

DZIAŁ PIĄTY.

CZĘŚCI MASZYN.*)

I. CZĘŚCI MASZYN ŁĄCZĄCE (ZŁĄCZNIAKI).

A. Kliny.

Wiadomości ogólne o złączeniach klinowych p. str. 221 i 222. W poniższym siły wyrażają się w kg, wymiary w cm, a naprężenia w kg/cm².

a. Kliny pod obciążeniem stałym.

Średnicę d (rys. 276) określa wzór: $P = k_z \frac{\pi d^2}{4}$,

" D " " " " : $P = k'_z \left(\frac{\pi D^2}{4} - s_1 D \right)$,

w których oznaczają:

k_z naprężenie bezpieczne w przekroju $\frac{1}{4} \pi d^2$,
 k'_z naprężenie bezpieczne w przekr. $\frac{1}{4} \pi D^2 - s_1 D$.

Ponieważ w przekroju w końcu wspomnianym naprężenia rozkładają się niejednostajnie, przeto powinno być $k'_z < k_z$, co uwzględniamy, zakładając szacunkowo:

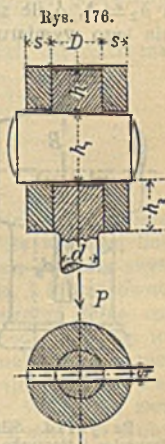
$$k'_z = \frac{\pi}{4} k_z.$$

Dla zwykłej wartości $s_1 = 0,25 D$, z równania:

$$k_z \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi}{4} k_z \left(\frac{\pi D^2}{4} - s_1 D \right) \text{ wynika:}$$

$$D \approx \frac{1}{3} d.$$

Ciśnienie k na powierzchni przylegania klina do sworznia wyznacza się z równania:



*) Przeważnie według C. v. Bach'a, Die Maschinen-Elemente, wyd. 6-e; Stuttgart 1897, A. Bergsträsser.

$$k_z \frac{\pi d^2}{4} = k s_1 D = k \frac{1}{4} D^2, \text{ na:}$$

$$k \propto \sqrt[7]{4} k_z.$$

Stosując tę samą wartość i do pochwy, okalającej sworzeń, ze wzoru:

$$2k s s_1 = k D s_1, \text{ otrzymamy:}$$

$$s = 0,5 D.$$

Oznaczając przez h_1 średnią wysokość klina, podlegającego gięciu, otrzymamy:

$$\frac{P}{2} \left(\frac{D}{2} + \frac{s}{2} - \frac{D}{4} \right) = k_b \frac{s_1 h_1^2}{6},$$

a gdy $s_1 = 0,25 D$, $s = 0,5 D$, $P = k_z \frac{\pi d^2}{4}$, to:

$$h_1 = d \sqrt{\frac{3\pi k_z}{2 k_b}}.$$

Jeżeli np. $k_z = 900 \text{ kg/cm}^2$ (żelazo spawalne, lub zlewne), a $k_b = 1350 \text{ kg/cm}^2$ (stal), to:

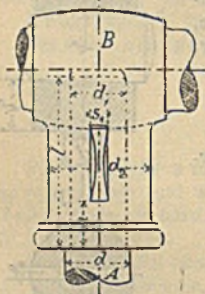
$$h_1 \propto \sqrt[7]{4} d \propto \sqrt[3]{3} D.$$

Klinom nadaje się zbieżność $\frac{1}{15}$ do $\frac{1}{20}$. Dla klinów prostokątnych bywa szacunkowo:

$$h = 0,67 h_1 \text{ do } 0,75 h_1,$$

a $h_2 = h$, o ile siły działające na pochwę nie wymagają powiększenia tego wymiaru.

Rys. 277.



b. Kliny pod obciążeniem zmiennem.

Złączenie tłoczyska A z krzyżulcem B (maszyny wahaczowej), wskazane na rys. 277, powinno być złączeniem pierwotnie naprężonym w uwzględnieniu zmian od $+P$ do $-P$, jakim podlega siła działająca w kierunku osi tłoczyska, a przenoszona z A na B . Biorąc pod uwagę to naprężenie pierwotne, spowodowane przez zabijanie klina, a więc pojawiające się już wówczas, gdy tłoczysko nie podlega jeszcze żadnemu obciążeniu, należy obliczać złączenie na siłę $\sqrt[5]{4}$ razy większą niż siła, jaką tłoczysko w istocie ma przetranszować.

Przykład. Siła w tłoczysku $P = 10000 \text{ kg}$, a jego średnica $d = 8,2 \text{ cm}$. Klin, krzyżulec i tłoczysko ze stali zlewnej.

Ażeby w pierścieniu $\frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2)$ naprężenie k nie przekraczało 1000 kg/cm^2 , musi być zachowany warunek:

$$\frac{\pi}{4} (8,2^2 - d_1^2) 1000 = \frac{5}{4} 10000,$$

a zatem $d_1 \approx 7$ cm.

Zakładając ciśnienie pomiędzy tłoczkiskiem i klinem również 1000 kg/cm², oznaczamy grubość klina z równania:

$$s_1 \cdot 7 \cdot 1000 = \frac{5}{4} 10000, \quad \text{na: } s_1 = 1,8 \text{ cm.}$$

Średnica pochywy d_2 wyznacza się z równania:

$$(d_2 - d_1) s_1 \cdot 1000 = \frac{5}{4} 10000 = s_1 d_1 \cdot 1000, \quad \text{na:}$$

$$d_2 = 2 d_1 = 14 \text{ cm.}$$

Średnią wysokość klina, podlegającego gięciu, określa wzór:

$$\frac{l}{2} \cdot \frac{5}{4} 10000 \left(\frac{7,0 + 3,5}{2} - \frac{3,5}{2} \right) = 1000 \cdot \frac{1,8 h_1^2}{6},$$

a zatem: $h_1 = 8,6$ cm.

Średnia wartość h (stosownie do ustępu a) będzie:

$$h = 0,7 h_1 = 6 \text{ cm.}$$

Zbieżność wystarczająca: 1 : 25; wreszcie $l = 6,0 + 8,0 + 6,0 = 20,0$ cm.

Aby uniknąć ostro wklęsłych krawędzi w łożu klina, nadajemy zazwyczaj jego przekrojowi kształt zaokrąglony (rys. 278), wskutek czego możemy zmniejszyć bezpiecznie h do wartości: $0,4 h_1$ do $0,5 h_1$. Przykład często napotykanego złączenia klinowego p. Dział XI, rozdz. II, A. b. 2.

Rys. 278.

Kliny dobijane pod **całkowitem obciążeniem** powinny posiadać takie wymiary, ażeby ciśnienie na powierzchni do siebie przylegające nie przekraczało wartości bezpiecznej (zapobieganie wżeraniu się). Bezpieczna wielkość ciśnienia dobiera się z uwzględnieniem materiału, dokładnieści wykonania, jak również w zależności i od tego, czy przewiduje się częste wyjmowanie klinów.



Inne złączenia na kliny podano poniżej przy tych częściach maszyn, do których one należą.

B. Śruby.

a. Część ogólna.

Wykreślenie rzutu walcowej linii śrubowej p. str. 126. Z określenia linii śrubowej (p. str. 125, pod 1) wynika, że walcową linię śrubową opisuje każdy punkt płaszczyzny, która się ze stałą szybkością obraca około osi leżącej w samej płaszczyźnie, i która równocześnie wykonywa równomierny ruch postępowy wzdłuż tejże osi. Jeżeli przeto zamiast jednego punktu, rozpatrywać będziemy cały ich szereg, tworzący na płaszczyźnie pewną figurę zamkniętą, to ruch ich da nam bryłę śrubowatą. Bryła ta, wraz z najmniejszym walcem, który dotyka jej wnętrza, daje nam śrubę. Walec ten zwie się rdzeniem, bryła śrubowata zeń wystająca — gwintem śruby, figura zaś tworząca ów gwint — przekrojem gwintu. Różnica między promieniem zewnętrznym gwintu i promieniem rdzenia zwie się głębokością gwintu. Znaczenie praktyczne posiadają jedynie prze-

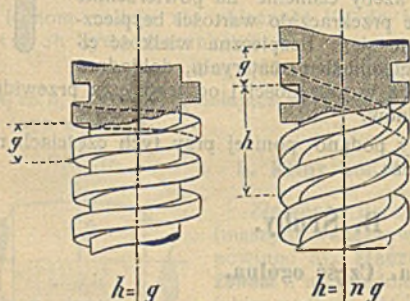
kroje ograniczone od strony osi linią do niej równoległą, i w tym też sensie rozróżniamy śruby o gwincie ostrym (przekrój = trójkąt), prostokątnym czyli płaskim (p. prostokąt), trapezoidalnym (p. trapez), okrągławym (p. z łuków koła).

Linię śrubową możemy też otrzymać, nawijając na walec płaszczyznę doń styczną: wszystkie bowiem proste tej płaszczyzny, prostopadłe do osi walca, opiszą na nim koła, wszystkie zaś proste, pochyle względem pierwszych pod jakimkolwiek kątem α , opiszą na walcu szereg linii śrubowych o pochyłości α . Przy walcu o promieniu r , skok linii śrubowej (skok śruby) będzie $h = 2\pi r \operatorname{tg} \alpha$.

Wynika ztąd, że linie śrubowe, opisywane przez różne punkty przekroju gwintu, mają pochyłości rozmaite, a dalej, że pochyłość powierzchni gwintu w każdym jej punkcie jest jeszcze zależna od kształtu przekroju gwintu (por. str. 228 p. 2).

Rozróżniamy śruby jednozwojne (o pojedynczym gwincie), dwuzwojne (o podwójnym gwincie), trój- i wielozwojne (o wielokrotnym gwincie). W śrubach jednozwojnych wielkość skoku zależy od wielkości przekroju gwintu; w śrubach zaś o gwincie wielokrotnym rzeczywista wielkość skoku zależy od ilości zwojów i od wielkości przekroju gwintu. Śruba przeto o n zwojach,

Rys. 278-a.



mająca tę samą średnicę i ten sam przekrój gwintu, co śruba jednozwojna, mieć będzie skok n razy większy od skoku tej ostatniej (por. rys. 278-a). Pamiętać o tem należy, gdy chodzi o samohamowność śruby (por. str. 228).

Śruby, których skok i przekrój gwintu odstępują od norm poniżej podanych, są śrubami nie-normalnymi; najczęściej są to śruby zgrubione,

które przy normalnym przekroju i skoku gwintu mają powiększoną średnicę rdzenia, a więc zmniejszoną pochyłość nitek gwintowych.

Gwint jest prawozwity, gdy dla oka z zewnątrz patrzącego na śrubę wznosi się od lewej strony ku prawej. W przeciwnym zaś razie zwiemy go lewozwitym. Zwykle stosuje się gwint prawozwity.

b. Rodzaje gwintów.

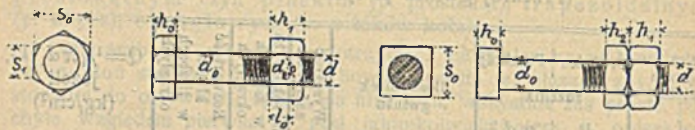
Ponieważ śruby o gwincie ostrym posiadają większe tarcie użyteczne, niż śruby inaczej gwintowane, przeto wszelkie **śruby złączne**

Gwint Whitworth'a.

(Przekrój gwintu p. rys. 279 str. 433)

Średnica zewnętrzna gwintu.		Średnica rdzenia	Przekrój	Ilość nitek gwintu		Wysokość nasadki.	Wysokość łba w liczbach okrągłych	Rozwartość klucza w liczbach okrągłych	$Q = \frac{1}{4} \pi d_1^2 k_z$, jeżeli (kg/cm ²)	
d	d'			$\frac{\pi d_1^2}{4}$	na cal ang.				na długości d	h_1
cali ang.	mm	mm	cm ²			mm	mm	mm	kg	kg
1/4	6,35	4,72	0,175	20	5	6	4	13	85	105
5/16	7,94	6,13	0,295	18	5 1/8	8	6	16	140	175
3/8	9,52	7,49	0,441	16	6	10	7	19	210	265
7/16	11,11	8,79	0,607	14	6 1/8	11	8	21	290	365
1/2	12,70	9,99	0,784	12	6	13	9	23	375	470
5/8	15,87	12,92	1,311	11	6 7/8	16	11	27	630	785
3/4	19,05	15,80	1,961	10	7 1/2	19	13	33	940	1175
7/8	22,22	18,61	2,720	9	7 7/8	22	15	36	1305	1630
1	25,40	21,33	3,573	8	8	25	18	40	1715	2145
1 1/8	28,57	23,93	4,498	7	7 7/8	29	20	45	2160	2700
1 1/4	31,75	27,10	5,768	7	8 3/4	32	22	50	2770	3460
1 3/8	34,92	29,50	6,835	6	8 1/4	35	24	54	3280	4100
1 1/2	38,10	32,68	8,388	6	9	38	27	58	4030	5030
1 5/8	41,27	34,77	9,495	5	8 1/8	41	29	63	4560	5700
1 3/4	44,45	37,94	11,31	5	8 3/4	44	32	67	5430	6780
1 7/8	47,62	40,40	12,82	4 1/2	8 7/16	48	34	72	6150	7690
2	50,80	43,57	14,91	4 1/2	9	51	36	76	7160	8950
2 1/4	57,15	49,02	18,87	4	9	57	40	85	9060	11320
2 1/2	63,50	55,37	24,08	4	10	64	45	94	11560	14450
2 3/4	69,85	60,55	28,80	3 1/2	9 5/8	70	49	103	13820	17280
3	76,20	66,90	35,15	3 1/2	10 1/2	76	53	112	16870	21090
3 1/4	82,55	72,57	41,36	3 1/4	10 9/16	83	58	121	19850	24820
3 1/2	88,90	78,92	48,92	3 1/4	11 3/8	89	62	130	23480	29350
3 3/4	95,25	84,40	55,95	3	11 1/4	95	67	138	26860	33570
4	101,60	90,75	64,68	3	12	102	71	147	31050	38810
4 1/4	107,95	96,65	73,37	2 7/8	12 7/32	108	76	156	35220	44020
4 1/2	114,30	102,98	83,29	2 7/8	12 15/16	114	80	165	39980	49970
4 3/4	120,65	108,84	93,04	2 3/4	13 1/16	121	85	174	44660	55820
5	127,00	115,19	104,2	2 3/4	13 3/4	127	89	183	50020	62530
5 1/4	133,35	121,67	116,3	2 5/8	13 25/32	133	93	192	55810	69760
5 1/2	139,70	127,51	127,7	2 5/8	14 7/16	140	98	201	61300	76620
5 3/4	146,05	133,05	139,0	2 1/2	14 3/8	146	102	209	66740	83420
6	152,40	139,39	152,6	2 1/2	15	152	106	218	73250	91560

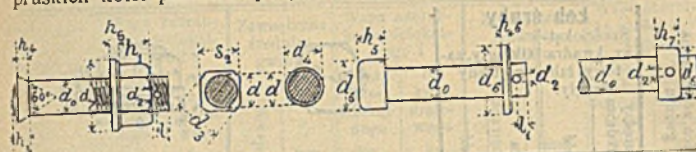
Wymiary śrub toczonych i nietoczonych,
(Wymiary normalne)



Nr. śruby	Średnica sworznia		Ś r u b y									
	to- czone	nieto- czone	Średnica zewnętrzna gwintu		Średnica rdzenia	Wysokość					Ilość nitów gwintu na cal ang.	Rozwarcie szczytów kłosa i bok 1/4 kwadrat.
			cali ang.	mm		naśrubka	nakrętki	całkowita	stożka	łba zagłębionego		
	mm	mm	d	d_1	h_0	h_1	h_2	h_3	h_4	s_0		
3	10	10	³ / ₈	9,52	7,49	16	7	10	7	6	5	17
4	13	13	¹ / ₂	12,70	9,99	12	9	13	10	8	7	22
5	16	16	⁵ / ₈	15,87	12,92	11	12	16	12	10	8	28
6	20	19	³ / ₄	19,05	15,80	10	14	20	15	12	10	33
7	23	23	⁷ / ₈	22,22	18,61	9	16	23	17	14	11	39
8	26	26	1	25,40	21,33	8	18	26	19	16	13	44
9	30	29	1 ¹ / ₈	28,57	23,93	7	20	30	21	18	14	50
10	33	32	1 ¹ / ₄	31,75	27,10	7	22	33	24	20	16	55
11	36	35	1 ³ / ₈	34,92	29,50	6	24	36	26	22	18	61
12	40	39	1 ¹ / ₂	38,10	32,68	6	26	40	28	24	20	66
13	43	42	1 ⁵ / ₈	41,27	34,77	5	29	43	31	26	21	72
14	46	45	1 ³ / ₄	44,45	37,94	5	31	46	33	28	23	77
15	50	48	1 ⁷ / ₈	47,62	40,40	4 ¹ / ₂	34	50	36	30	25	83

Gwint na sworzniach, o średnicy ponad 20 mm, stosowanych jako zespółki, lub ściągę wodostkazach, na kurkach cylindrów maszyn parowych, kurkach Śruby nietoczone, o średnicach różniących się od powyżej podanych, otrzymują

oraz sworzni toczonych. (Gwint Whitworth'a)
pruskich kolei państwowych).



Rok sześciokąta, łba lub nasróbka	Ś r u b y			Kółki i łbaki śrubowe			Sworznie gładkie		Podkładki			
	Średnica łonka	Odległość łonka		Bok kwadratu	Średnica łba w łbawkach okrągłych	Średnica łba	Wysokość łba	Średnica		Grubość podkładki	Grubość pierścienia przelotowego	
		w nasróbku od jej kraju	przed nasróbkiem od końca sworznia					dla sworzni toczonych	pod nasróbki			
	s_1	d_2	l_0	l_1	d_3	s_2	d_4	d_5	h_5	d_6	d_7	h_6
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
9,8	4	7	6	14	12	13	16	5	16	22	3	10
12,7	5	9	8	20	17	16	22	6	22	28	4	11
16,2	5	12	8	22	17	20	26	7	26	36	4	12
19,1	6	14	9	26	22	23	32	8	32	44	5	13
22,5	6	16	9	34	28	26	36	9	36	50	5	15
25,4	7	18	10	34	28	30	40	10	40	56	6	16
28,9	7	20	12	40	33	33	44	10	44	62	6	17
31,8	8	22	12	40	33	36	48	11	48	68	7	18
35,2	9	24	13	.	.	.	52	11	52	74	7	19
38,1	9	26	14	.	.	.	56	12	56	80	8	20
41,6	10	29	15	.	.	.	60	12	60	86	8	21
44,5	10	31	15	.	.	.	64	13	64	92	9	22
47,9	10	34	16	.	.	.	68	13	68	100	9	23

podniebienne (podniebienniki w kotłach parowozowych), jak również gwint do mosiądzu na próbnym, na oliwiarkach i t. p. ma 10 nitów na 1 cal ang. skok gwintu, odpowiadający najbliższej, mniejszej średnicy śrub normalnych.

Śruby z naśrubkami Penn'a dla silników parowców. (Gwint Whitworth'a).

Średnica zewnętrzna gwintu <i>d</i>	Keb śruby				Naśrubek.						Śruby osadne.		
	Sześciokąt-ny, kwad-ratowy lub okrągły.		Okrągły, za-głębiony		<i>m</i>	<i>n</i>	<i>o</i>	<i>p</i>	<i>q</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>
	Odległość między bokami lub średnica	Wysokość	Średnica	Wysokość									
Cali ang.	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
$\frac{3}{16}$	31	14	28	13	31	27	35	26	24	12	5	10	8
$\frac{7}{8}$	35	16	32	15	36	31	40	29	27	12	5	10	8
1	40	18	37	17	40	35	46	33	30	12	5	10	8
$1\frac{1}{8}$	45	20	41	19	46	40	50	37	33	13	5	10	8
$1\frac{1}{4}$	49	22	46	21	52	45	57	42	36	13	5	10	8
$1\frac{3}{8}$	54	24	50	23	57	49	62	46	39	13	5	10	8
$1\frac{1}{2}$	58	26	55	25	62	54	68	50	42	15	6	13	10
$1\frac{5}{8}$	63	28	59	27	67	58	73	54	45	15	6	13	10
$1\frac{3}{4}$	67	30	64	29	73	63	79	59	48	15	6	13	10
$1\frac{7}{8}$	72	32	68	31	77	67	85	63	51	18	8	16	11
2	76	34	73	33	83	72	90	68	54	18	8	16	11
$2\frac{1}{4}$	85	38	82	37	93	81	101	77	60	18	8	16	11
$2\frac{1}{2}$	94	42	91	41	104	90	112	86	66	18	8	16	11
$2\frac{3}{4}$	103	46	100	45	114	99	123	95	71	21	10	20	13
3	112	50	109	49	125	108	134	104	76	21	10	20	13
$3\frac{1}{4}$	121	54	118	53	135	117	145	113	81	21	10	20	13
$3\frac{1}{2}$	130	58	127	57	145	126	156	122	86	25	11	22	14
$3\frac{3}{4}$	139	63	136	61	156	135	166	131	91	25	11	22	14
4	148	68	145	65	166	144	177	140	96	25	11	22	14
$4\frac{1}{4}$	157	73	154	69	177	153	188	149	101	28	13	24	16
$4\frac{1}{2}$	166	78	162	73	187	162	200	158	106	28	13	24	16
$4\frac{3}{4}$	175	83	170	77	197	171	210	167	111	28	13	24	16
5	184	88	178	81	207	179	220	175	116	32	14	28	17
$5\frac{1}{4}$	193	93	186	85	216	187	230	183	121	32	14	28	17
$5\frac{1}{2}$	202	98	194	89	225	195	240	191	126	32	16	31	19
$5\frac{3}{4}$	211	103	202	92	234	203	250	199	131	36	16	31	19
6	220	108	210	95	244	211	260	207	136	38	16	31	19



Waga naśrubków i łbów z żelaza spawalnego. (Gwint Whitworth'a).

