pi \cdot 98 \cdot 200 \cdot 0,2 \cdot 5 + 70000}{2\pi \cdot 98 \cdot 200 \cdot 0,2 \cdot 5 - 70000}} - 1 = \sqrt{\frac{193150}{53150}} - 1 = \sqrt{3,61} - 1 = 0,9,$$

woraus folgen würde: $\delta = 98 \cdot 0,9 = 88,2$ mm. Die Ausführung zeigt 90 mm.

Die Gurtform ist, wie nicht zu vergessen bleibt, für das zwängende Stück nicht unbedingt erforderlich; mitunter können andere Formen geeigneter sein. Ein Beispiel gibt die Ehrhardt'sche Flantschenverbindung*), Fig. 181. Hier dienen Klammern aus Gussstahl, gehärtet, zum Schliessen der Verbindung. Sie

Fig. 181.



zwängen die schwach vorspringenden Flantschen zusammen, und zwar werden sie mittelst einer Schraubzange aufgesetzt oder abgenommen. Proben an Dampf- und Luftleitungen (bei pneumatischen Pfeilergründungen) und solche mit der hydraulischen Presse haben die Verbindung als bewährt erwiesen.

Die Zwängungsverbindungen nehmen an Verwendung fortwährend zu und scheinen noch für mancherlei Konstruktionen nützlich werden zu wollen. Es ist zu erwarten und zu hoffen, dass in einiger Zeit die Zwängungspressen, für welche die Firma Schäffer u. Budenberg vorzügliche Hydromanometer liefert, ein unentbehrliches Werkzeug in jeder grösseren Maschinenbauanstalt geworden sein wird. (Vergl. noch Kap. X und XI.)

*) Königl. preuss. Patent vom 23. Mai 1876, Nr. 159, ein durch Zeichnung, Beschreibung und Modell nachgewiesener Flantschenverschluss.