Zewnętrzna średnica gwintu		Waga naśrubka sześciokątnego i		Zewnętrzna średnica gwintu		Waga naśrubka sześciokątnego i		Zewnętrzna średnica gwintu		Waga naśrubka sześciokątnego i	
		łba sześciokątnego	łba kwadratowego			łba sześciokątnego	łba kwadratowego			łba sześciokątnego	łba kwadratowego
cali ang.	mm	kg	kg	cali ang.	mm	kg	kg	cali ang.	mm	kg	kg
$\frac{1}{4}$	6,35	0,013	0,014	$\frac{3}{8}$	34,9	0,983	1,059	$3\frac{1}{2}$	88,9	14,15	15,27
$\frac{5}{16}$	7,94	0,022	0,023	$1\frac{1}{2}$	38,1	1,257	1,354	$3\frac{3}{4}$	95,2	17,28	18,64
$\frac{3}{8}$	9,52	0,033	0,035	$1\frac{5}{8}$	41,3	1,575	1,697	4	101,6	20,88	22,52
$\frac{7}{16}$	11,1	0,048	0,051	$1\frac{3}{4}$	44,4	1,931	2,080	$4\frac{1}{4}$	107,9	24,89	26,85
$\frac{1}{2}$	12,7	0,067	0,072	$1\frac{7}{8}$	47,6	2,352	2,534	$4\frac{1}{2}$	114,3	29,46	31,79
$\frac{5}{8}$	15,9	0,119	0,127	2	50,8	2,828	3,048	$4\frac{3}{4}$	120,6	34,47	37,19
$\frac{3}{4}$	19,0	0,189	0,203	$2\frac{1}{4}$	57,1	3,941	4,248	5	127,0	40,12	43,29
$\frac{7}{8}$	22,2	0,285	0,307	$2\frac{1}{2}$	63,5	5,353	5,770	$5\frac{1}{4}$	133,3	46,24	49,89
1	25,4	0,411	0,442	$2\frac{3}{4}$	69,9	7,056	7,608	$5\frac{1}{2}$	139,7	53,07	57,27
$1\frac{1}{8}$	28,6	0,568	0,612	3	76,2	9,052	9,762	$5\frac{3}{4}$	146,0	60,42	65,20
$1\frac{1}{4}$	31,7	0,753	0,811	$3\frac{1}{4}$	82,5	11,39	12,29	6	152,4	68,55	73,98

Uwaga. Do obliczenia tablicy powyższej brano wymiary naśrubka i łba, podane na str. 427, ciężkość zaś właściwą żelaza spawalnego = 7,8. [Część śruby, znajdująca się w naśrubku, nie wliczona do wagi naśrubka].

Gwint Whitworth'a dla rur gazowych.

Wewnętrzna średnica rury		Zewnętrzna średnica gwintu		Średnica rdzenia		Ilość nitów na 1 cali ang.
D		d		d ₁		
cali ang.	mm	cali ang.	mm	cali ang.	mm	
$\frac{1}{8}$	3,175	0,3825	9,7153	0,3367	8,5520	28
$\frac{1}{4}$	6,350	0,5180	13,1569	0,4506	11,4450	19
$\frac{3}{8}$	9,525	0,6563	16,6697	0,5889	14,9578	19
$\frac{1}{2}$	12,700	0,8257	20,9724	0,7342	18,6483	14
$\frac{5}{8}$	15,875	0,9022	22,9154	0,8107	20,5913	14
$\frac{3}{4}$	19,050	1,0410	26,4409	0,9495	24,1168	14
$\frac{7}{8}$	22,225	1,1890	30,2000	1,0975	27,8759	14
1	25,400	1,3090	33,2479	1,1925	30,2889	11
$1\frac{1}{8}$	28,574	1,4920	37,8961	1,3755	34,9371	11
$1\frac{1}{4}$	31,749	1,6500	41,9092	1,5335	38,9502	11
$1\frac{3}{8}$	34,924	1,7450	44,3221	1,6285	41,3631	11
$1\frac{1}{2}$	38,099	1,8825	47,8146	1,7660	44,8556	11
$1\frac{5}{8}$	41,274	2,0210	51,3324	1,9045	48,3734	11
$1\frac{3}{4}$	44,449	2,0470	51,9927	1,9305	49,0337	11
2	50,799	2,3470	59,6126	2,2305	56,6536	11
$2\frac{1}{4}$	57,149	2,5875	65,7212	2,4710	62,7622	11
$2\frac{1}{2}$	63,499	3,0013	76,2315	2,8848	73,2725	11
$2\frac{3}{4}$	69,849	3,2470	82,4722	3,1305	79,5132	11
3	76,199	3,4850	88,5173	3,3685	85,5583	11

Gwint metryczny, przyjęty przez Towarzystwo Inżynierów niemieckich (1888/1893).

(Przekrój gwintu rys. 280 str. 433).

Zewnętrzna średnica gwintu	Średnica rdzenia	Skok	Głębokość gwintu	Rozwartość klucza	Zewnętrzna średnica gwintu	Średnica rdzenia	Skok	Głębokość gwintu	Rozwartość klucza
d	d_1	h	t	s_0	d	d_1	h	t	s_0
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
6	4,5	1,0	0,75	12	20	16,4	2,4	1,8	34
7	5,35	1,1	0,825	14	22	17,8	2,8	2,1	37
8	6,2	1,2	0,9	16	24	19,8	2,8	2,1	40
9	7,05	1,3	0,975	18	26	21,2	3,2	2,4	43
10	7,9	1,4	1,05	20	28	23,2	3,2	2,4	46
12	9,6	1,6	1,2	22	30	24,6	3,6	2,7	49
14	11,3	1,8	1,35	25	32	26,6	3,6	2,7	52
16	13,0	2,0	1,5	28	36	30,0	4,0	3,0	58
18	14,7	2,2	1,65	31	40	33,4	4,4	3,3	64

Uzupełnieniem powyższego rodzaju gwintu jest gwint (o takim samym przekroju) przyjęty przez niemieckie Towarzystwo optyków i mechaników dla średnic: $d = 1$ do 9 mm i gwint zaproponowany przez Delisle'a dla średnic: $d = 14$ do 160 mm.

Gwint Sellers'a

(przekrój gwintu rys. 281 str. 433).

Zewnętrzna średnica gwintu	Skok	Wartość liczebna	Zewnętrzna średnica gwintu	Skok	Wartość liczebna	Zewnętrzna średnica gwintu	Skok	Wartość liczebna
d	h	n	d	h	n	d	h	n
cali ang.	cali ang.	(p. s. 433)	cali ang.	cali ang.	(p. s. 433)	cali ang.	cali ang.	(p. s. 433)
$\frac{1}{8}$	0,0250	0,2000	$1\frac{1}{8}$	0,1249	0,1270	$3\frac{1}{4}$	0,2857	0,0879
$\frac{3}{16}$	0,0417	0,2222	$1\frac{1}{4}$	0,1249	0,1143	$3\frac{1}{2}$	0,3077	0,0879
$\frac{1}{4}$	0,0500	0,2000	$1\frac{3}{8}$	0,1667	0,1212	$3\frac{3}{4}$	0,3333	0,0889
$\frac{5}{16}$	0,0556	0,1778	$1\frac{1}{2}$	0,1667	0,1111	4	0,3333	0,0833
$\frac{3}{8}$	0,0625	0,1667	$1\frac{5}{8}$	0,1818	0,1119	$4\frac{1}{4}$	0,3478	0,0818
$\frac{7}{16}$	0,0714	0,1633	$1\frac{3}{4}$	0,2000	0,1143	$4\frac{1}{2}$	0,3636	0,0808
$\frac{1}{2}$	0,0769	0,1538	$1\frac{7}{8}$	0,2000	0,1067	$4\frac{3}{4}$	0,3810	0,0802
$\frac{9}{16}$	0,0833	0,1481	2	0,2222	0,1111	5	0,4000	0,0800
$\frac{5}{8}$	0,0909	0,1455	$2\frac{1}{4}$	0,2222	0,0988	$5\frac{1}{4}$	0,4000	0,0762
$\frac{3}{4}$	0,1000	0,1333	$2\frac{1}{2}$	0,2500	0,1000	$5\frac{1}{2}$	0,4211	0,0766
$\frac{7}{8}$	0,1111	0,1270	$2\frac{3}{4}$	0,2500	0,0909	$5\frac{3}{4}$	0,4211	0,0732
1	0,1250	0,1250	3	0,2857	0,0952	6	0,4444	0,0741

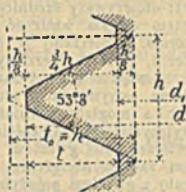
wyrabiają się zazwyczaj z gwintem ostrym. Systemy tego gwintu są następujące:

Rys. 279.



Whitworth'a
(Angielski).

Rys. 280.



Delisle'a
(Niemiecki).

Rys. 281.



Sellers'a
(Amerykański).

1. Gwint Withworth'a (rys. 279). Przekrój tego gwintu jest trójkątem równoramiennym, o kącie wierzchołkowym 55° . Wewnętrzne i zewnętrzne krawędzie ścięto o $\frac{1}{6} t_0$ i zaokrąglono promieniem $0,143 t_0$. Dla zewnętrznej średnicy gwintu $= d$ i średnicy rdzenia $= d_1$, przyjęto skok z równania $h = n d$, w którym wartość n zmienia się od $\frac{1}{3}$ do $\frac{1}{15}$ dla średnic $d = \frac{1}{4}$ do $6''$ ang.

Ponieważ:

$$t_0 = \frac{1}{2} h \operatorname{ctg} 27\frac{1}{2}^\circ = 0,96049 h \quad \text{i} \quad t = \frac{2}{3} t_0 = 0,64033 h,$$

więc $d_1 = d - 2t = d - 1,28065 h = d(1 - 1,28065 n)$.

Por. tablice str. 427 do 431. W Europie rozpowszechnił się najbardziej gwint Whitworth'a, który jednakże niektóre fabryki niemieckie, zwłaszcza południowo-niemieckie, wykonują w formie nieco odmiennej, zachowując tylko wielkość skoku, średnicę d natomiast zmieniają one w odstępach co 3 mm, a więc:

$$d = 12, 15, 18, 21, 24, 27, 30 \text{ mm i t. d.}$$

2. Gwint metryczny (rys. 280). Przekrój gwintu jest trójkątem równoramiennym, o kącie wierzchołkowym $53^\circ 8'$, jest on zatem trójkątem wpisanym w kwadrat. Teoretyczną wysokość gwintu $t_0 = h$ zmniejszają o 2 razy $\frac{1}{8} t_0$ przez ścięcie krawędzi.

$$d_1 = d - 1,5 h, \quad \text{a} \quad t = \frac{3}{4} h. \quad \text{Porówn. tablicę str. 432*}.$$

3. Gwint Sellers'a (rys. 281). Przekrój gwintu jest trójkątem równobocznym, (o kącie wierzchołkowym $= 60^\circ$). Ścięcie krawędzi, tak grzbietu, jak i u podstawy, wynosi $\frac{1}{8}$ wysokości t_0 trójkąta. Por. tablicę str. 432. Skok $h = n d$. Dla $d = \frac{1}{8}$ do 6 cali ang. wartość n zmniejsza się od $\frac{1}{3}$ do $\frac{2}{27}$.

Ponieważ $t_0 = \frac{1}{2} h \operatorname{ctg} 30^\circ = 0,86603 h$, a $t = \frac{3}{4} t_0 = 0,64952 h$, przeto $d_1 = d - 2t = d - 1,29904 h = d(1 - 1,29904 n)$.

4. Rodzaje gwintu wymienione na str. 426: płaski (prostokątny), trapezoidalny i okrągławy, napotykają się tylko wyjątkowo w śrubach złącznych, natomiast stosują się one do śrub napędowych i tłocznych.

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1893, str. 1440; 1895, str. 971; 1898, str. 483.

W wyborze d i d_1 panuje duża swoboda i wogóle tych rodzajów gwintu nie ujęto w jakikolwiek system, jak to uczyniono z gwintem ostrym.

1) Gwint płaski (prostokątny): obliczywszy średnicę rdzenia śruby (p. str. 436, 3.), wybieramy z tablicy śrub z gwintem ostrym wielkość d (nie d_1), najwięcej zbliżoną do wartości otrzymanej z obliczenia, i bierzemy ją za średnicę rdzenia śruby. Następnie, odpowiadający tej wartości d , skok h bierzemy jako głębokość gwintu l . sam skok zaś robimy 2 razy większy, a więc $= 2h$. A zatem i $\operatorname{tg} \alpha$ będzie blisko 2 razy większe, aniżeli w śrubie o gwincie ostrym, który służył za podstawę do określenia wymiarów. [Wysokość na śrubka mogłaby również być dwa razy większa, gdyby mieć na oku li tylko względy wytrzymałości, najczęściej jednak jest tu miarodajnym ciśnienie bezpiecznie pomiędzy powierzchniami gwintów, według równania II str. 435].

Śruby wielozwojne, przy tem samym obciążeniu Q , powinny posiadać średnicę rdzenia cokolwiek większą, niż śruby z gwintem pojedynczym, ponieważ jednocześnie ze zwiększeniem kąta pochyłości a wzrasta i moment skręcający.

2) Gwint trapezoidalny. Śruby z gwintem tego rodzaju używają się, gdy ciśnienie działa na śrubę tylko w jednym kierunku, jak np. w śrubach nastawnych lub tłocznych. Za podstawę obliczenia mogą służyć śruby o gwincie metrycznym: z odnośnych tablic wybieramy średnicę rdzenia d_1 , najwięcej zbliżoną wymiarami do obliczonej. W kwadracie $l_0 h$ (rys. 280 str. 433), oznaczonym grubemi kreskami przerywanymi, przekątnia skierowana na prawo w górę wyznacza kierunek jednego boku trapezu, bok kwadratu zaś, oznaczony literą l (prostopadły do osi śruby), stanowi drugi bok trapezu. (Kąt między jego bokami 45°). Skok gwintu trapezoidalnego: $h = l_0$, głębokość gwintu $l = \frac{2}{3} h$, a więc boki trapezu, równoległe do osi śruby, będą: $\frac{1}{3} h$, wzgl. $\frac{1}{6} h$.

3) Gwint okrągławy. Za średnicę rdzenia bierzemy najbardziej zbliżoną do obliczonej średnicę d_1 gwintu ostrego i dobieramy odpowiadającą tej średnicy wartość h i l . Średnice półkola zewnętrznego i wewnętrznego będą natenczas $= \frac{1}{2} h$.

c. Obliczanie śrub.

Oznaczamy przez:

Q obciążenie działające w kierunku osi śruby w kg,

k_s ciągnięcie bezpieczne materiału śruby w kg/cm^2 ,

d_1 średnicę rdzenia śruby w cm,

d zewnętrzną średnicę gwintu (sworznia śruby) w cm.

1. Rdzeń śruby pracuje tylko na ciągnięcie (lub ciśnienie).

Przypadek ten zachodzi przy śrubach dokręcanych, zanim obciążenie zacznie działać, a natenczas bezpiecznym będzie:

$$Q = \frac{1}{4} \pi d_1^2 k_s \dots \dots \dots \text{I.}$$

Jeżeli śrubę wykonano na tokarce nożem, na ostrej gwinciarce lub na innej obrabiarce nicnadwyręzającej materiału, i jeżeli obciążenie jest w rodzaju II, (str. 336 i 337), to naprężenie bezpieczne śrub żelaznych kutek $k_s = 600 \text{ kg/cm}^2$.

Natomiast dla śrub żelaznych kutek, średniego gatunku i tegoż rodzaju obciążenia będzie:

$$k_s = 480 \text{ kg/cm}^2.$$

[Dla śrub stalowych w tych samych warunkach:

$$k_s = 800 \text{ kg/cm}^2, \text{ wzgl. } k_s = 640 \text{ kg/cm}^2].$$

Wartości Q dla średnic rdzenia d_1 skali Whitworth'a, obliczone na zasadzie naprężeń bezpiecznych $k_s = 600 \text{ kg/cm}^2$, wzgl. $k_s = 480 \text{ kg/cm}^2$, zawiera tablica na str. 427; naodwrot dla znanego Q , przy powyższych naprężeniach k_s , można określić średnicę rdzenia z wzoru:

$$d_1 = 0,046 \sqrt{Q}, \text{ wzgl. } d_1 = 0,052 \sqrt{Q}.$$

Dla śrub żelaznych kutyh, średniej grubości ($d = 1,2$ do $3,0$ cm):

$$Q = 300 d^2, \text{ wzgl. } Q = 240 d^2.$$

Z uwzględnieniem gięcia i cięcia w gwincio wysokość naśrubka wypada równa d , tba zaś $h_0 = 0,7 d$, o ile śruba i naśrubek są z jednakowego materiału. Rozwartość szczytki klucza podają tablice str. 427, 428 i 432.

Gdy śruba jest z żelaza, a naśrubek z dobrego brązu, to dla II-go rodzaju obciążenia (str. 336 i 337) można stosować: $k_b = 300 \text{ kg/cm}^2$, przyczem wysokość naśrubka będzie: $h_1 \approx 1,5 d$. Jeżeli zaś chcemy pozostawić wysokość naśrubka $h_1 = d$, to grubość śruby d należy zwiększyć o 20 do 25%.

2. Rdzeń śruby pracuje na ciągnięcie (lub ciśnienie) i na kręcenie.*

1. Tego rodzaju naprężenia powstają w śrubach dokręcanych w stanie obciążonym. Obciążenie przyciska tu powierzchnię gwintu śruby do powierzchni gwintu naśrubka, a powierzchnie te muszą się ślizgać po sobie pod tym ciśnieniem. Aby więc ciśnienie k na przylegające do siebie powierzchnie pracujących nitok gwintu (w liczbie z) nie przekroczyło pewnej określonej wielkości, powinien być zachowany warunek:

$$Q \leq z \frac{1}{4} \pi (d^2 - d_1^2) k \dots \dots \dots \text{II.}$$

Dla śrub łącznych i nastawnych bezpiecznem będzie, gdy żelazo kute ślizga się po żelazie kutym lub brązie: $k \leq 150 \text{ kg/cm}^2$, a gdy stal zlewna po stali zlewnej lub brązie: $k \leq 200 \text{ kg/cm}^2$.

[Ciśnienie między kutym naśrubkiem i podkładką z tegoż materiału ma nie przekraczać 200 kg/cm^2].

Śruby napędowe i tłoczne można naprężać zaledwie do połowy powyższych wartości k . Przy równych warunkach pozostałych można stosować ten wyższe wartości k , im dokładniej smar zwilża ślizgające się po sobie powierzchnie.

2. Moment, skręcający sworzeń śruby o gwincie ostrym, nie przekracza wartości:

$$M_d = Qr \frac{\text{tg } \alpha + 1,12 \mu}{1 - 1,12 \mu \text{tg } \alpha}.$$

Założywszy: $\text{tg } \alpha = 0,04$, $\mu = 0,15$ i $r = \frac{1}{4} (d + d_1) \approx 0,55 d_1$, otrzymamy:

$$M_d = 0,11 Q d_1.$$

A że $\sigma = \frac{Q}{\frac{1}{4} \pi d_1^2}$ i $\tau_{\text{max}} = \frac{M_d}{\frac{1}{16} \pi d_1^3} = \frac{0,11 Q}{\frac{1}{16} \pi d_1^3}$, przeto podług 3. str. 410 dla żelaza spawalnego, przy $k_z = 600 \text{ kg/cm}^2$, $k_d = 360 \text{ kg/cm}^2$, czyli przy $\alpha_0 = \frac{600}{1,3 \cdot 360} \approx \frac{4}{3}$, będzie:

$$k_z = \frac{Q}{\frac{1}{4} \pi d_1^2} (0,35 + 0,05 \sqrt{2,38}) = \frac{Q}{\frac{1}{4} \pi d_1^2} \frac{4}{3}, \text{ a więc}$$

$$Q = \frac{3}{4} \cdot \frac{1}{4} \pi d_1^2 k_z \dots \dots \dots \text{III.}$$

A zatem obciążenie bezpieczne wynosi około $\frac{3}{4}$ określonego wzorem I p. I. Jeżeli więc dla danego Q mamy oznaczyć średnicę śruby z żelaza kutego, którą chcemy dokręcać już pod obciążen-

*) Badania C. v. Bach'a, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, str. 854 i nast.

zeniem, to z tablicy str. 427 dobieramy d_1 , odpowiadające $\frac{7}{8} Q$, a odwrotnie śrubę o danem d_1 obciążamy tylko do $\frac{3}{4}$ wartości Q , wskazanej w tablicy na str. 427.

Wskutek tego przy $k_z = 600 \text{ kg/cm}^2$, wzgl. 480 kg/cm^2 (zależnie od jakości śrub, porów. 1. str. 434), będzie:

$$d_1 = 0,053 \sqrt{Q}, \text{ wzgl. } d_1 = 0,060 \sqrt{Q}.$$

a dla śrub średnio grubych, o $d \geq 1,2 \text{ cm}$, będzie z dostateczną dokładnością:

$$Q = 225 d^2, \text{ wzgl. } Q = 180 d^2.$$

Wysokość naśrubka śrub złącznych, obciążonych w czasie dokręcania, $h_1 = d$, gdy śruba i naśrubek są z tego samego materiału; jeżeli zaś śruba jest żelazna, a naśrubek brązowy, to $h_1 \approx 1,2 d$. Chcąc, aby i w tych okolicznościach $h_1 = d$, trzeba grubość śruby zwiększyć o 10%.

W większości śrub złącznych (fundamentowe, do kołnierzy i t. p.), które, oprócz początkowego zakręcenia, muszą być dokręcane i podczas pracy, powstają naprężenia dodatkowe. Dla śrub takich, ponajczęściej ostrogwintnych, o $d \geq 1,6 \text{ cm}$, uwzględniając owe niekorzystne okoliczności, oznaczamy obciążenie z wzorów:

$$Q = 170 d^2, \text{ wzgl. } Q = 135 d^2.$$

3. Dla śrub płaskich oblicza się najpierw przybliżoną wielkość średnicy rdzenia, na zasadzie ciągnięcia bezpiecznego, zmniejszonego na $\frac{1}{2} k_z$ do $\frac{3}{4} k_z$, (podł. 1.), a to celem uwzględnienia kręcen w przekroju. Następnie, zaokrągliwszy otrzymaną wartość d_1 , określa się wymiary gwintu, poczem przelicza się ponownie śrubę na ciągnięcie i kręcenie i w razie potrzeby wprowadza się poprawkę wymiaru średnicy d_1 . Ponajczęściej do momentu kręcącego:

$$M_d = Q r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) = Q r \frac{h + 2 \pi r \mu}{2 \pi r - \mu h} \quad (\text{por. str. 228})$$

przyłącza się jeszcze moment spowodowany tarcieniem w osadzie śruby, co przy powtórnym przeliczaniu powinno się uwzględnić.

Jeżeli śruba podlega ścisłaniu, to postępujemy w sposób podobny, nie zaniedbując w razie potrzeby i wybożenia [przypadek 2, rys. 201, str. 346].

Przykład: Wrzeczono zlewno-stalowe, płasko-gwintne, tłoczni śrubowej niechaj ma średnicę rdzenia $d_1 = 8 \text{ cm}$, średnicę zewnętrzną $d = 10 \text{ cm}$, a więc głębokość gwintu $t = 1 \text{ cm}$; gwint niech będzie potrójny, o skoku $h = 2$ cale ang. = $5,08 \text{ cm}$. Jakiemi będą naprężenia, jeżeli siła ścisłająca wrzeczono wynosi 35000 kg , a konstrukcja wyklucza wybożenie, i jeżeli moment skręcający mamy oznaczyć według powyżej podanego wzoru na M_d ?

Przy średnim promieniu śruby $r = \frac{1}{4} (10 + 8) = 4,5 \text{ cm}$ i współczynnika tarcia $\mu = 0,1$ będzie:

$$M_d = 35000 \cdot 4,5 \frac{5,08 + 2 \pi \cdot 4,5 \cdot 0,1}{2 \pi \cdot 4,5 - 0,1 \cdot 5,08} = 44850 \text{ kg/cm}.$$

Moment ten powoduje kręcenie τ_{\max} (p. str. 397) w przekroju rdzenia:

$$\tau_{\max} = \frac{44850}{\frac{1}{16} \pi 8^3} = 446 \text{ kg/cm}^2.$$

ciśnienie zaś będzie:

$$\sigma = \frac{35000}{\frac{1}{4} \pi 8^2} = 696 \text{ kg/cm}^2.$$

Przyпускаjąc materiał wyborowy i obciążenie w rodzaju II, str. 336, t. j. $k = 1000 \text{ kg/cm}^2$, $k_d = 800 \text{ kg/cm}^2$, otrzymamy, podł. 3, str. 411, $\alpha_0 = 1000 : (1,3 \cdot 800) \approx 1$ i największe, równowarte naprężenie główne w przekroju:

$$\sigma_{\max} = 0,35 \cdot 896 + 0,65 \sqrt{896^2 + 4 \cdot 446^2} = 243,6 + 735,4 = 979 \text{ kg/cm}^2,$$

a zatem nieco mniejsze od uznanego za bezpieczne naprężenia normalnego: $k = 1000 \text{ kg/cm}^2$.

Jeżeli naśrubek jest z brązu dobrego gatunku, to według str. 435 ciśnienie na powierzchni zetknięcia $k \approx \frac{1}{2} \cdot 200 \text{ kg/cm}^2$. Zakładając $k = 95 \text{ kg/cm}^2$, otrzymamy (według wzoru II, str. 435) ilość z pracujących nitok gwintu z równania:

$$35000 = z \cdot \frac{1}{3} \pi (10^2 - 8^2) 95, \text{ t. j. } z = 13,$$

dotateczna wysokość naśrubka będzie zatem: $h_1 = 13 (2:3) = 8\frac{2}{3}$ cala ang. = 22 cm.

Złączenia śrubowe przy kotłach, p. Dział VII, rozdział IV. C. 1. b.4.

d. Wkrętki,

czyli śruby do drzewa i podobnych miękkich materiałów, mają rdzeń stożkowaty, a gwint głęboki, ostry, prawozwity.

Doświadczenia wykonane nad wkrętkami (od 6 do 22 mm średnicy) wkrębowanymi w drzewo sosnowe *) wykazały, że wkrętki można obciążać bezpiecznie siłą $P = 40 dl$, w którym to wzorze:

P = siła wrywająca w kg,

d = średnica wkrętki w cm,

l = długość wkręcona w drzewo w cm.

Ze względu na wytrzymałość drzewa, długość wkręcona dla normalnych wkrętek, w których średnica rdzenia = $\approx 0,7 d$, powinna wynosić $l = 4 d$, a wówczas

$$P = 160 d^2.$$

Dla drzewa twardszego niż sośnina siłę P można liczyć do 2 razy większą.

Wkrętki nie należy obciążać na stałe siłą większą niż $0,1 P$. Małe wkrętki miewają zazwyczaj: łby płaskie, stożkowate, lub półkuliste, z nacięciem dla krętника.

Większe wkrętki, t. j. **wkręty**, do 20 mm średnicy, mają łby do klucza, używają się przeważnie w ciesielstwie, a jednym z ich rodzajów są wkręty szynowe (tirefonds) do przytwierdzania szyn kolejowych na podkładach.

C. Nity.

a. Uwagi ogólne.

Dziury na nity można albo przebijać (sztancować) albo też wiercić. Przy obu sposobach wykonania dziury w płytach przeznaczonych do znitowania powinny się koniecznie ze sobą dobrze zgadzać.

Przebijanie dziur wypada taniej, lecz wymaga dobrego materiału o dotatecznej wiskości, a ponieważ wiskość żelaza zmniejsza się przy przebijaniu (o ile nie wyżarzemy blachy podziurowanej), przeto sposób ten dozwala się jedynie przy takich konstrukcjach, w których zmniejszenie wytrzymałości nie odgrywa wielkiej roli. Dziury przebijane nie są walcowate, lecz nieco stożkowate, a mianowicie większe od tej strony blachy, ku której dziurę się przebija.

*) Por. Przegląd techniczny 1897 r. str. 631.

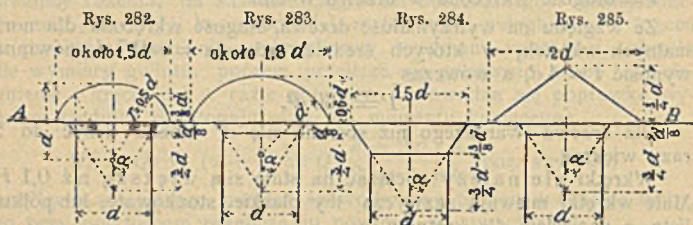
Wiercenie umożliwia lepsze wykonanie, t. j. dokładniejszą zgodność dziur ze sobą w prętach lub płytach przeznaczonych do znitowania, (zupelną zgodność osiąga się wszakże jedynie przy wierceniu dziur odrazu przez wszystkie, na sobie ułożone blachy). Wiercenia należy wyznaczyć, gdy chodzi o dokładność, jak również o to, aby materiał bez wyżarzania nie stracił na swojej wierności. Zresztą, niewielkie niezgodności dziur można wyrównywać zadawalniająco, przobijając nasamprzód dziury nieco mniejsze i powiększając je potem rozwiertakiem, po nałożeniu na siebie części przeznaczonych do znitowania.

Dziury w żelazie zlewem należy wyłącznie tylko wiercić. Porów. przepisy pod 5 do 7, str. 447.

Nity wyrabiają się z najlepszego gatunku wisnego żelaza spawalnego lub zlewego. Nit składa się z szyjki i łba istniejącego przed nitowaniem, oraz z nakówka, urobionego przy nitowaniu. Pod względem wykonania rozróżniamy nakówki:

- odkuwane (t. j. bite od ręki młotkiem),
- odbijane [t. j. robione nakównikiem (szelajzą)],
- odtłaczane (t. j. wykonane tłoczną, np. hydrauliczną).

Kształty łbów, oraz nakówek, por. rys. Nr. 282 do 285, w których linia AB oznacza powierzchnię blachy. Wszystkie 4 nakówki zagłębiają się w blachę pod jednakowym kątem α , mianowicie $\text{ctg } \alpha = 1,5$. Na wyrobienie nakówka wystającego dodaje się do właściwej długości szyjki $\frac{1}{3} d$ do $\frac{7}{4} d$.



Nakówek odbijany na złączenia mocne.

$$G = 4,4 d^3.$$

Nakówek odbijany na złączenia mocne i szczelne.

$$G = 7,06 d^3.$$

Nakówek zagłębiony bity od ręki.

Nakówek stożkowy bity od ręki.

$$G = 6,13 d^3.$$

G oznacza tu wagę 1000 łbów lub nakówek w kg, jeżeli średnicę szyjki d wyrażono w cm. Nakówki rys. 284 i 285 odkuwają się młotem od ręki bez nakównika. Nakówki zagłębione (kryte), osłabiające blachę bardziej niż nakówki zwykłe, zmuszają niekiedy do powiększenia wzajemnej odległości nitów.

Wagi nitów żelaznych.

d w mm	G w kg, odpowiednio do rys.			d w mm	G w kg, odpowiednio do rys.			d w mm	G w kg, odpowiednio do rys.		
	282	283	285		282	283	285		282	283	285
8	2,3	3,6	3,1	18	25,7	41,2	35,8	28	96,6	155,0	134,6
10	4,4	7,0	6,1	20	35,2	56,5	49,0	30	118,8	190,6	165,5
12	7,6	12,2	10,6	22	46,9	75,2	65,3	32	144,2	231,3	200,9
14	12,1	19,4	16,8	24	60,8	97,6	84,7	34	172,9	277,5	240,9
16	18,0	28,9	25,1	26	77,3	124,1	107,7	36	205,3	329,4	286,0

Nakówki normalne nitów do konstrukcyi żelaznych przedstawiono w rys. 282 do 284 str. 438. *) Nity stosują się w grubościach 8 do 30 mm, a w kotłach parowych do 36 mm, (z nakówkami odłaczanymi).

Stosownie do wymagań, jakim ma czynić zadość złączenie nitowe, rozróżniamy:

- 1) Nicenia znoszące nie tylko znaczne siły w złączeniu, lecz zapewniające nadto jego szczelność, a więc nicenie mocne i szczelne (do **kotłów** i t. p.),
- 2) nicenia, wystawione na działanie względnie niewielkich sił, mające jednak zapewnić zupełną szczelność złączenia (do **zbiorników na płyny i gazy, kominów żelaznych, okrętów** i t. p.),
- 3) nicenia przenoszące jedynie siły, bez potrzeby uszczelniania złączy, czyli tylko mocne (w **konstrukcyach żelaznych**).

Rozróżniamy nicenia jedno, dwu, trój i wielocięte, stosownie do ilości przekrojów, w których nit podlegałby rozcinaniu, gdyby złączenie miało się rozpaść wskutek rozcięcia nitów. Nadto mówimy o niceniach jedno, dwu, trój i wielorzędnych, stosownie do tego, czy nity jednego szwu rozłożone są w jednym, dwóch lub wielu rzędach za sobą. Gdy nity dwóch sąsiednich rzędów się mijają nawzajem, mamy nicenie w zakosy (zygzak), w przeciwnym zaś razie nicenie proste. Gdy grupę nitów rozstawimy w kształcie jedno lub dwustronnego klinu, mówimy o niceniu w klin.

Nitowanie na zakładkę polega na założeniu na siebie blach nitowanych, przyczem nity są zawsze jednocięte; przy nitowaniu z nakładką, blachy zesunięte do siebie otrzymują nakładkę z jednej strony. Ponieważ nity są wówczas również jednocięte, a nakładka podlega zginaniu, więc lepiej jest dać nakładki obustronne, t. j. nitować w łubki, przyczem nity będą dwucięte, a przeniesienie siły przez złączenie odbywa się osiowo, t. j. siły działają w środkowej warstwie płyt łączonych.

Nicenia na zakładkę, z nakładką i w łubki pojawiają się nieraz obok siebie, równocześnie w tem samym złączeniu.

b. Obliczenie niceń. (Wedł. C. v. Bach'a. **)

Wszystkie wymiary oznaczamy w cm.

Kurczenie się przy stygnięciu nita, zabitego na gorąco, powoduje silne przyciskanie się do siebie blach, przez które nit przechodzi, w szyjce zaś nita ciągnięcie w kierunku jej osi. Równocześnie ze skurczem w kierunku osi nita pojawia się i skurcz w kierunkach do niej prostopadłych, zarówno z powodu stygnięcia, jako też skutkiem zwięzania się przekroju pod wpływem rozciągania nita w kierunku jego osi, p. str. 327.

Po ostygnięciu szyjka nita nie może zatem przylegać do ścianek dziury nawet wówczas, gdy w stanie gorącym nit wypełniał całkowicie dziurę. Dopóki się przeto po sobie nie przesuną płyty łączące nitami, ścianki dziur nie mogą oddziaływać (cisnąć) na szyjkę nita w kierunku prostopadłym do jej osi. Za punkt wyjścia dla obliczenia połączeń nitowych przyjąć więc należy opór tarcia przy ślizganiu się po sobie powierzchni nitami do siebie przyciskanych.

*) Deutsches Normalprofil-Buch für Walzeisen, 5 wydanie 1897, str. 25 i 26.

**) C. v. Bach, Die Maschinen-Elemente, 6 wydanie 1897, str. 128 do 194.

Doświadczenia wykazały, że średni opór tarcia, przy ślizganiu się każdej pary powierzchni nitem do siebie przyciskanych, wynosi około: $R=800$ do 1600 kg/cm^2 przekroju nita; bliższe dane patrz str. 441 *).

Przy stopniowym wzrastaniu siły działającej na połączenie, aż poza granicę jego oporu R , następuje kolejno: przesunięcie się płyt w spoinie, zetknięcie się szyjki nita ze ściankami dziury, odkształcenie całego złączenia, (przeważnie dosyć znaczne, jako to: wydłużanie się dziur w kierunku działania siły, pęknięcie brzegów dziur, przesunięcia się przekrojów nita lub rozdarcie się płyt), a w końcu pęknięcie całego połączenia.

1. Nitowanie kotłowe.

Powinno być i szczelne i mocne. Szczelność złączenia osiąga się przy grubościach blachy powyżej 7 mm przez doszczelnianie. Doszczelniamy zaś spoinę, dobijając do płyty sąsiedniej doszczelniakiem spoinową krawędź płyty, którą się w tym celu ścina już uprzednio nieco skośnie (tg kąta ścięcia $\infty 1/3$). Doszczelniak posiada ostrze zaokrąglone, by nie kaleczył płyty, do której dobija się krawędź zastrzona. Dla zupełnego uszczelnienia doszczelnia się też wokół i nakówki i łby nitów.

I. Nicenie na zakładkę.

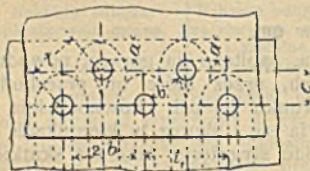
Przy grubości blachy s (w cm), doświadczenie wykazało odpowiednią średnicę nita:

$$d = \sqrt{5s} - 0,4 \text{ cm};$$

dla $s = 0,8$ | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 | 1,8 | 2,0 | 2,2 | 2,4 | 2,6 | 2,8 | 3,0 | 3,2 cm,
 hędzie $d = 1,6$ | 1,8 | 2,0 | 2,2 | 2,4 | 2,6 | 2,8 | 2,9 | 3,0 | 3,2 | 3,3 | 3,5 | 3,6 cm.

*) W obliczeniach połączeń nitowych nie uwzględniano dotychczas oporu R (wbrew warunkom rzeczywistym), biorąc pod uwagę li tylko ścinanie przekroju nita. Uwzględniano jedynie działanie sił ciągnących (lub ściskających) na płyty znitowane, nie bacząc na to, że siły te powodują równocześnie i znaczne gięcia w szyjce nita i w blasze.

Rys. 286.



Oto przykład tego rodzaju obliczenia, dla nicenia jednociełego, dwurzędowego (rys. 286). Należy sobie wyobrazić (metoda J. W. Schwedler'a), że każdy nit (o średnicy d) opasany jest, niby taśmą, paskiem blachy o szerokości $1/3 b$ i grubości s . Przypuszczamy, że szyjka nita, w której powstaje naprężenie ścinające k_s , za pośrednictwem nacisku na ścianki dziury, przenosi siłę $1/4 \pi d^2 k_s$ na obydwa końce opasującej ją

taśmy blaszanej, w której powstaje ciągnięcie k_g , przyczem byłoby:

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_s = 2 \frac{b}{2} s k_g.$$

Zakładając $k_s = k_g$, oraz zmniejszenie się s wskutek rdzy o 20%, otrzymamy:

$$b = \frac{5}{4} \frac{1/4 \pi d^2}{s}; \text{ a dalej}$$

$$t = b + d; \quad t_1 = 2b + d; \quad c = \sqrt{t^2 - (1/2 t)^2}.$$

Zastępując wreszcie, zachodzące w istocie przy pękaniu, rozerwaniu się brzegu blachy lub jego wyrwanie teoretycznym wycięciem kawałka brzegu blachy, o szerokości równej średnicy nita, otrzymamy równanie; $1/4 \pi d^2 k_s = 2 a s k'_g$, z którego przez podstawienie k'_g (dla blachy) $= 0,8 k_g$ wynika:

$$a = \frac{1/4 \pi d^2}{1,6 s}.$$

1. Nicenie jednocięte, jednorzędne (rys. 287).

Podziałka nitów: $t = 2d + 0,8$ cm,
 a odległość środków od krawędzi blachy: $e = 1,5d$.

Dane powyższe są ważne i dla nicenia z nakładką (jednostronną).

Naprężenie bezpieczne w nitach z dobrego materiału, przy sumiennem wykonaniu i przy normalnem wytężeniu, może wynosić 600 do 700 kg/cm² przekroju, (p. Dział VIII, rozdz. II A. c. Przepisy na dostawy żelaza i stali. Zakładając równomierny rozkład naprężeń, otrzymamy natenczas w pełnej blasze naprężenie (w kg/cm²) nie większe niż: *)

$$\sigma_v = 700 \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 : (st).$$

Jeżeli S oznacza siłę (w kg) przenoszoną przez szerokość blachy t , to według Norm Hamburgskich z r. 1898 (p. Dział VII, rozdz. IV C. I. b.) przy niceniu na zakładkę powinno być:

$$(t - d)s \frac{K_z}{4,5} \geq S,$$

t. zn., że ciągnięcie w blasze nie powinno nigdzie przewyższać $\frac{1}{4,5}$ ciągnięcia rozrywającego K_z .

Doświadczenia C. v. Bach'a **) wykazały w niceniu jednociętym i jednorzędnym, przy $s = 1,2$ cm, $d = 1,95$ cm i średnicy dziury $= 2,05$ cm, opór tarcia przy ślizganiu R na 1 cm² przekroju nita w przybliżeniu:

- $R = 880$ kg bez doszczelniania blach i nitów,
- $R = 1240$ kg przy obustronnem doszczelnieniu blach, bez doszczelniania nitów,
- $R = 1330$ kg przy jednostronnem doszczelnieniu blach i nitów,
- $R = 1570$ kg przy obustronnem doszczelnieniu blach i jednostronnem nitów,
- $R = 1620$ kg przy obustronnem doszczelnieniu blach i nitów.

Doświadczenia te uzasadniają staranne, obustronne doszczelnianie złączeń nitowych, praktykowane w niektórych kotłarniach.

Przykład. Kocioł parowy, o 120 cm wewnętrznej średnicy i 5,8 kg/cm² wewnętrznego nadeśnienia, ma otrzymać jednocięte nicenie jednorzędne. Podług tablicy na grubości blach kotłowych z jednym rzędem nitów (p. Dział VII, rozdz. IV, C. I. b.) szacujemy $s = 10$ mm. Dla $s = 1,0$ cm mamy $d = 1,8$ cm; $t = 4,4$ cm i $\sigma_v = 348$ kg/cm². Grubość s okazuje się dobrą, mamy bowiem na 1 cm długości kotła:

$$120 \cdot 5,8 = 348 \cdot 2s, \text{ czyli } s = \frac{120}{2} \cdot \frac{5,8}{348} = 1,0 \text{ cm.}$$

2. Nicenie jednocięte, dwurzędne (rys. 288 i 289).

Średnicę nita d , oraz odległość od krawędzi e , zatrzymujemy te same, jak powyżej pod 1, podziałkę zaś nitów t , oraz odległość e_1 , oznaczamy z wzorów:

*) We wzorze Norm Hamburgskich z r. 1898 na grubość s płaszcza walcowych kotłów parowych z ciśnieniem wewnętrznym (p. Dział VII, rozdz. IV, C. I. b. 7.), σ_v odpowiada naprężeniu $K_z \varphi : \mathcal{E}$, a we wzorze II na str. 421 k_z posiada znaczenie σ_v , z uwzględnieniem osłabienia złączenia przez szew nitowy.

**) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, str. 301 i nast.; r. 1892, str. 1142, 1305 i nast.; r. 1894, str. 1231 i nast.

Rys. 287.

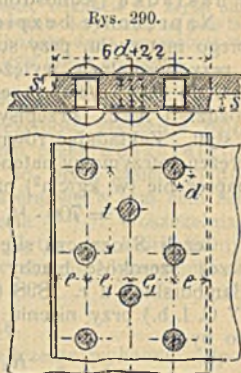
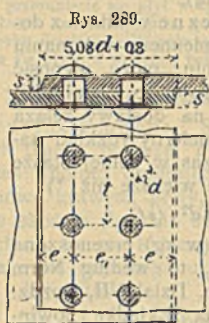
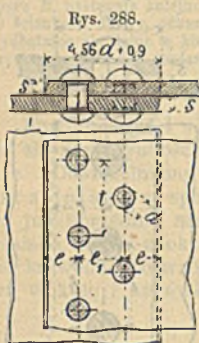


dla nicenia w zakosy (rys. 288)

$$t = 2,6 d + 1,5 \text{ cm}; \quad e_1 = 0,6 t;$$

dla nicenia prostego (rys. 289)

$$t = 2,6 d + 1,0 \text{ cm}; \quad e_1 = 0,8 t.$$



W obu razach naprężenie bezpieczne nita, przy normalnym wyężeniu, nie powinno przekraczać 550 do 650 kg/cm² przekroju nita (por. pod 1), aby

$$\sigma_v \leq 650 \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 : (\frac{1}{2} st).$$

3. Nicenie jednocięte, trójrzędne (rys. 290).

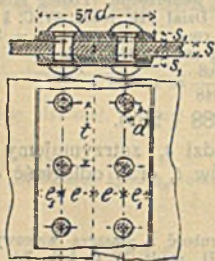
d i e pozostaje, jak pod 1, natomiast

$$t = 3 d + 2,2, \quad e_1 = 0,5 t;$$

$$\sigma_v = 500 \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 : (\frac{1}{3} st) \text{ do } 600 \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 : (\frac{1}{3} st).$$

II. Nicenie w łubki (z obustronnymi nakładkami).

Rys. 291.



1. Nicenie dwucięte, jednorzędne (rys. 291).

Łubkę ze względu na doszczelnianie i rdzewienie pogrubiamy do

$$s_1 = \frac{5}{8} s \text{ do } \frac{2}{3} s,$$

nadto zaś łubkę wewnątrz kotła dają często grubszą od zewnętrznej, ze względu na jej większe zużywanie się. Dalej mamy:

$$d = \sqrt{5} s - 0,5 \text{ cm};$$

$$t = 2,6 d + 1,0 \text{ cm}; \quad e = 1,5 d; \quad e_1 = 0,9 e.$$

Ponieważ opór tarcia przy ślizganiu pojawia się tu w dwóch powierzchniach, czyli ponieważ jest on 2 razy większy, można zatem też naprężenie bezpieczne przy normalnym wyężeniu liczyć od 1000 do 1200 kg/cm² przekroju nitu, tak iż (por. str. 441) będzie:

$$\sigma_v = 1000 \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 : (st) \text{ do } 1200 \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 : (st).$$

Przyczem według Norm Hamburgskich z r. 1898 dla nicenia w łubki powinno być:

$$(t - d) s \frac{K_2}{4} \geq S \quad (\text{por. str. 441}).$$

Dochodzimy tu zatem (zamiast do $\frac{2}{3}$) do $\frac{1}{4}$ ciągnięcia rozrywającego blachę, ponieważ ona nie podlega wcale gięciu, a nadto ponieważ szew jej w linii dziur jest zabezpieczony od rdzewienia. Na tom właśnie polega wyższość nicenia w łubki nad niceniem z nakładką lub na zakładkę.

2). Nicenia dwucięte, dwurzędne (rys. 292).

Zaleca się:

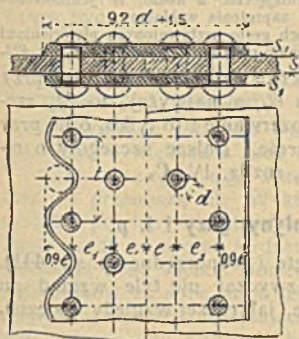
$$d = \sqrt{5s} - 0,6 \text{ cm}; \quad t = 3,5d + 1,5 \text{ cm}; \quad e = 1,5d;$$

$$e_1 = 0,5t; \quad \text{odległość brzegu} = 0,9e; \quad s_1 = \frac{5}{8}s \text{ do } \frac{2}{3}s;$$

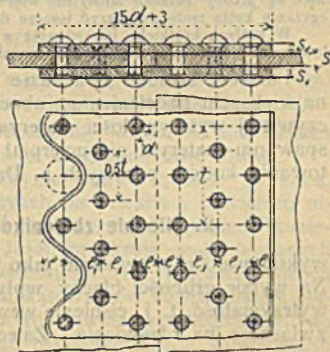
$$\sigma_r = 950 \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 : (\frac{1}{2}st) \text{ do } 1150 \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 : (\frac{1}{2}st).$$

Uwaga. Wężykowate wycięcie brzegu łubki, wskazane po lewej stronie rys. 292, ma na celu zwiększenie skuteczności doszczelniania przez możliwie jak największe zmniejszenie występu łubki po za nity skrajne. Lepiej jednak pozostawić brzeg prosty, o ile dostateczna grubość łubki zapewni należyte doszczelnienie.

Rys. 292.



Rys. 293.



3. Nicenie dwucięte, trójrzędne (rys. 293).

Zaleca się:

$$d = \sqrt{5s} - 0,7 \text{ cm}; \quad t = 6d + 2,0 \text{ cm};$$

$$e = 1,5d; \quad e_1 = \frac{3}{8}t; \quad s_1 = 0,8s;$$

$$\sigma_r = 900 \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 : (nst) \text{ do } 1100 \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 : (nst),$$

przyczem dla lewej strony rys. 293 $n = \frac{1}{5}$; dla prawej $n = \frac{1}{6}$. Co do wężykowatego wycinania brzegów łubek, por. uwagę z pod 2.

III. Wybór rodzaju nicenia.

Jednocięte nicenia jednorzędne (p. str. 441) dla blachy grubszej niż 1,2 cm można zalecić co najwyżej na poprzeczne szwy kotłów.

Przy większych średnicach kotłów i przy znacznych ciśnieniach pary, należy unikać nicenia na zakładkę, powoduje ono bowiem duże gięcie tak w blasze, jak i w nitach.

Naprężenie σ_v' , powstające w blasze w kierunku osi kotła walcowego, o średnicy D , przy nadciśnieniu pary p kg/cm², określa się z wzoru przybliżenie ścisłego $\frac{1}{4} \pi D^2 p = \pi D s \sigma_v'$ na:

$$\sigma_v' = \frac{1}{4} \frac{D}{s} p;$$

natomiast naprężenie σ_v , prostopadłe do pierwszego, t. j. w kierunku obwodu walca, określamy z wzoru $Dp = 2s \sigma_v$ (p. Rów II, str. 421):

$$\sigma_v = \frac{1}{2} \frac{D}{s} p.$$

σ_v jest zatem dwa razy większe niż σ_v' . Z tej też racji kotły o dwurzędnym szwie podłużnym miewają jednorzędny szew poprzeczny, dopóki wartość σ_v' nie stanie się tak wielką, że skłoni do wykonania i szwa poprzecznego w dwa rzędy.

Przy ocenianiu naprężeń kotła w kierunku jego osi, pamiętać należy, że kotły leżące są jakoby belkami mniej lub więcej się uginającymi, a nadto, że jednostronno ogrzanie kotła może zwiększyć jeszcze dodatkowo naprężenia w blasze.

W kotłach krótkich, jak również w naczyniach gęsto usztywnionych pierścieniami lub w inny sposób, σ_v będzie mniejsze aniżeli powyżej podano. P. uwagę pod 2, str. 421.

Plaszcze kotłów spawane na zakładkę można naprężać przy największym nadciśnieniu roboczym do $\frac{1}{7}$, a najwyżej do $\frac{1}{8}$ rzeczywistej wytrzymałości materiału na rozerwanie i to tylko, o ile przy spawaniu materiały nie ucierpiał nadmiernie. Dalsze szczegóły o nitowaniu kotłów parowych p. Dział VII, rozdz. IV, C.

2. Nicenie zbiorników na płyny, gazy i t. p.

wykonywa się przeważnie jako jednocięte i jednorzędne (p. str. 441). Na wybór grubości blachy wpływa zazwyczaj nie tyle względ na wytrzymałość, t. j. ciśnienie wewnętrzne, jak raczej względy uboczne, zwłaszcza na rdzewienie. Zaleca się:

$$d = \sqrt{5s} - 0,4 \text{ cm.}$$

Podziałka nitów $t = 3d + 0,5$ cm; odległość od brzegu $e = 0,5t$.

Nity o średnicy poniżej 0,8 cm zabijają się przeważnie na zimno. Blachy cieńsze niż 0,5 cm trudno już doszczelnić i dla tego między ich powierzchnie spoinowe wkładają się zazwyczaj paski płótna lub papieru, nasyczone minią, o szerokości zakładki. Paski takie zastępują też sznurem nasyconym minią i t. p.

3. Nicenia konstrukcji żelaznych.

Miarodajnymi są i tu wskazówki ogólne podane pod 1. (str. 440 i nast.), doszczelnianie złączeń bywa jednak zbyt rzadkie, a średnicę nita dla płyt o grubości s cm określa wzór:

$$d = \sqrt{5s} - 0,2 \text{ cm.}$$

W celu zmniejszenia ilości narzędzi nitowniczych jest bardzo wskazanem stosowanie nitów tylko o średnicach 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26 mm.

Podziałka nitów, przy jednorzędnem niceniu jednocieciem i przy naprężeniu bezpiecznem 600 kg/cm^2 przekroju nita, może wynosić:

$$t = \frac{1/4 \pi d^2}{s} + d,$$

z zastrzeżeniem, aby $t \leq 2,5 d$, odległość zaś od brzegu:

$$e = 1,5 d \text{ do } 2,0 d.$$

Nicenia dwu i wielorzędne wyznaczamy zazwyczaj w myśl powyżej wyłożonej zasady Schwedler'a (p. dopisek str. 440). Jeżeli k_z jest ciągnięciem bezpiecznem w materiale nita (zwykle $k_z = 750 \text{ kg/cm}^2$), to zakładamy ciącie bezpieczne: $k_s = 0,8 k_z = 600 \text{ kg/cm}^2$, oraz że n nitów m -ciętych, o średnicy d cm, przeniesie siłę P w kg:

$$P \leq 600 \cdot 1/4 \pi d^2 m n.$$

Przy nitach wielociętych trzeba zwracać uwagę i na to, aby ciśnienie k na ścianki dziur nie przekraczało pewnej wielkości, a mianowicie: $k = 1,8 k_z$ do $2,2 k_z$, t. j. przeciętnie $k = 2 k_z$. Powinno zatem być:

$$P \leq k s_s d n,$$

jeżeli s_s oznacza mniejszą z dwóch sumarycznych grubości (w cm) wszystkich płyt wyłożonych równokierunkowo w danem złączeniu.

Z obydwóch ostatnich wzorów oznaczamy liczby n dla danego złączenia, a większa z nich określi nam niezbędną ilość nitów.

Nity zczepiające zczepiają jedynie części łączone ze sobą, lecz nie przenoszą sił. W konstrukcyach na otwartem powietrzu nity takie powinny się stawić niezbyt rzadko, aby zapobiedz zaciekanii wody w spoinę i rdzewieniu. Jeżeli przekroje części łączonych posiadają dość wielkie momenty bezwładności (np. złączenie dwóch kątowników ze sobą, albo też dwóch kątowników ze środkiem blachownicy), to nity zczepiające można rozstawiać w odległościach do $8 d$; natomiast w złączeniu blachy lub płaskowników z kątownikiem odległość nitów zczepiających nie powinna przekraczać $5 d$ przy grubości blachy $s = 8$ do 11 mm , a $6 d$ dla blach $s > 11 \text{ mm}$. Odległość nitów przybrzeżnych od brzegu blachy grubej na $s \leq 14 \text{ mm}$ niema przekraczać $2,5 d$, a przy $s > 14 \text{ mm}$ nie powinna być większa niż $2,8 d$ *)

Jeżeli pręty przenoszące na siebie siły nie stykają się bezpośrednio ze sobą w złączeniu, to wypada powiększyć stosownie ilość nitów. Części rozciągane w konstrukcyi powinny się włączać w stanie wyprężonym.

*) A. Meyerhof, Mosty Schwedler'owskie w Wrocławiu, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1896. str. 202 i nast.

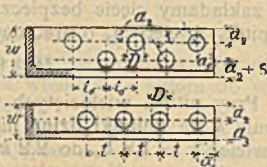
Suma grubości części, przeznaczonych do znitowania, nie powinna przekraczać $4d$ (lepiej $2,5d$), przy większej bowiem długości nita ($5,5d$) niepodobna już przy zabijaniu napęczyć go na całą długość, nadto przy stygnięciu takiego nita naprężenia podłużne mogą w nim łatwo wzrosnąć aż do oderwania się łba lub nakówka.

Jeśli niemożna już uniknąć długich nitów, to należy rozgrzewać tylko taką ich część, jaka jest niezbędna do wytworzenia nakówka i do wywołania dostatecznego oporu tarcia przy ślizganiu. O napęczeniu zbyt długiego nita w bliskości łba nie może być mowy, nawet gdyby rozżarzyć silnie ten koniec nita.

Stożkowate śruby stalowe, z nasadzonym łbem kwadratowym, w celu dokładnego dotarcia stożka, (o zbieżności $1/20$ do $1/10$) mogą bardzo dobrze zastąpić długie nity, są jednak kosztowne.

Przy nitowaniu kątowników zalecają się wymiary tablicy poniższej (rys. 294 i 295). [Podobne zasady są miarodajne i dla innych kształtowników]. Rys. 294 stosuje się tylko do kątowników o $w \geq 100$ mm. Najbardziej używane średnice nitów podano w Dziale XV, rozdz. II., A. II. 5. Średnica łba lub nakówka $D \approx 1,5d$, podług rys. 282 str. 438.

Rys. 294.



Rys. 295.

Średnica nita	D	t_{\min}	t	t_{\max}	$t_{0\min}$	$a_1\min$	a_1	$a_2\min$
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
$d = 16$	24	40	50	100—120	35	25	30	25
$d = 18$	27	45	55	110—135	40	27	35	27
$d = 20$	30	50	60	120—150	40	30	40	30
$d = 22$	33	55	65	130—165	45	33	45	33
$d = 24$	36	60	70	140—180	45	36	50	36
$d = 26$	39	65	75	150—195	50	40	55	40

$$a_3 = 0,5w + 5 \text{ mm}; \quad w_{\min} = 3d.$$

Warunki normalne na dostawę żelaznych konstrukcyj mostowych i budowlanych, opracowane przez Związek niemieckich Towarzystw inżynierów i budowniczych i niemiecki związek kuźniczy (1893), w § 6 stawiają wymagania poniższe:

Wszystkie części konstrukcyi powinny być zgodnie z rysunkami i czynić zadość następującym warunkom:

1. Części przeznaczone do złączenia na nity lub śruby mają być dokładnie wyprostowane, aby szczelnie do siebie przylegały. Niedozwala się doszczelniać złączeń przed próbą i odbiorem.

2. Wszystkie części żelazne muszą być odwalcowane, odkute lub odlane jako całość podług podanych w rysunkach wymiarów. Niedozwala się spawać je z oddzielnych kawałków, chyba wyjątkowo, za uprzedniem wzajemnem porozumieniem się.

3. Wszelka obróbka materiału, zwłaszcza zlewne żelaza i stali, powinna się odbywać albo na zimno, albo też w stanie rozżarcia przynajmniej do czerwoności. Natomiast należy o ile możności unikać wszelkiej obróbki lub też wyteżania materiału w stanie zagrzania pośredniego (t. zw. zagrzania na niebiesko). Jeżeli wszakże coś podobnego się zdarzyło, to trzeba sztukę gotową przynajmniej odpowiednio wyżarzyć.

4. Żelazo zlewne, cięte nożycami, trzeba zheblować lub sfrezować na brzegu obcię- tym co najmniej na 2 mm. Wyjątek stanowią części podrzędne, jako to wkładki i t. p.

5. Wszystkie dziury na nity i śruby należy wiorcić, we wkładkach można je prze- bijać. Zadziór. powstały na obwodzie dziur przebijanych, trzeba zebrać starannie, zanim się rozpocznie składanie i nitowanie tych sztuk.

6. Dziury na nity powinny mieć przepisane w rysunku średnice, położenia, oraz za- głębenia.

7. Dziury do siebie przynależno muszą stosować się ze sobą. Dozwala się uchy- bienia w położeniu najwyżej o 5% średnicy nita; należy je wszakże wyrównać rozwier- taniem. Tak rozwiercone dziury nituje się odpowiednio grubszymi nitami.

8. Zabija się nity w dobrze oczyszczone dziury po rozgrzaniu nitów do barwy jasno- czerwonej i po oczyszczeniu ich z zędry, przy dobrym podtrzymaniu, o ile możności za pomocą podciśku (łowarka). Nity powinny wskutek napeczenia całkowicie wypełniać dziury. Łeb i nakówek mają leżeć współśrodkowo, dolegać w całości do blachy, nie wytwarzając w niej jednakże wgłębień. Trzeba starannie poobcinać okrajki naków- ków, które powinny być bez wszelkich napęknień.

Nie wolno doszczelniać nitów. Po zanitowaniu należy zbadać, czy nity siedzą zu- pełnie mocno. Wszystkie nity niedość mocno osadzone, lub nie czyniące zadość jakie- mukolwiek z niniejszych warunków, trzeba wybić i zastąpić prawidłowymi. Pod żad- nym pozorem nie wolno poprawiać nakówek na zimno.

9. Wszelkie gwinty śrubowe mają być czyste i nacięte według skali Whitworth'a. Naśrubki nie powinny się ani chwiać, ani też wchodzić na śruby zbyt ciężko. Łby śrub i naśrubki mają przylegać całą powierzchnią, a jeżeli się wspierają na powierzchniach skośnych, to trzeba by dokładnie dopasować do powierzchni lub też podłożyć pod nie (dotyczy to i naśrubków) odpowiednio skośnie podkładki. Jeżeli rysunek lub warunki wymagają śrub o sztykach toczonych, to muszą one dokładnie przylegać do ścianek dziur przynależnych.

10. Oddzielne części konstrukcyi należy składać ze sobą na podłożu niewzruszo- nem, przyczem baczyci trzeba, aby żadna z części nie podlegała naprężeniom bocznym, t. zn., aby część złączona w obydwóch końcach, w razie rozłączenia jednego z nich, nie sprężynała w bok. Gdyby przy nitowaniu niektóre części konstrukcyi miały się spacyć lub zwichrzyć, to trzeba złączenia takie rozebrać ponownie i usunąć starannie podobne wadliwości.

Należy o ile możności unikać nitowania na placu budowy.

Części maszyn, wystawione na działanie sił o kierunkach prze- miennych, trzeba nitować na zimno w ten sposób, aby sztyka nita nie tylko ściśle wypełniała otwór, lecz aby przylegała do jego ścian- ki z pewnem wszechstronnem ciśnieniem *). Największa siła P (w kg), jaką jednościę nit może przenieść bezpiecznie (dla $k_s = 320 \text{ kg/cm}^2$ i $k = 400 \text{ kg/cm}^2$) będzie:

$$P \approx 320 \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 = 250 d^2 = 400 ds \quad (d \text{ oraz } s \text{ w cm}),$$

skąd

$$d = 1,6 s.$$

Albo też można zastosować taką ilość nitów zabijanych na go- rąco, aby największa siła przenoszona przez każdy nit wywoływa- ła w sztyce jednościęgo nita zaledwie naprężenie $k_z \approx 200 \text{ kg/cm}^2$, zaś w dwuciętym zaledwie $k_z \approx 350 \text{ kg/cm}^2$. Nadto należy uciekać się w tym razie do wszelkich środków mogących zwiększyć opór tarcia na ślizganie w spoinie płyt ze sobą znitowanych.

*) Przykład niteń dokonanego na zimno ($d = 26 \text{ mm}$) podaje C. v. Bach, Ma- schinen-Elemente, 6 wydanie 1897, str. 164, 192 i nast., jak również tenże autor w „Turbinen und vertikale Wasserräder“ 1886, str. 172 i Tabl. 10.

Ponieważ zimnymi nitami nie można dostatecznie dociągnąć grubych blach na wza- jem do siebie, przeto zalecić można w tym celu zabijanie chociażby kilku nitów gorą- cych, rozłożonych w pewnych odstępach na całej długości szwa.

Jeżeli złączenie nitowe podlega nie tylko działaniu sił o kierunku przemiennym, lecz i uderzeniom, oraz silnym wstrząśnieniom, to wypada zmniejszyć jeszcze bardzo znacznie dopiero co podane naprężenia bezpieczne.

II. CZĘŚCI MASZYN O RUCHU OBROTOWYM (OBROTNIAKI).

A. Koła zębate.

a. Ogólne zasady zazębienia.

1. W każdym położeniu dwóch, wzajemnie się zazębiających zębów (wchwytyjących w siebie) wspólna normalna punktu styczności ich zarysów, t. j. kierunek parcia zębów, dzieli linię środkową obydwu kół, czyli oddalenie wzajemne ich osi, w stosunku odwrotnym do prędkości kątowych ω_1 , ω_2 tychże osi. (Znaczenie ω p. str. 150 i nast.).

Zazwyczaj stosunek $\omega_1 : \omega_2 = \text{stałe}$, a wyjątkowo tylko zmienia się on okresowo, np. dla zazębionych tarczy nieokrągłych. Gdy

$$\omega_1 : \omega_2 = \text{stałe},$$

kierunek parcia zębów przecina stale linię środkową kół w jednym i tym samym punkcie, t. j. w punkcie styczności obwodów podziałowych tychże kół. Punkt ten dzieli zatem linię środkową na części równe promieniom r_1 i r_2 obwodów podziałowych, które w czasie ruchu toczą się po sobie bez ślizgania. Obwody te zowią się **podziałowymi**, ponieważ na nich odmierzają się odstępy między środkami zębów. Tarcze nieokrągłe posiadają zamiast kołowych obwodów podziałowych inne krzywe toczące się po sobie, których kształt pozostaje w zależności od pożądanego sposobu, w jaki zmieniać się ma stosunek przekładni.

Długość łuku obwodu podziałowego, ograniczona środkami dwóch zębów sąsiednich, zwie się **podziałką** (l). Gdy mamy z zębów na całym obwodzie podziałowym, o promieniu r ; to

$$2\pi r = z l \quad (*) \quad (\text{tablicę przynależną podano na str. 449}).$$

(Ciąg dalszy na str. 450).

*) Przykład do tablicy str. 449.

1. Niechaj $r = 650$ mm, $z = 85$. Tej wartości na z , odpowiada w tablicy $r : l = 13,528$, a więc $l = 650 : 13,528 = 48,05$ mm.
2. Niechaj $l = 48$ mm, $z = 51$. Tej wartości na z odpowiada w tablicy $r : l = 8,117$, a więc $r = 48 \cdot 8,117 = 389,8 \approx 390$ mm.
3. Niechaj $r = 850$ mm, $l = 40$ mm, to $r : l = 850 : 40 = 21,25$. Najbliższą tej wartości jest w tablicy liczba 21,327, której odpowiada ilość zębów $z = 134$. Ścisłe biorąc, należałoby powiększyć r w stosunku $\frac{21,327}{21,25}$, czyli do $40 \cdot 21,327 = 853,1$ mm.

Tablica wartości $\left(\frac{r}{t}\right) = \frac{z}{2\pi}$.

z	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,000	0,159	0,318	0,477	0,637	0,796	0,955	1,114	1,273	1,432
10	1,592	1,751	1,910	2,069	2,228	2,387	2,546	2,706	2,865	3,024
20	3,183	3,342	3,501	3,661	3,820	3,979	4,138	4,297	4,456	4,615
30	4,775	4,934	5,093	5,252	5,411	5,570	5,730	5,889	6,048	6,207
40	6,366	6,525	6,685	6,844	7,003	7,162	7,321	7,480	7,639	7,799
50	7,958	8,117	8,276	8,435	8,594	8,754	8,913	9,072	9,231	9,390
60	9,549	9,708	9,868	10,027	10,186	10,345	10,504	10,663	10,823	10,982
70	11,141	11,300	11,459	11,618	11,777	11,937	12,096	12,255	12,414	12,573
80	12,732	12,892	13,051	13,210	13,369	13,528	13,687	13,846	14,006	14,165
90	14,324	14,483	14,642	14,801	14,960	15,120	15,279	15,438	15,597	15,756
100	15,916	16,075	16,234	16,393	16,552	16,711	16,870	17,030	17,189	17,348
110	17,507	17,666	17,825	17,985	18,144	18,303	18,462	18,621	18,780	18,939
120	19,099	19,258	19,417	19,576	19,735	19,894	20,053	20,213	20,372	20,531
130	20,690	20,849	21,008	21,168	21,327	21,486	21,645	21,804	21,963	22,122
140	22,282	22,441	22,600	22,759	22,918	23,077	23,237	23,396	23,555	23,714
150	23,873	24,032	24,192	24,351	24,510	24,669	24,828	24,987	25,146	25,306
160	25,465	25,624	25,783	25,942	26,101	26,261	26,420	26,579	26,738	26,897
170	27,056	27,216	27,375	27,534	27,693	27,852	28,011	28,170	28,330	28,489
180	28,648	28,807	28,966	29,125	29,285	29,444	29,603	29,762	29,921	30,080
190	30,239	30,399	30,558	30,717	30,876	31,035	31,194	31,354	31,513	31,672
200	31,831	31,990	32,149	32,308	32,468	32,627	32,786	32,945	33,104	33,263
210	33,423	33,582	33,741	33,900	34,059	34,218	34,377	34,537	34,696	34,855
220	35,014	35,173	35,332	35,492	35,651	35,810	35,969	36,128	36,287	36,446
230	36,606	36,765	36,924	37,083	37,242	37,401	37,560	37,720	37,879	38,038
240	38,197	38,356	38,515	38,675	38,834	38,993	39,152	39,311	39,470	39,629
250	39,789	39,948	40,107	40,266	40,425	40,585	40,744	40,903	41,062	41,221
260	41,380	41,539	41,699	41,858	42,017	42,176	42,335	42,494	42,654	42,813
270	42,972	43,131	43,290	43,449	43,608	43,768	43,927	44,086	44,245	44,404
280	44,563	44,722	44,882	45,041	45,200	45,359	45,518	45,677	45,837	45,996
290	46,155	46,314	46,473	46,632	46,792	46,951	47,110	47,269	47,428	47,587
300	47,747	47,906	48,065	48,224	48,383	48,542	48,701	48,861	49,020	49,179
310	49,338	49,497	49,656	49,816	49,975	50,134	50,293	50,452	50,611	50,770
320	50,930	51,089	51,248	51,407	51,566	51,725	51,885	52,044	52,203	52,362
330	52,521	52,680	52,839	52,999	53,158	53,317	53,476	53,635	53,794	53,954
340	54,113	54,272	54,431	54,590	54,749	54,908	55,068	55,227	55,386	55,545
350	55,704	55,864	56,023	56,182	56,341	56,500	56,659	56,818	56,978	57,137
360	57,296	57,455	57,614	57,773	57,932	58,092	58,251	58,410	58,569	58,728
370	58,887	59,047	59,206	59,365	59,524	59,683	59,842	60,001	60,161	60,320
380	60,479	60,638	60,797	60,956	61,115	61,275	61,434	61,593	61,752	61,911
390	62,070	62,230	62,389	62,548	62,707	62,866	63,025	63,185	63,344	63,503

Jeżeli dobierzemy podziałkę t tak, aby pozostawała w prostym stosunku do liczby π , a więc: $t = m \pi$ mm (por. tabl. str. 2 i nast.), to wielkość promienia obwodu podziałowego

$$r = \frac{z}{2} \left(\frac{t}{\pi} \right)$$

wyrazi się w mm zawsze liczbą wymierną i dogodną, przyczem będzie $2r = zm$. Liczba m nazywa się modułem podziałki. (Por. tabl. str. 467).

Podziałka t składa się z grubości zęba i szerokości wrębu, a dla kół o zębach nieobrabianych bywa zazwyczaj:

$$\text{grubość zęba } s = \frac{19}{40} t, \quad \text{szerokość wrębu} = \frac{21}{40} t.$$

Wartościom tym odpowiada szpara międzyzębna $= \frac{1}{20} t$, którą dla kół obrobionych zmniejszamy do połowy tej wartości, a nawet do zera, przyczem grubość zęba byłaby $s = \frac{39}{80} t$, wzgl. $s = \frac{1}{2} t$.

Koła ze sobą się zazębiające wymagają jednakiej podziałki, a stąd

$$r_1 : r_2 = z_1 : z_2.$$

Stosunek w przekładni, czyli przelozenie φ , dwóch kół ze sobą pracujących jest:

$$\varphi = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\text{ilość zębów koła pędzącego}}{\text{ilość zębów koła pędzonego}}$$

tak, że jeżeli n_1 i n_2 oznaczają ilości obrotów kół na minutę, ω_1 i ω_2 prędkości kątowne wałów, to

$$\varphi = r_1 : r_2 = z_1 : z_2 = n_2 : n_1 = \omega_2 : \omega_1.$$

Kształt zarysu zębów i wielkość obwodu podziałowego określają miejsce geometryczne punktów stycznych, t zw. **linię przyporu**. Naodwrot, linia ta i obwód podziałowy określają kształt zębów, o ile znamy nadto odpowiadające sobie wzajem punkty linii przyporu i obwodu podziałowego.

Linia przyporu przechodzi zawsze przez punkt styczny obu obwodów podziałowych.

Kształt zęba oznaczamy, zakładając pewien kształt linii przyporu, która też zgóry już określa kierunek parcia zębów, oraz okres (trwanie) i głębokość ich wehwytu; ona to też, wraz z podziałką, stanowi o przynależności wzajemnej dwóch kół.

Ze względu na swą prostotę stosują się najczęściej dwa tylko kształty linii przyporu, a mianowicie koło i linia prosta. Dają one zarysy zębów o krzywych cyklicznych, o których szczegóły p. str. 112 do 115.

2. Koła zwykle (walcowate) o kołowej linii przyporu.

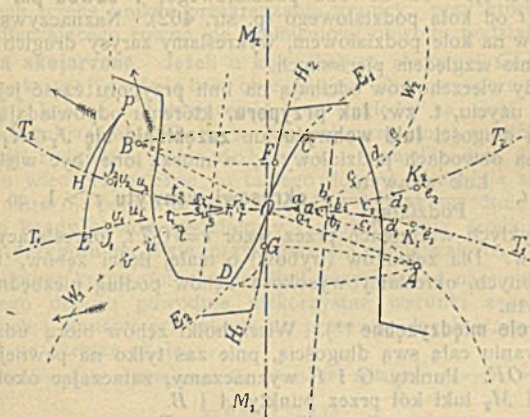
(Uzębienie cykloldalne).

1. Oznaczenie zarysu zębów z linii przyporu (rys. 296, str. 451).

T_1 i T_2 oznaczają dane obwody podziałowe, W_1 i W_2 dowolnie dobrane koła odtaczające, których punkta obwodów (jako linii przyporu) zakreślają cykloldalne zarysy boczne zębów.

Względne tory punktu przyporu, postępującego po linii przyporu W_2 , z O do P , względem toczących się współcześnie po sobie obwodów podziałowych, dają nam boczne zarysy zębów. Punkt przyporu porusza się po swych torach (na obwodach W_1 , T_1 lub T_2) z prędkością równą prędkości obwodowej obwodów podziałowych. Odpowiada to spóczesnemu toczeniu się po sobie wszystkich trzech obwodów, jednakże bez zmiany położenia ich środków, przyczem powstają: epicykloida EP i hypocykloida HP , przynależne do łuków: OP linii przyporu i $OE=OH$ obwodów podziałowych.

Rys. 296.



Prawidłowo w siebie **wchwytyjące, cykloidalne zarysy zębów** otrzymujemy, tocząc w tym samym kierunku koło odtaczające, obracane za linię przyporu, kolejno po każdym z obydwóch obwodów podziałowych, i wykreślając tory przebiegane przez wspólny w położeniu początkowym punkt styczności obwodów podziałowych, uważany za chwilowy punkt przyporu.

W tym celu około punktów a_1, h_1, c_1, \dots na T_1 i około a_2, h_2, c_2, \dots na T_2 , (które to punkty przy toczeniu się koła W_2 po T_1 , wzgl. T_2 , zlewają się z punktami a, b, c, \dots na W_2) zataczamy kolejno promieniami aO, bO, cO, \dots szeregi łuków, które obwijają epicykloidę OE_1 i hypocykloidę OH_2 i wykreślają ją wyraźnie, gdy odstępy ab, bc, \dots będą dostatecznie małe.

Przedłużwszy poza linię środkową M_1, M_2 linię przyporu, w postaci łuku koła W_1 , otrzymamy w sposób podobny jako przedłużenia zarysów zębów poza obwody podziałowe: epicykloidę OE_2 i hypocykloidę GH_1 . Do tego wykreślenia służą nam szeregi punktów przynależnych: $r, s, t, \dots, r_2, s_2, t_2, \dots, r_1, s_1, t_1, \dots$

Jeżeli linia przyporu składa się z dwóch gałęzi W_1 i W_2 , to jedną z nich W_2 toczyć należy po obwodzie podziałowym w prawo,

drugą zaś W_1 w lewo, o ile łuki cykloidy, stanowiące boczny zarys zęba, schodzić się mają na rysunku prawidłowo w punkcie styczonym obu obwodów podziałowych.

Rozmieszczając punkty przyporu zębów po obydwu stronach linii środkowej, otrzymujemy przy tych samych warunkach pozostałych lepsze zazębienie, niż gdybyśmy punkty przyporu rozmieścili jednostronnie: przy jednakowej bowiem długości łuku przyporu kierunki parcia wzajemnego zębów mniej będą odstępowały od kierunku wspólnej stycznej obu obwodów podziałowych, w którym to kierunku parcie zębów jest najmniejsze.

Wysokość *) zębów określają: **obwód wierzchołków**, zatoczony w odległości $0,3t$ od obwodu podziałowego, i **obwód pni** w odległości $0,4t$ od koła podziałowego (p. str. 462). Naznaczywszy grubość zębów na kole podziałowym, wykreślamy zarysy drugich boków symetrycznie względem pierwszych.

Obwody wierzchołków odcinają na linii przyporu część jej BOA , będącą w użyciu, t. zw. **łuk przyporu**, któremu odpowiadają jednakiej z nim długości **łuki wehwytu** lub **zazębienia się** J_1OK_1 , wzgl. J_2OK_2 , na obwodach podziałowych, a muszą one być większe od

podziałki t .
$$\frac{\text{Łuk wehwytu}}{\text{Podziałkę}} = \text{okresowi wehwytu } \tau > 1$$
, co osiąga-

my w zwykłych warunkach przez wzór $l = 0,7t$, określający wysokość zębów. Dla zębników (trybów) o małej ilości zębów, trój- do pięć- zębnych, określamy wysokość zębów podług niezbędnego łuku wehwytu.

2. Tarcie międzyzębne **). Wierzchołki zębów biorą udział we wehwytywaniu całą swą długością, pnie zaś tylko na pewnej długości OG i OF . Punkty G i F wyznaczamy, zataczając około środków M_1 i M_2 łuki kół przez punkty A i B .

Jeżeli μ oznacza współczynnik tarcia, a P średnie parcie zębów, określone przez skrajne kierunki OA i OB , i jeżeli znamy zarysy zębów, to stratność pracy wskutek ślizgania trących się powierzchni zębów (w stosunku do pracy pożytecznej) wyrazi się wzorem:

$$\mathfrak{B} = \mu \frac{(OD - OG + OC - OF) P}{(OA + OB) P}$$

Do przybliżonego określenia wartości \mathfrak{B} wystarcza sposób podany na str. 230 i nast.

3. Wybór krzywości linii przyporu. Zwiększeniem kół odtaczających powiększamy łuk przyporu, zmniejszając parcie P ; równocześnie jednak zmniejsza się przez to używalna część zarysu pnia, czyli zwiększa się droga oporu tarcia. Stosunki najwięcej sprzyjające można określić w każdym poszczególnym przypadku tylko przez porównywanie wyników z rozmaitych założeń; naogół jednak otrzymu-

*) Wysokość zęba liczymy w kierunku promienia obwodu — grubość zęba w kierunku obwołu podziałowego — długość zęba wreszcie równoległe do osi zwykłego koła zębatego.

**) M. Kohn, Tarcie międzyzębne. Z. d. V. d. Ing. 1895, str. 1114, oraz J. Goebel, Tarcie kół zębatych, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1896, str. 459.

jemy je dla kół odtaczających, których średnica jest nieco mniejsza od promienia obwodu podziałowego, obejmującego dane koło. Poza-tem przy jednakowej podziałce większe obwody podziałowe, t. j. większe ilości zębów, dają warunki korzystniejsze.

Zwiększając średnicę koła odtaczającego aż do wartości promienia tego obwodu podziałowego, który je obejmuje, dochodzimy do prostoliniowego zarysu pnia w kierunku promienia; z dalszego zwiększania średnicy koła odtaczającego wynikają podcięte pnie zębów, o coraz to mniejszej wysokości, zanikające wreszcie w jeden punkt w przypadku krańcowym, gdy koło odtaczające stanie się równem obwodowi podziałowemu. Dlatego nawet przy ręcznie obracanych zębnikach trzeba unikać przekraczania granicy, przy której średnica koła odtaczającego równa się promieniowi obwodu podziałowego.

Koła skojarzone. Jeżeli u kół zębatych różmaitej średnicy, lecz o jednakowej podziałce, obie gałęzie linii przyporu są równo-wielkimi kołami odtaczającymi, bez względu na ilość zębów, to wszystkie takie koła zębate są kołami wzajemnie ze sobą skoja-rzonymi i stanowią jeden dobór kół. Dowolne dwa koła skoja-rzone, a więc przynależne do takiego doboru, zazębiają się ze sobą prawidłowo, ponieważ posiadają one jednakowe linie przyporu, a nadto każdy obwód podziałowy (jakoteż i linia środkowa) dzieli tę linię przyporu na dwie przystające do siebie gałęzie.

Zależność krzywości obranej linii przyporu od najmniejszego ko-la danego doboru powoduje niekorzystne warunki zazębienia kół większych i stanowi przeszkodę do przeprowadzenia zasady kojarze-nia kół na szerszą skalę.

Promieniowi koła odtaczającego dla doboru kół nadajemy zazwyczaj wartość:

$$= 0,875 t = 2,75 \frac{t}{z}$$

przyczem dla $z = 11$ zarys pnia zębów jest prosty, a dla $z < 11$ podcięty. Zazębienie kojarzące można jednakże stosować aż do $z = 7$. $\tau = 1,22$ do 1,60.

Ważniejsze koła, np. pędniane (transmisyjne), bywają zazwyczaj kołami nieskojarzonymi, kołami od stadła, konstruowanymi ze sobą do pary, którą nazywamy **stadłem** kół. Do spokojnego biegu wy-magają one okresu wchwyty $\tau \geq 2$ i odpowiednio do tego dużej ilo-ści zębów, zależnie od okoliczności, co najmniej $z = 24$ do 36. U kół poruszanych ręcznie starczą obwody podziałowe od 10-ciu zębów po-czawszy. U zębników (trybów) poruszających zębnice (drugi zęba-te) dźwigników wozowych (lewarów) i t. p. używa się nawet $z = 4$, przy $\tau = 1,2$.

4. Pogłębianie wrębu. Gdy zarys pnia zębowego zanika nawet zupełnie w jeden punkt, to wierzchołek zęba przeciwległego wymaga dla siebie mimo to swobodnego toru, czyli stosownego pogłębiania wrębu. I poza przypadkiem powyżej wspomnianym można zawsze zarys pnia zęba, począwszy od jego krańcowego punktu przyporu, kształtować zgodnie z torem zakreślonym przez krawędź wierzchoł-ka zęba przeciwległego. Stosuje się to zwłaszcza do zębów mocno podciętych. Tor krawędzi D wierzchołka (p. rys. 296, str. 451) ob-

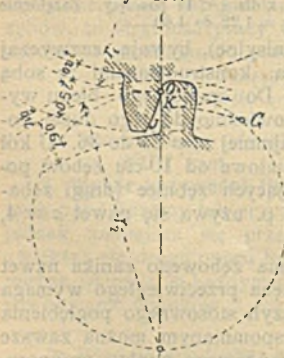
wijają łuki kół, opisanych promieniami: $OD, r_2 D, s_2 D, t_2 D \dots$ dokoła środków: $O, r_1, s_1, t_1 \dots$. Ze względu na możliwe zmiany w położeniu osi kół, pogłębiany wręby jeszcze dodatkowo, a zarys tego pogłębienia dodatkowego powinien się tylko stopniowo zbliżać do względnego toru wierzchołka, tak aby luz wzrastał ku spodowi wrębu. W punkcie G zarys pogłębienia wrębu przechodzi w zarys przypierający.

5. **Koła wewnątrz użębione** otrzymują użębienia cykloidalne, podług ogólnych prawideł, lecz odwrotne jak u kół zewnętrznie użębionych, a więc hypocykloidy na wierzchołki, a epicykloidy na pnie zębów.

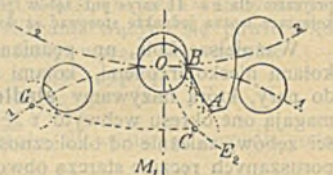
6. **Drągi zębate, czyli zębnice**, posiadają obwód podziałowy o nieskończenie wielkim promieniu, a więc w postaci linii prostej; zarysy ich zębów, zarówno wierzchołków jak i pni, są więc zwykłymi cykloidami. Koło odtaczające pnie zębów może być bardzo wielkie, lecz unikać należy wielkości nadmiernych, zbliżających je do linii prostej, czyli do zlania się z obwodem podziałowym. Natomiast wielkość koła odtaczającego wierzchołki zębów pozostaje w zależności od wielkości obwodu podziałowego zębownika współpracującego, którego promień koła podziałowego powinien być większy, a przynajmniej równy średnicy koła odtaczającego. W celu zapewnienia dostatecznie wielkiego okresu wchwytu $\tau \geq 1,2$, przy małej ilości zębów, $z = 4$, należy, w razie potrzeby, wysokość pni $0,4 t$ powiększyć, zwiększając jednocześnie wysokość wierzchołków zębownika, o ileby się zarysy tych wierzchołków miały przecinać jeszcze poza obrębem swego obwodu ograniczającego.

7. **Użębienie prostoboczne** (rys. 297), tak dla kół zewnętrznych, jak i wewnątrz użębionych, otrzymamy, dobierając jednostronną linię

Rys. 297.



Rys. 298.



przyporu, oraz koło odtaczające o połowę mniejsze niż obejmujący je obwód podziałowy. Użębienie takie możemy wykonać tylko dla jednego z kół danego stała (pary), nie zaleca ono się jednakże z powodu niekorzystnych stosunków przyporu. Wysokość boku zębów w kierunku promienia wynosi $0,6 t$; a przedłużenie jego na zewnątrz obwodu podziałowego zaokrągla się w krawędziach łukiem ćwierćkolowym, o promieniu $0,1 t$; wręb przeciwny pogłębia się w obwód podziałowy o $0,2 t$ w kierunku promienia.

8. **Uzębienie palczaste** (rys. 298) otrzymamy przy jednostronnej linii przyporu, jeżeli jedyne koło odtaczające będzie równe obejmującemu je obwodowi podziałowemu. Zarys pnia zęba zanika natenczas w jeden punkt, który rozszerzamy niejako, zataczając wokół niego koło, którego średnica $= \frac{19}{10} t$. Równocześnie zastępujemy zarys zęba przeciwległego krzywą równoodległą. Wysokość wierzchołka zębów określa się łukiem wchwyty $OG > t$. Zazębienie takie można stosować jako zewnętrzne, wewnętrzne lub do drągów zębatych (zębnic), bywa ono jednak mało używane ze względu na niekorzystne stosunki przyporu i zużywania się.

Formy zębów cykloidalnych powinny się wykonywać podług wzorników.

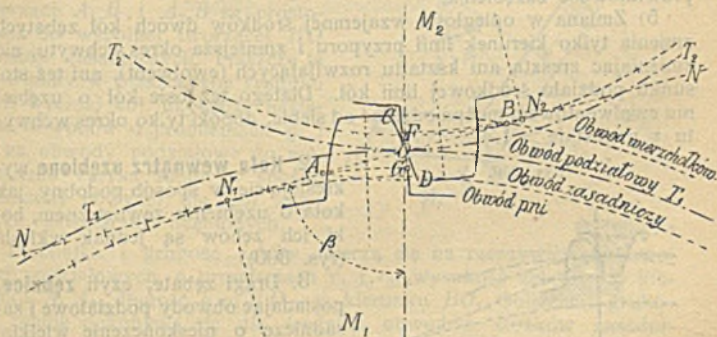
3. Kola zwykłe (walcowate) o prostej linii przyporu.

[Uzębienie podług rozwijającej koła (evolwentowe)].

1. T_1 i T_2 niechaj będą danymi obwodami podziałowymi; prosta NN zaś linią przyporu (rys. 299).

Jeżeli ze środków obwodów podziałowych poprowadzimy prostopadłe do linii przyporu, to obwody niemi zatoczone, a dotykające linii NN w punktach N_1 i N_2 , stanowią t. zw. **obwody zasadnicze** zazębienia. Przy ruchu obrotowym wraz z kołami posiadają one jednakową szybkość obwodową. Jeżeli i punkt przyporu postępować ma z tą samą szybkością po swym torze, to ruch jego będzie ruchem punktu stycznej, która, jakoby nie, odwija się z jednego koła, a nawija na drugie. Torry punktu przyporu, względne do brył samych kół, czyli zarysy zębów, przedstawiają więc rozwijające (evolwenty) obwodów zasadniczych (p. str. 114), które wykreślamy dla chwilowego punktu styczności na linii środkowej, t. j. dla punktu O , jako kreślącego tor.

Rys. 299.



W tym celu na linii NN i na obwodach zasadniczych, po obu stronach punktów N_1 i N_2 , odcinamy dowolne, lecz równe działki. Punkty podziałkowe na obwodach zasadniczych są środkami łuków kół, obwijających rozwijające (evolwenty); odległości zaś punktu O

od następujących po sobie kolejno punktów podziałkowych na linii NN są przynależnymi promieniami. Obwody, ograniczające wierzchołki i pnie zębów, znajdują się w odległości $0,3 t$ i $0,4 t$ od obwodów podziałowych. Jeżeli obwód pni leży wewnątrz koła zasadniczego, to rozwijające (evolwenty) przedłużamy prostolinijnie w kierunku promieni aż do dna wrębów. (Gdy $z < 74$, to zawsze $\beta = 75^\circ$).

Kresę przyporu *) ograniczają punkty A i B , t. j. przecięcia się obu obwodów wierzchołkowych z prostą linią przyporu.

Grubość zębów, ich tarcie, oraz przypierającą część zarysu pni OF i OG określa się podobnie, jak dla zazębienia cykloidalnego.

Okres wchwytu:

$$\tau = \frac{\text{kresa przyporu} \times \text{promień obwodu podziałowego}}{\text{promień obwodu zasadniczego} \times \text{podziałka}} > 1.$$

Ze sposobu tworzenia się zarysów wnioskujemy:

1) Zastosowalna kresa przyporu musi leżeć pomiędzy N_1 i N_2 . Gdyby bowiem przypór miał sięgać poza N_1 lub N_2 , to zarysem zęba musiałyby być nowa gałąź rozwijającej (evolwenty), wkraczająca już w sąsiedni wręb, a więc niemożliwa do wykonania.

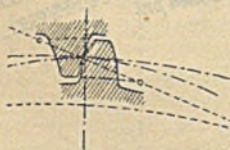
2) Jeżeli się coś podobnego wydarzy przy projektowaniu, to trzeba zmniejszyć okres wchwytu, a o ile tego uczynić nie można, zmniejsza się kąt β , co jednakże pogarsza całe zazębienie, a więc w dalszym skutku określa niejako minimalną ilość zębów, niezbędną dla prawidłowego zazębienia.

3) Kąt β musi być zawsze mniejszy niż 90° , gdyż przy $\beta = 90^\circ$ kresa $N_1 N_2 = 0$. Najczęściej zakładamy $\beta = 75^\circ (= 45^\circ + 30^\circ)$, przy czym $z_{\min} = 14$, a $\tau = 1$ do 2,5.

4) Punkty przyporu nie mogą się znajdować wśród obwodu zasadniczego; dlatego też prostolinijne przedłużenia zarysów pni w kierunku ku środkom obwodów zasadniczych pozostają bez wpływu na prawidłowość zazębienia.

5) Zmiana w odległości wzajemnej środków dwóch kół zębatych zmienia tylko kierunek linii przyporu i zmniejsza okres wchwytu, nie zmieniając zresztą ani kształtu rozwijających (evolwent), ani też stosunku podziału środkowej linii kół. Dlatego też osie kół o uzębieniu ewolwentowym można oddalać od siebie, dopóki tylko okres wchwytu τ pozostaje > 1 .

Rys. 300.



2. Koła wewnątrz uzębione wykreślają się w sposób podobny, jak koła o uzębieniu zewnętrznym, boki ich zębów są jednak wklęsłe (rys. 300).

3. Drogą zębate, czyli zębnice, posiadając obwody podziałowe i zasadnicze o nieskończenie wielkim promieniu krzywości, otrzymują też zarysy zębów po rozwijającej o nieskończenie wielkiej krzywości, t. j. zarysy prostolinijne, prostopadłe do założonej linii przyporu.

*) Łuk przyporu zazębienia cykloidalnego zastępuje tu prosta kresa przyporu.

Zarysy po rozwijającej koła łatwo wykreślić bezpośrednio na przedmiocie obrabianym za pomocą wzornika obwodu zasadniczego, oraz sprężyny od zegarka z dwoma kołcami, z których jeden zatyka się na obwodzie wzornika, drugim zaś kreśli się zarys.

4. Porównanie rozwijających (ewolwent) z cykloidami. *)

Rozwijające koła (do kół skojarzonych zalecają się tylko przy $\mu > 30$) dają kształty zębów wogóle prostsze i łatwiejsze do wykonania. Nowe zęby o zarysie podług rozwijającej dają możliwość pewnych zmian wzajemnej odległości osi kół (p. pow. p. 5), co trzeba mieć na względzie między innymi u parowozów kolejek zębnicowych, u kół zębatych przy walcarkach do blach, u kół zmianowych przy tokarkach itd.

Natomiast u kół **uzębionych zewnętrznie** zębami o zarysach podług rozwijającej koła, w jednakich warunkach pozostałych, międzyczębne ciśnienie właściwe (na jednostkę powierzchni) bywa do 50% większe, ponieważ stykają się tu ze sobą dwie powierzchnie wypukłe, podczas gdy w zazębieniu **cykloidalnym** zarys wypukły przylega do wklęsłego. Wynikiem tego jest większe zużywanie się kół o uzębieniu podług rozwijającej, prowadzące z czasem do zupełnego zaniku kształtu ich zębów po dłuższym użyciu.

4. Stożki zębate.

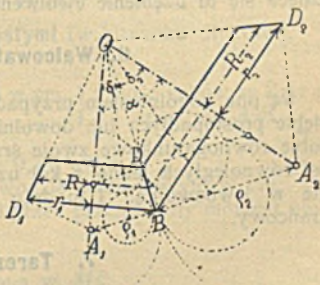
Współpracujące koła stożkowe stykać się muszą wspólnym bokiem stożków, których wierzchołki powinny leżeć w jednym punkcie. Za obwody podziałowe służą tu obwody podstaw owych stożków ściętych (rys. 301).

Uzębienie wykreśla się na płaszczach t. zw. stożków dopełniających $A_1 D_1 B$ i $A_2 D_2 B$, których tworzące $A_1 B$ i $A_2 B$ są prostopadłe do wspólnej tworzącej BO stożków zasadniczych. Płaszcze te rozwijamy w płaszczyznę rysunku jako wycinki kół, używając następnie obwodów o promieniach ρ_1 i ρ_2 za obwody podziałowe do wykreślenia zarysu zębów w sposób wskazany powyżej dla kół zwykłych, zewnętrznie uzębionych.

Podziałka i grubość zębów mierzą się na rzeczywistych obwodach podziałowych, o promieniach r_1 i r_2 , wysokość zębów — w kierunku $A_1 A_2$, długość $b = BD$ — w kierunku BO . Obliczenie grubości zębów dokonywa się dla średnich obwodów stożków zasadniczych, o promieniach R_1 i R_2 , stosując wzór:

$$2 \pi R = z t.$$

Rys. 301.



*) O. Lasche. Napęd elektryczny z pomocą kół zębatych. Zd. V. d. I. 1900. № 46. 48, 49 i 50.

Jeżeli z_1 i z_2 oznaczają odnośne ilości zębów, to:

$$\frac{Q_1}{r_1} = \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2 + 2z_1z_2 \cos \alpha}}{z_2 + z_1 \cos \alpha} \quad ; \quad \frac{Q_2}{r_2} = \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2 + 2z_1z_2 \cos \alpha}}{z_1 + z_2 \cos \alpha}$$

dalej $r_1 = R_1 + \frac{b}{2} \sin \delta_1$ i $\sin \delta_1 = \frac{z_1 \sin \alpha}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2 + 2z_1z_2 \cos \alpha}}$.

A gdy $\alpha = 90^\circ$ (stożki węglowe), to:

$$\frac{Q_1}{r_1} = \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{z_2}, \quad \frac{Q_2}{r_2} = \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{z_1},$$

$$\sin \delta_1 = \frac{z_1}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}, \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2 = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2.$$

Same zęby tworzą piramidy ścięte i zbiegają się wszystkie do wspólnego wierzchołka stożków O . Zaleca się dodatkowe wykreślenie i zwężonego zarysu zębów w punkcie D : oznaczamy również z odpowiednich stożków dopełniających promienie obwodów uzębienia, zakładając linie przyporu prosto ustosunkowane względem tychże linii w obwodach podstaw stożkowych.

Koła stożkowe konstruują się zawsze jako stadia z pary kół o zażębieniu cykloidalnym lub ewolwentowym, o $z > 24$.

5. Ślimak i ślimacznicą.

Zażębie wykonywa się w ten sposób, że przekrój ślimaka uważa się za drąg zębaty (zębnicę), z którą zażębia się ślimacznicą.* Zaleca się tu uzębienie ewolwentowe (po rozwijającej koła).

6. Walcowate koła śrubowe.

Są one uogólnieniem przypadku poprzedniego. Dla osi względem siebie prostopadłych lub dowolnie ukośnych oba koła muszą mieć na sobie równogatunkowe zwoje śrubowe, albo prawe albo lewe; dla osi równoległych jedno z kół uzębia się w śrubę prawozwojną, drugie w lewozwojną. I tu drąg zębaty (zębnica) stanowi przypadek krańcowy.

7. Tarcze eliptyczne.

Tarcze eliptyczne używają się tylko przy osiach równoległych, a służą one do przenoszenia okresowo zmiennych prędkości kątowych. Zęby rozmieszczamy tak, aby ich linie środkowe były normalnemi obwodu elipsy. Kształt zębów jest taki sam, jak u kół, przyczem

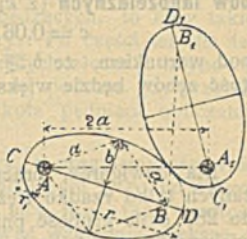
* R. Striebeck. Doświadczenia z napędami ślimaczycami. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897, str. 936 i 968; C. v. Bach Maschinenelemente, 6 wyd., str. 690 i nast.; Ad. Ernst. Eingriffsverhältnisse der Schneckengetriebe, 1901, Jul. Springer, oraz w Z. d. V. d. Ing. 1900.

obwody elipsy, rys. 302, służą za obwo-
dy podziałowe.

Rys. 302.

W rys. 302 oznacza:

- A oś obrotu koła pędzącego,
- A_1 oś obrotu koła pędzonego,
- a połowę wielkiej osi, b połowę malej osi każdej z elips,
- A, B, A_1, B_1 ogniska elips,
- ω stałą prędkość kątową koła pędzącego A , (p. str. 150).
- ω_1 największą, a ω_2 najmniejszą prędkość kątową koła pędzonego A_1 ;
- r i r_1 p. rys. 302.



1. Stosunek w przekładni przy zetknięciu w punkcie D :

$$\varphi_1 = \frac{AD}{A_1 C_1} = \frac{r}{r_1} = \frac{\omega_1}{\omega},$$

w punkcie C :

$$\varphi_2 = \frac{AC}{A_1 D_1} = \frac{r_1}{r} = \frac{\omega_2}{\omega}, \quad \text{a} \quad \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{r^2}{r_1^2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = I^2.$$

2. Jeżeli dane są: odległość obu wałów $AA_1 = 2a$ i stosunek I^2 , to b , a tem samem i kształt kół eliptycznych, określa się wzorem:

$$b = \frac{2a \sqrt{I^2}}{\sqrt{I^2 + 1}}.$$

b. Obliczanie zębów *).

1. Koła zwykłe, z zębami prostymi (w kierunku długości).

Oznaczamy przez:

- r promień obwodu podziałowego w cm, } z ilość zębów = $2\pi r : t$,
- t podziałkę w cm, } por. str. 448.
- b szerokość zęba = ψt w cm,
- l wysokość zęba, równą zwykle $0,7t$ w cm,
- s grubość zęba, mierzona na obwodzie podziałowym w cm,
- P parcie na ząb w kg, określone przez przenoszony moment obracający: $M_d = Pr$ w kgcm,
- n ilość obrotów koła na minutę,
- N pracę do przeniesienia, wyrażoną w MK.

1. Jeżeli c będzie współczynnikiem (w kg/cm^2), to:

$$P = c b t.$$

Wartość współczynnika c .

Przy kołach, w których chodzi nam przeważnie o wytrzymałość, np. przy kołach żorawi, dźwigarek (wind), wprawianych w ruch

* C. v. Bach, Die Maschinen-Elemente, wydanie 6, 1807, str. 214 i nast. i R. Striebeck, Obliczenie kół zębatych, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1894, str. 1182 i nast.

ręcznie i t. p., zakładając sposób obciążenia II, p. str. 336, dla zębów lanożelaznych (z $k_b \approx 300 \text{ kg/cm}^2$) otrzymamy:

$$c = 0,06 k_b \text{ do } 0,07 k_b = 18 \text{ do } 21,$$

pod warunkiem, że $b \geq 2t$. Jeżeli ze względów szczególnych ^{szero-} ~~długość~~ grubość zębów będzie większa ($b > 2t$), to jednak powinno być:

$$c \leq 21 \frac{2t}{b}.$$

Dla dźwigarek, pracujących z dłuższymi przerwami lub obciążanych tylko rzadko ciężarem największym, można stosować $c = 24$ do 28, o ile grubość pnia zęba będzie 0,5 t do 0,55 t. Dalsze powiększenie wartości c będzie jeszcze możliwe, zgodnie z uwagą ³⁾ do tablicy na str. 337. Uwzględniając wypadki nieprzewidziane, stosują tylko niechętnie dla kół dźwigarek podziałkę mniejszą jak 2,5 cm.

Przy lanożelaznych kołach pędnianych uwzględnia się przede wszystkim ich zużycie. W warunkach zwykłych, przy tarcu żelaza lanego o żelazo lanc, przy uzębieniu cykloidalnym i przy ilości obrotów poniżej 250/min. dla koła miarodajnego, biorąc pod uwagę zagrzewanie się i zużycie, kierujemy się wzorem praktycznym:

$$c = 20 - \sqrt{n},$$

a zatem przy $n = 16$

25	36	49	64	81	100	144	196	256
----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----

 będzie $c = 16$

15	14	13	12	11	10	8	6	4
----	----	----	----	----	----	---	---	---

;
 a nadto $b \leq 2,6t$

2,8 t	3,0 t	3,2 t	3,5 t	3,8 t	4,2 t	5,25 t	.	.
-------	-------	-------	-------	-------	-------	--------	---	---

,

ponieważ największa ^(szerokość) długość zęba ze względów praktycznych bywa: $b \geq 42t : c$.

Dla zębów z drzewa (grabiny), zazębających się z lanożelaznymi, c równa się 0,4 do 0,5 powyżej podanych, a więc np.

przy $n = 36$

64	144	256
----	-----	-----

 $c = 14 \cdot 0,4 = 5,6$

$12 \cdot 0,4 = 4,8$	$8 \cdot 0,45 = 3,6$	$4 \cdot 0,5 = 2,0$
----------------------	----------------------	---------------------

.

Wartości powyższe, jako też i wartości wynikające ze wzoru $c = 20 - \sqrt{n}$, można znacznie przekraczać (przy starannym zaprojektowaniu, wykonaniu i obsłudze), jeżeli łuk wchwyty jest większy od podwójnej podziałki, czyli gdy okres wchwyty przewyższa liczbę 2 o tyle, że możemy liczyć na niezawodne jednocześnie przypieranie się (wchwytywanie) przynajmniej dwóch par boków zębowych.

Koła uzębione podług rozwijającej (ewolwentowe) wypadają obciążać nieco mniej.

Przy uzębionych wieńcach kół wodnych, opryskiwanych wodą, c nie powinno w żadnym razie przekraczać wartości 10 do 12; kół podobnych należy ile możliwości unikać ze względu na ich szybkie zużywanie się *).

Dla kół zębatych, zwykłych, zazębających się z uzębionem kołem rozpędowem silników parowych, ze względu na okresową nierównomierność ruchu, z powodu której pewne zęby znoszą silniejsze obciążenia niż inne, zmniejsza się wartość współczynnika c, wynikającą ze wzoru $c = 20 - \sqrt{n}$, a mianowicie zazwyczaj o 10%.

³⁾ C. v. Bach, Turbinen und vertikale Wasserräder, 1886, str. 105 i 106.

Gdy zęby kół pracują naprzemian to jedną, to drugą stroną, lub gdy podlegają silnym uderzeniom, albo wogóle znaczniejszym wahaniom pracy rozpędu mas pędzonych lub pędzących, to zęby takie powinny otrzymywać możliwie sute wymiary. Po części też dla tego zakładamy $c = 2$ do 3 , np. dla kół pędzących złożenia młynowe, a pracujących zębami drewnianymi na żelazne; podczas gdy przy tej samej ilości obrotów n na minutę zwykle koła pędziane obliczamy na podstawie $c = 4$ do $4,5$.

Jeżeli koła pracują całą dobę bez przerwy, a pragniemy zapewnić im równą trwałość jak kołom zwykłym, pracującym tylko po 12 godzin na dobę, to powinniśmy dobrać dla nich mniejszą wartość na c . Przy grubszych zębach można stosować względnie większe c , niż przy cieńszych; grube zęby mogą się bowiem zetrzeć znacznie więcej przez zużycie, zanim się staną niezdatnymi do dalszej pracy.

2. Podziałka t (w cm) określa się z przenoszonego momentu obracającego (kręcącego) M_d (w kgcm), albo też z przenoszonej mocy N (w MK) w sposób następujący: Podług str. 209 mamy:

$$Pr = M_d = 71620 \frac{N}{n} \text{ w kgcm (p. tabl. str. 210).}$$

A że: $P = c b t = c \psi t^2$ i $r = z t : 2\pi$, więc

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c \psi z} M_d}, \text{ wzgl. } t = 10 \sqrt[3]{\frac{450 N}{c \psi z n}}.$$

3. Jeżeli żelazo lano okaże się materiałem za słabym na zęby, np. dla dźwigarek, w parowozach dróg zębnicowych i t. p., to, o ile przekładnia zębowa nie da się zastąpić inną, wypada uciec się do materiałów wytrzymalszych, jako to do odlewów stalowych lub kowalnych, do brązu lub spiżu, zwłaszcza nąfosforzonego, do metalu „Delta” i t. p. stopów. Gdy zaś wypada nam przytem uwzględnić wyłącznie tylko wytrzymałość, to ze wzoru na gięcie:

$$Pl = \frac{1}{6} b x^2 k_b$$

dla grubości pnia zębowego: $x = 0,5 t$ do $0,55 t$ i $l = 0,7 t$ wynika:

$$P = c_1 b t k_b,$$

przyczem c_1 równa się $0,06$ do $0,07$, a k_b dobiera się podług danych str. 337.

Koła odlane ze stali mogą otrzymać podziałkę o $\frac{1}{3}$ mniejszą niż równo mocne koła lanożelazne.

4. Szerokość zęba $b = \psi t$. Spółczynniki ψ nadajemy wartości:

$\psi = 2$ przy kołach dźwigarek i t. p.;

$\psi = 2$ do 3 przy zwykłych kołach pędzianych;

$\psi = 3$ do 5 przy kołach przenoszących znaczne ilości pracy mechanicznej, np. przy uzębionych kołach rozpędowych u silników parowych i t. p.

5. Ilość zębów bywa:

$z \geq 10$ do 11 (wyjątkowo i mniej) przy kołach dźwigarek,

$z \geq 24$ przy kołach pędnianych. Im większa ilość zębów, tem spokojniejszy będzie bieg. Koła o drewnianych zębach wstawianych i koła dzielone na wycinki miewają ilość zębów z wielokrotną ilości ramion. To samo byłoby też pożądanem, aczkolwiek niekoniecznem, i przy innych kołach.

Ilość zębów zależy również od **stosunku w przekładni** obydwóch kół (p. str. 450). Dla możliwie równomiernego przenoszenia pracy najlepszym jest stosunek 1:1; dalej stosunki 1:2, 1:3, 1:4 i t. d., mniej korzystnymi są już stosunki 2:3, 2:5, 2:7 i t. d., jeszcze gorszymi 3:4, 3:5, 3:7 i t. d. Najgorsze wyniki co do równomierności ruchu otrzymujemy ze stosunków większych liczb pierwotnych, np. 31:43, 23:47 i t. p.

Naodwrot gdy parcie międzyzębne zmienia się okresowo, (np. przy uzębionych kołach rozpędowych, przy kołach młotów i t. p.) należy unikać najprostszyc stosunków w przekładni: 1:1, 1:2, 1:3 i t. d., a natomiast stosować przełożenia w rodzaju: 2:3, 2:5 i t. d. lub 3:4, 3:5 i t. d.

Stosunek w przekładni kół dźwigarek bywa zazwyczaj nie mniejszy niż 1:10, wolnocho dzących kół pędnianych nie mniejszy niż 1:6, (przyczem dla koła mniejszego: $z_{\min} = 36$ do 40), a przy szybkim biegu nie mniejszy niż 1:4 (przyczem $z_{\min} = 54$ do 72).

6. Zęby drewniane na jednym z pary kół obracających się ze znaczną prędkością obwodową lub kątową stosują się, gdy chodzi o bieg spokojny i nie hałaśliwy. Zwykle większe koło otrzymuje uzębienie drewniane, z wyjątkiem przypadku, gdy jest osadzone na wale, który wydaje pracę podlegającą silnym wahaniom okresowym.

[Zasada ogólna, by zawsze zęby drewniane wstawiać na koło pędzące, nie jest słuszną, np. byłaby wadliwą (w rys. 296, str. 451) dla przyporu przed linią środkową M, O, M_1].

Podziałka zębów drewnianych powinna być około $1/10$ większą, niż dla zębów lanożelaznych równej mocy.

7. Grubość zębów (mierzona na obwodzie podziałowym) bywa: dla obydwu uzębień żelaznych:

dla zębów bez obróbki $s = 19/40 t$,
dla zębów obrobionych $s = 19/40 t$ do $39/80 t$,
[przy obrabiarkach i t. p. dochodzi do $s = 1/2 t$];

dla zębów drewnianych, zazębiających się z żelaznymi, stosują dla zęba żelaznego $s = 19/40 t$, a dla drewnianego $s = 19/40 t$ do $39/80 t$, albo też:

dla zęba żelaznego $s = 16/40 t = 0,4 t$,
dla zęba drewnianego $s = 23/40 t$.

Wysokość pnia zębowego bywa $0,4 t$, wierzchołka zaś $0,3 t$; cała wysokość zatem $0,7 t$. Międzyzębie, t. j. przedział w kierunku obwodu między dwoma, wchwytyjącymi w siebie zębami nieobrobionymi bywa zatem $1/20 t$, między obrobionymi $1/40 t$ (w ostatnich czasach nawet = 0), a przedział w kierunku promienia w obydwóch przypadkach $1/10 t$.

2. Koła zwykle o zębach daszkowych *).

Z powodu długiego okresu przypołu koła te odznaczają się biegiem spokojnym, nadają się zatem na koła dokładnie pracujące (precyzyjne).

Parcia w kierunku osi, pojawiające się u kół walcowatych, śrubowo uzębionych, (p. str. 458) znoszą się tu wzajemnie. Uzębienie ewolwentowe (podług rozwijającej koła). Materiał: Żelazo lane lub stal zlewna. Oznaczenie podziałki t zwykłe.

Wysokość całego zęba $0,6t$, pnia $0,38t$, wierzchołka $0,22t$. Grubość zęba w obwodzie podziałowym $s=0,46t$, grubość istotna:

$$s_1 = s \sin \beta (= \infty 0,377t).$$

Szerokość zęba $b=4t$, spadek $t_0=1,4t$, z czego wynika $\beta=55^\circ$ (p. rys. 303).

Przy wałach uzębionych małą ilością zębów (rys. 304) bywa:

$$b=5t, t_0=1,75t, \beta=55^\circ;$$

a rogi daszków zaokrąglają się.

Gdy róg daszka przy obrocie koła wyprzedza resztę zęba, wytrzymałość zęba jest większą, niż przy ruchu odwrotnym. Tarcze dolane po bokach koła wzmacniają zęby, co nabiera szczególnego znaczenia przy zmieniającym się kierunku obrotu.

3. Koła stożkowe (stożki zębate).

Grubość zębów na stożkach obliczają zazwyczaj podług promieni największych r_1 i r_2 (rys. 301, str. 457), słuszniej jednakże będzie, obliczać ją podług promieni średnich: R_1 i R_2 w sposób podobny, jak podano pod 1. dla kół zwykłych.

4. Ślimak i koło ślimakowe (ślimacznicą) (rys. 305).

Stratność \mathfrak{B} , p. str. 231. Uzębienie p. str. 458. Podstawą obliczenia podziałki t będzie:

$$P = cbt,$$

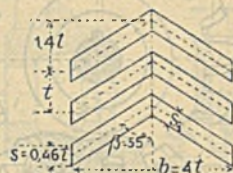
(p. str. 459), a szerokość zęba będzie średnio: $b=1,5t$; dla żelaza lanego zakładamy:

$c=18$ do 28 kg/cm^2 , gdy chodzi tylko o wytrzymałość,

$c=8$ do 12 kg/cm^2 , zależnie od ilości obrotów ślimaka i gdy chodzi o ścieranie się zębów, przyczem przypuszcza się obfite smarowanie (przez zanurzenie w smarze).

Dalsze wartości stosowne będą: Przy rzadko używanych wciągach (wielokrążkach) ślimakowych, o dwuzwojnym ślimaku stało-

Rys. 303.

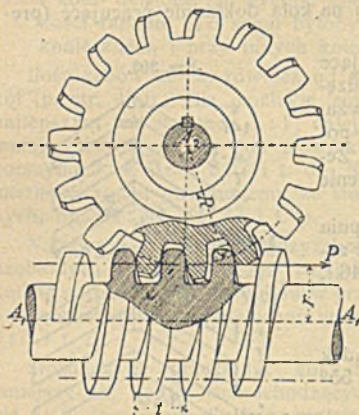


Rys. 304.

*) F. Reuleaux, Der Konstrukteur. 4 wydanie, str. 506 i C. v. Bach, Die Maschinen-Elemente, 6 wydanie, str. 227 do 232.

wym i lanożelaznej ślimacznicy: c do 40 kg/cm²; przy jednozwojnych, samohamownych ślimakach z żelaza kowalnego, i rzadkiem użytkowaniu: c do 30 kg/cm²; natomiast przy ciągłym użytkowaniu i znacznej ilości obrotów, jako też przy unośniach (liftach) pędzonych z pasa lub prądnikiem (silnikiem elektrycznym) $c \geq 12$ kg/cm². Jeżeli jednak w przypadku w końcu wspomnianym dopuścimy znaczne zużycie się (ścieranie), to bezpiecznym będzie jeszcze $c = 20$ kg/cm², a nawet jeszcze więcej.

Rys. 305.



Moment niezbędny do obracania ślimaka (z dodatkiem 10% na tarcie w jego łożyskach) pod str. 228, będzie w kgcm:

Moment niezbędny do obracania ślimaka (z dodatkiem 10% na tarcie w jego łożyskach) pod str. 228, będzie w kgcm:

$$M_d = 1,1 Pr \frac{h + 2\pi r \mu}{2\pi r - \mu h},$$

w którym to wzorze oznacza:

P parcie zębów ślimacznicy (koła ślimakowego) w kg, działające ramieniem R (p. rys. 305),

r średni promień ślimaka w cm, mierzony do obwodu podziałowego ślimacznicy,

h skok gwintu ślimaka w cm, a mianowicie dla ślimaka jednozwojnego: $h = t$, dla m -zwojnego: $h = mt$,

μ współczynnik tarcia (przy dobrym smarowaniu i gładkich powierzchniach = 0,1, w przeciwnym razie większy).

Jeżeli z oznacza ilość zębów ślimacznicy [dla uzębienia podług rozwijającej (ewolwentowego) $z > 30$], to przełożenie przy ślimaku m -zwojnym będzie: $\varphi = m : z$.

Samohamowność będzie zapewniona (p. str. 228), gdy

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\pi r} \geq \frac{1}{10}.$$

Gdy obawa wstrząśnień jest uzasadniona, np. przy unośniach (windach osobowych i towarowych), to, ze względu na samohamowność, $\operatorname{tg} \alpha$ powinno być jeszcze mniejsze, aż do $\frac{1}{12}$; sprawność zniższa się przytem do $\eta \approx 0,4$, a znaczna stratność powoduje silne zużycie się powierzchni po sobie się ślizgających. Sprawność się zwiększa przy większym pochyleniu gwintu ślimaka, np. dwu- lub wielozwojnego.

Przy znacznych ilościach obrotów zalecają stal besemerowską, hartowaną na ślimak, a spisz naforzony na ślimacznicy.

Parcie w kierunku osi ślimaka można usunąć, umieszczając na tym samym wale dwa ślimaki równowielkie, lecz odwrotnie zwite (jeden w prawo, drugi w lewo), a pędzące dwa, ze sobą ząbujące się, równowielkie koła o osiach równoległych.

c. Budowa kół.

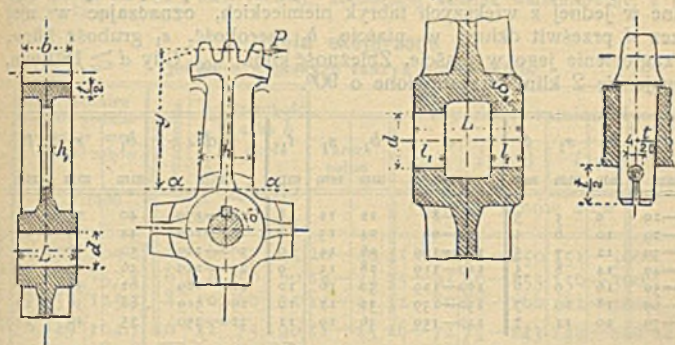
Wieniec uzębiony otrzymuje zazwyczaj grubość 0,5 t , oraz lekką stożkowatość (1 : 40 do 1 : 60), dla łatwiejszego wyjęcia modelu z for-

my (rys. 306). Przy małej ilości ramion lub wielkiej średnicy wzmacnia się wieniec przez dodanie wewnętrznego żebra środkowego.

Rys. 306.

Rys. 307.

Rys. 308.



Rys. 308 do 310 przedstawiają koła o zębach wstawianych.

Nienadwerżona grubość ścianki piasty lanożelaznej (rys. 306 i 307) bywa

$$\delta = \frac{1}{5} (d_0 + \frac{1}{2} d) + 1 \text{ cm do } \frac{1}{4} (d_0 + \frac{1}{2} d) + 1 \text{ cm.}$$

w których to wzorach oznacza:

d prześwit dziury w piastce w cm,

d_0 średnicę wała, jaka odpowiada przenoszonemu momentowi obrotu: $Ma = Pr = 0,2 ka d_0^3$ (p. str. 397 pod 1.) i z niego się oblicza.

Długość piasty (rys. 306 i 307) określają wzory:

$$L = 1,2 d \text{ do } 1,5 d \text{ lub więcej,}$$

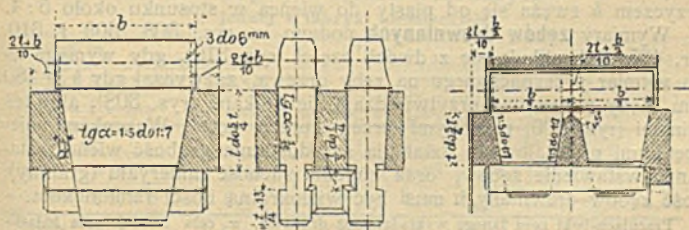
albo $L \geq b + 0,05 r$, jeżeli $r =$ promieniowi obw. podz.

Długie piasty otrzymują wydrążenia (rys. 307), a

$$l_1 = 0,4 d \text{ do } 0,5 d.$$

Rys. 309.

Rys. 310.



Koła zębate (jako też pasowe, linowe, sprzęgła, korby, mimośrodki i t. p.) osadzają się na wałach i osiach zazwyczaj **klinami stalowymi**. Stosownie do położenia względem wała, jako też do kształtu przekroju samego klina rozróżniamy: kliny jednowpustne, dwuwpustne,

wklęsłe, okrągłe, poprzeczne i rozpierające w kierunku stycznnej. Klinów łbiastych należy unikać, powodują one bowiem często nieszczęśliwe wypadki. Klin podwójny daje złączenie rozłączne.

W tabelicy poniższej podano wymiary **klinów dwuwpuśtnych**, używane w jednej z większych fabryk niemieckich, oznaczając w niej przez d prześwit dziury w piąście, b_1 szerokość, s_1 grubość klina, t_1 zagłębienie jego w piąście. Zbieżność klina $1/100$. Gdy $d \geq 180$ mm, stosują się 2 kliny przestawione o 90° .

d	h_1	s_1	t_1	d	b_1	s_1	t_1	d	b_1	s_1	t_1
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
15—19	9	5	3	80—89	22	12	8	160—179	40	21	12
20—29	10	6	4	90—99	24	13	8	180—199	44	23	13
30—39	12	7	5	100—109	26	14	9	200—229	50	26	14
40—49	14	8	5	110—119	28	15	9	230—259	56	29	16
50—59	16	9	6	120—129	30	16	10	260—289	62	32	18
60—69	18	10	7	130—139	32	17	10	290—319	68	36	20
70—79	20	11	7	140—159	36	19	11	320—350	75	40	23

Ilość ramion koła bywa: $i = 1/7 \sqrt{D}$ do $1/8 \sqrt{D}$, jeżeli D oznacza średnicę obwodu podziałowego w mm.

Przekrój ramion podlegających gięciu określamy zazwyczaj (p. rys. 306 str. 465) ze wzoru:

$$Py = k_b W \frac{i}{4},$$

w którym W oznacza moment wytrzymałości przekroju ramienia, odpowiadający momentowi gnącemu Py . Zwykle koła dźwigarkowe i pędniarne obliczamy na podstawie k_b dobranego podług II rodzaju obciążenia określonego na str. 337. W krzyżowym przekroju ramion (rys. 306, str. 465) o rozmiarze $h_1 = 1/5 h$ i przy $k_b \approx 300$ kg/cm² będzie:

$$h = \sqrt[3]{\frac{Py}{2,5 i}},$$

przyczem h zwięża się od piasty do wieńca w stosunku około 5:4.

Wymiary **zębów drewnianych** podano w rys. 308, 309 i 310, str. 465. Ząb składa się z dwóch części (rys. 310), gdy wymaga tego wymiar przeznaczonego na zęby drzewa, zazwyczaj gdy $b \geq 180$ mm. Zęby wstawione przytwierdzają się kołkami (rys. 308), albo też klinami (rys. 309) przebitymi przez korzeń zęba. Warunkami niezbędnymi prawidłowego działania są: dostatnia grubość wieńca, staranne wstawienie zębów, oraz zupełna suchość materiału (grabiny). Ilość zębów drewnianych musi być wielokrotną ilości ramion koła.

Pracujące boki zęba lanego wykładają też drzewem, w celu zmniejszenia hałaśliwości czysto żelaznego uzębienia, unikając w ten sposób małej wytrzymałości i sprężynowania zębów drewnianych. Koła takie, o uzębieniu złożonym (Compound) okazały się trwałe, przy znacznych prędkościach obwodowych i znacznych parciach międzyzębnych.

Koła zębate z surowca skórzanego stosują, w celu osiągnięcia cichego biegu przy wielkiej ilości obrotów ($n = 400$ do 1000). Kawały skóry surowej, osobliwie przyrzą-

dzony i nasyconej, zlepia się klejem właściwie dobranym i sflacza je ze sobą pod wysokim ciśnieniem. Materiał tak otrzymany poddaje się takiej samej obróbce jak koła żelazne. Z dwóch kół ze sobą się zazębiających tylko jedno bierze się skórzane, drugie zaś stalowe, żelazne lub spiżowe. Dla uzębień skórzanych zakłada się wartość c w równaniu: $P = cbt$, równą 4 do 8. Przy drobnej podziałce zamiast kół skórzanych stosują też koła z masy swoistej, naśladowującej kauczuk wulkanizowany, a zwanej „Vulkanfiber.“

Koła skojarzone

jednej z większych fabryk niemieckich.

Podziałka t mm	$D =$ średnica obwodu podzia- łowego w mm. $z =$ ilość zębów		Wysokość wierzchołka mm	Wysokość pnia mm	Szerokość zęba b około		Przy ilości ramion i :				
	$\frac{D}{z}$	$1000 \frac{z}{D}$			2,5 t	3 t	Tarcze pełne	$i = 4$	$i = 6$	$i = 8$	$i = 10$
							ilość zębów $z =$				
15	4,775	209,4	5	6	37	45	20-40	41-90	91-150	151-300	.
20	6,366	157,1	6	8	50	60	14-34	35-95	96-155	156-300	.
25	7,958	125,7	8	10	60	75	11-31	32-80	81-160	161-300	.
30	9,549	104,7	10	12	75	90	11-25	26-72	73-143	144-248	249-300
35	11,141	89,8	11	14	85	105	11-24	25-68	69-133	134-220	221-300
40	12,732	78,5	12	16	100	120	11-23	24-64	65-124	125-205	206-300
45	14,324	69,8	14	18	110	135	11-22	23-60	61-117	118-193	194-300
50	15,916	62,8	16	20	125	150	11-21	22-58	59-111	112-184	185-300
55	17,507	57,1	17	23	140	165	11-20	21-55	56-105	106-176	177-300
60	19,099	52,4	19	25	150	180	11-19	20-52	53-101	102-168	169-285
65	20,690	48,3	21	27	160	195	11-18	19-45	46-98	99-161	162-265
70	22,282	44,9	22	29	175	210	11-17	18-44	45-93	94-154	155-245
75	23,873	41,9	24	31	190	225	11-16	17-44	45-91	92-149	150-230
80	25,465	39,3	25	33	200	240	11-16	17-43	44-87	88-145	146-216
85	27,056	37,0	27	35	210	255	11-15	16-43	44-84	85-140	141-200
90	28,648	34,9	29	37	230	270	11-15	16-42	43-83	84-136	137-190
95	30,239	33,1	31	39	240	285	11-14	15-41	42-82	83-133	134-180
100	31,831	31,4	32	42	250	300	11-14	15-40	41-80	81-130	131-172

Koła zwykle, o zębach frezowanych
jednej z fabryk niemieckich.

Moduł (cecha) m	$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$
Podziałka $t = \pi m$ w mm	1,57	3,14	3,93	4,71	5,50	6,28	7,07	7,85	8,64
Wysokość zęba l w mm	1,08	2,20	2,71	3,25	3,79	4,33	4,90	5,40	5,96
Moduł (cecha) m	3	$3\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{3}{4}$	4	$4\frac{1}{4}$	$4\frac{1}{2}$	$4\frac{3}{4}$	5
Podziałka $t = \pi m$ w mm	9,42	10,21	11,00	11,78	12,57	13,35	14,14	14,92	15,71
Wysokość zęba l w mm	6,50	7,04	7,60	8,12	8,70	9,21	9,70	10,29	10,80
Moduł (cecha) m	$5\frac{1}{4}$	$5\frac{1}{2}$	$5\frac{3}{4}$	6	$6\frac{1}{2}$	7	8	9	10
Podziałka $t = \pi m$ w mm	16,49	17,28	18,06	18,85	20,42	21,99	25,13	28,27	31,42
Wysokość zęba l w mm	11,38	11,92	12,45	13,00	14,08	15,16	17,35	19,40	21,60

Zarysy zębów powyższych są łukami rozwijającej koła (ewolwentowe), a wykreślone w sposób niepozostawiający szczeliny międzyzębnej na obwodzie podziałowym: grubość zęba: $s = \frac{1}{2} t$. Wysokość wierzchołka: $m = t = \pi m$. Średnica obwodu podziałowego: $2r = z m$ w mm (p. str. 450). Średnica zewnętrzna = $(2 + z) m$ w mm. Odległość środków dwóch kół: $r_1 + r_2 = \frac{1}{2} (z_1 + z_2) m$ mm.

Wagę zwykłych kół zębatych

określa w przybliżeniu wzór: $G = z(\alpha + \beta b) - \gamma$ kg, w którym z oznacza ilość zębów, b szerokość zębów w mm, a wartości współczynników α , β , γ , podaje tablica poniższa:

Podziałka mm	4 ramiona			6 ramion			8 ramion			10 ramion		
	α	β	γ	α	β	γ	α	β	γ	α	β	γ
15	0,03	0	0,3	0,04	0	0,5	0,05	0	1,1	0,07	0	1,3
20	0,08	0	0,8	0,10	0	1,3	0,13	0	2,3	0,15	0	3,4
25	0,15	0,01	1,5	0,20	0,01	3,2	0,25	0,01	4,9	0,30	0,01	6,5
30	0,25	0,01	2,7	0,34	0,01	5,2	0,43	0,01	8,5	0,51	0,01	11,1
35	0,40	0,01	4,3	0,54	0,01	8,0	0,68	0,01	12,6	0,81	0,01	17,2
40	0,60	0,01	5,5	0,81	0,01	12,7	1,01	0,02	19,9	1,21	0,02	26,2
45	0,86	0,02	8,1	1,15	0,02	17,5	1,44	0,02	28,0	1,73	0,02	37,3
50	1,18	0,02	11,5	1,58	0,02	24,7	1,98	0,03	38,0	2,38	0,03	51,2
55	1,56	0,02	15,6	2,10	0,03	33,3	2,63	0,03	51,0	3,16	0,03	67,4
60	2,03	0,03	20,5	2,72	0,03	42,0	3,41	0,04	65,5	4,10	0,04	88,8
65	2,58	0,03	24,8	3,46	0,04	54,1	4,34	0,04	83,4	5,22	0,05	112,7
70	3,22	0,04	31,4	4,32	0,05	68,1	5,42	0,05	104,1	6,52	0,05	141,4
75	3,97	0,05	39,3	5,32	0,05	83,7	6,67	0,06	128,3	8,02	0,06	172,7
80	4,81	0,05	46,2	6,42	0,06	102,0	8,09	0,07	155,8	9,73	0,07	209,6
85	5,77	0,06	56,2	7,74	0,07	122,2	9,70	0,07	186,1	11,67	0,08	252,0
90	6,85	0,07	67,6	9,19	0,07	144,9	11,52	0,08	222,3	13,85	0,09	299,7
95	8,06	0,07	77,8	10,80	0,08	170,4	13,55	0,09	260,6	16,29	0,10	353,2
100	9,40	0,08	92,0	12,60	0,09	198,0	15,80	0,10	304,0	19,00	0,11	410,0

Powyższa tablica podaje współczynniki do obliczenia przybliżonej wagi zwykłych kół zębatych, lanożelaznych, zwykłej budowy i z zębami prostymi.

Koła z wstawianymi zębami drewnianymi, koła śrubowe i ślimakowe, oraz koła zwykłe z uzębieniem daszkowym posiadają w przybliżeniu tę samą wagę, co zwykłe koła z uzębieniem żelaznym, o tejże podziałce, ilości i szerokości zębów.

Stożki zębate ważą około 0,9 razy tyle, co koła zwykłe.

Waga koła ze stali lanej jest około 13⁰/₁₀₀ większa od wagi koła lanożelaznego, równych wymiarów.

Przykład. Stożek zębaty z lanej stali, o średnim promieniu 765 mm, o 96-ciu zębach 150 mm szerokich, na (podł. tabl. str. 449) podziałkę:

$$765 : 15,279 = \approx 50 \text{ mm.}$$

oraz (podł. str. 466) $\frac{1}{2} \cdot 1530 = \approx 6$ ramion. Jego waga będzie zatem:

$$G = [96(1,58 + 0,02 \cdot 150) - 24,7] \cdot 0,9 \cdot 1,13 = 415 \cdot 0,9 \cdot 1,13 = 422 \text{ kg.}$$

B. Koła cierne i kliniaste.*)

1. Oznaczamy przez:

Q parcie przyciskające oba koła cierne do siebie w kierunku promieni, w kg,

*) O sprawności złożeń kół ciernych, p. Zeitschr. d. V. d. Ing., 1897, str. 1362.

P siłę przenoszoną na obwodzie kół, w kg,

$\mu = \text{tg } \varrho$ współczynnik tarcia (p. str. 215 i nast.) o wartości:

$\mu = 0,1$ do $0,15$ dla żelaza lanego po żelazie lanem,

$\mu = 0,15$ „ $0,2$ „ „ „ „ papierze,

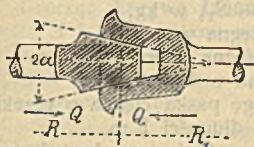
$\mu = 0,2$ „ $0,3$ „ „ „ „ skórze,

$\mu = 0,2$ „ $0,5$ „ „ „ „ drzewie,

z których to wartości stosujemy mniejsze, gdy, jak zazwyczaj, trące się powierzchnie są gładkie i tłuste. Mamy wzór:

$$P \approx Q \mu.$$

Rys. 311.



2. Dla kół kliniastych (rys. 311), o kącie rowka 2α , przy powyższych oznaczeniach, będzie:

$$P \approx Q \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} = Q \mu',$$

z którego to wzoru, np. dla $\alpha = 15^\circ$, oraz $\mu = 0,1$ (żelazo lano po żelazie lanem), otrzymujemy: $\mu' = 0,28$ *),

a więc $Q \approx 3,5 P$, a $\mu' : \mu = 1 : 0,36$. Parcie Q , niezbędne do przeniesienia określonej siły P za pomocą takich kół kliniastych, będzie zatem mniejsze aniżeli dla walcowych kół ciernych. Wadą kół kliniastych, a zarazem przyczyną dużego ich zużywania się jest to, że toczenie się ich po sobie bez ślizgania może zachodzić li-tylko w jednym przecięciu walcowym każdego wieńca, odpowiadającym punktowi zetknięcia się obwodów podziałowych. Wada ta tem mniej się przejawia, im węższymi są zachwytyjące w siebie klinowate paski wieńców kół, w stosunku do promieni R i R_1 .

Jeżeli, przy $\alpha = 15^\circ$ i tarcia żelaza lanego o żelazo lano, głębokość wczepiania się będzie $= 1$ cm, to, przy ilości rowków $z (= 1$ do $6)$, otrzymamy (w kg):

$$P \approx 20 z.$$

C. Napęd pasowy i linowy. **)

Stratność pracy i prędkości, \mathcal{B} , powodowaną ślizganiem się pasa lub liny po kole, podano na str. 234 i nast.

Uwaga. Z powodu nieuwzględnienia kształtu przekroju ciężna należy wartości \mathcal{B} , podane na str. 235, pomnożyć jeszcze przez 2.0 dla pasów skórzanych, przez 1.25 dla lin konopnych, a przez 1.5 dla lin drucianych.

a. Część ogólna.

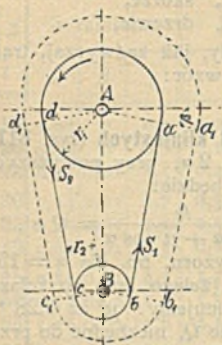
W rys. 312 niechaj oznacza: A koło pędzące, ab ciężno ciągnące, cd ciężno ciągnięte, dalej zaś:

*) Sposób obliczenia podany na str. 221 (pod 1.) dałby tu $\mu' = 0,39$, t. j. o $\approx 40\%$ większe; niezbędne parcie Q byłoby zatem w tym samym stosunku mniejsze. Obliczenie owo nie uwzględnia bowiem tarcia, jakie powstaje przy sprężystym wciskaniu się w siebie klinowatych obwodów, poddających się wskutek naturalnej sprężystości materiału.

**) Por. C. v. Bach, Die Maschinen-Elemente, 6 wyd., 1897, str. 271 i nast.

- S_1 siłę naprężającą cięgno ciągnące w kg,
 S_2 siłę naprężającą cięgno ciągnięne w kg,
 S_0 siłę naprężającą, z jaką musimy nakładać cięgno na koła, w kg,

Rys. 312.



α mniejszy z obu środkowych kątów opięcia kół ciędnem, wyrażony miarą łukową,

μ współczynnik tarcia między ciędnem, a powierzchnią kół,

r_1 promień koła pędzącego, a r_2 pędzonego, w cm,

P siłę obwodową, przenoszoną przez cięgno = $S_1 - S_2$, w kg,

f przekrój cięgna w cm^2 ,

v prędkość cięgna w m/sek.,

q wagę cięgna w kg/m,

$q_1 = q : f$ wagę paska cięgna o przekroju 1 cm^2 i długości 1 m,

$\sigma_s = S_1 : f$ naprężenie normalne w kg/cm^2 , wywołane w ciędnem przez siłę S_1 , rozłożoną równomiernie na przekrój,

k_s bezpieczne naprężenie całkowite materiału cięgna w kg/cm^2 ,

c pewien współczynnik (w kg/cm^2),

e podstawę logarytmów naturalnych (p. str. 40 i 233),

g przyspieszenie ciężkości = $9,81 \text{ m/sek.}^2$, a otrzymamy:

$$S_1 = P \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} + q \frac{v^2}{g},$$

$$S_2 = P \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} + q \frac{v^2}{g},$$

$$P = \left(S_1 - q \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} = \left(\sigma_s - q_1 \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} f.$$

Podstawiając:

$$\left(\sigma_s - q_1 \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} = c,$$

otrzymamy siłę przenoszoną:

$$P = c f.$$

Moc Pv , jaką dane cięgno przenieść może, staje się największością $(Pv)_{\text{max}}$, przy prędkości cięgna:

$$v' = \sqrt{\frac{\sigma_s g}{3 q_1}} = \sqrt{\frac{S_1 g}{3 q}};$$

$$(Pv)_{\text{max}} = \frac{2}{3} \sigma_s \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} f \sqrt{\frac{\sigma_s g}{3 q_1}}.$$

Jeżeli ciężno nie bardzo zwisa, to będzie w przybliżeniu:

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2} = \frac{P}{2} \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} + q \frac{v^2}{g}$$

Podczas ruchu wyraz $q \frac{v^2}{g}$ pozostaje bez wpływu na wielkość nacisku na oś, tak iż przy jednakowym kierunku sił S_1 i S_2 otrzymujemy:

$$\text{nacisk na oś: } 2S_0' = P \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1};$$

porówn. str. 476. Ciężno uważane za doskonale giętkie zwisa w istocie, tworząc krzywą łańcuchową A_1MB_1 (rys. 313, por. str. 117 i nast; A i B są kołami współpracującymi).

Odnosząc łańcuchową do układu osi prostokątnych, z których oś rzędnych będzie wodzącą łańcuchowej, a oś odciętych jej osią symetrii i oznaczając przez:

x, y współrzędne dowolnego punktu P łańcuchowej w m,

l długość łuku łańcuchowej MP w m,

H poziomą siłę rozciągającą w wierzchołku M w kg,

S siłę rozciągającą w punkcie P w kg,

$V = ql$ wagę kawałka ciężna MP w kg,

$MO = h$ parametr łańcuchowej w m, otrzymamy:

$$H = \text{stałej} = hq = S \cos \tau = \frac{V}{\operatorname{tg} \tau} \quad \text{i} \quad S = yq = \frac{qh}{\cos \tau};$$

nadto zachodzą związki, podane na str. 118 i 119 dla łańcuchowej, pomiędzy x, y, l (któremu odpowiada s) i τ .

Urządząc napęd ciężnowy, można postępować w sposób poniższy:

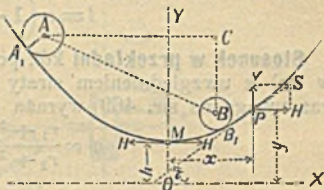
Siła rozciągająca ciężno: $S = yq$, różni się zazwyczaj bardzo mało od swej poziomej składowej, t. j. od siły wierzchołkowej H , którą można przeto uważać za siłę rozciągającą wogóle dane ciężno, a więc:

$$\text{w ciężnie ciągnącym: } S_1 \approx H_1 = h_1 q = P \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} + q \frac{v^2}{g},$$

$$\text{w ciężnie ciągnionem: } S_2 \approx H_2 = h_2 q = P \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} + q \frac{v^2}{g}.$$

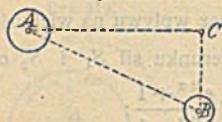
W ten sposób oznaczamy parametry h_1 i h_2 obydwóch łańcuchowych, a zatem i same łańcuchowe. Narysowawszy jedną z nich, (np. dolną, rys. 313) kreślimy oddzielnie, w tej samej podziałce rys. 314, w którym AB oznacza odległość rzeczywistą danych kół A i B od siebie, AC poziomy, a BC pionowy rzut teże odległości. Rys. 314 przykładamy do łańcuchowej (rys. 313) tak, aby koła dotknęły łań-

Rys. 313.

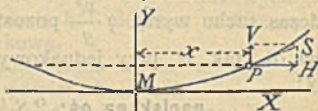


cuchowej, a prosta AC była równoległą do osi rzędnych. W sposób podobny przykładamy rys. 314 i do drugiej łańcuchowej, która powinna dotykać kół z drugiej strony.

Rys. 314.



Rys. 315.



Jeżeli BC , t. j. różnica poziomów środków kół, jest niewielka, to łańcuchową możemy bez znacznego błędu zastąpić parabolą (rys. 315):

$$y = \frac{q}{2H} x^2.$$

Zakładając: $q = q_1 f'$ i $S_1 \approx H = \sigma_x f$, otrzymamy $y = \frac{q_1}{2\sigma_x} x^2$.

Przybliżona długość łuku paraboli MP (p. str. 110) będzie:

$$l = x \left(1 + \frac{2}{3} \frac{y^2}{x^2} \right).$$

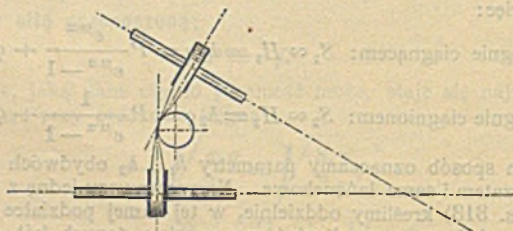
Stosunek w przekładni kół, po których biegnie cięgno o grubości s (w cm) z uwzględnieniem straty \mathfrak{B} na prędkości (p. str. 233 i 234, oraz uwagę na str. 469) wyraża się wzorem:

$$\varphi \approx \frac{r_1 + \frac{1}{3}s}{r_2 + \frac{2}{3}s} (1 - \mathfrak{B}).$$

b. Napęd pasowy.

Zasadniczym warunkiem jest, aby kierunek ruchu każdego pasa wchodzącego leżał w płaszczyźnie koła, na które pas wchodzi. Pas schodzący może mieć odchylenie od płaszczyzny koła, z którego schodzi, dochodzące do 25° . Wynika stąd: α) koła pędzące dwie osie równoległe bezpośrednio (bez krążków kierowniczych) muszą leżeć w jednej płaszczyźnie. β) osie leżące w jednej płaszczyźnie, lecz tworzące ze sobą kąt, można pędzić jedynie pasem kierowanym (np. krążkami kierowniczymi lub t. p.). γ) osie

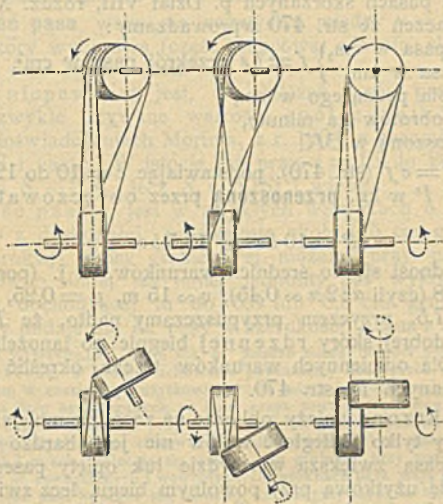
Rys. 315-a.



mające względem siebie położenie zwichrzone, można pędzić pasem bezpośrednio, gdy mamy swobodę ustawienia kół na osiach w miej-

scach właściwych (rys. 315-b, 315-c, 315-d); jeżeli zaś położenie kół na osiach jest z góry dane, to należy stosować krążki kierownicze, które ustawiać możemy z pewną swobodą co do ich położenia, za-

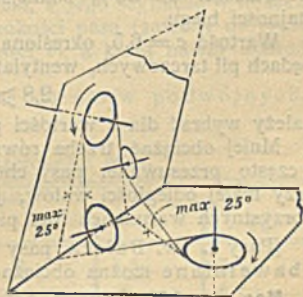
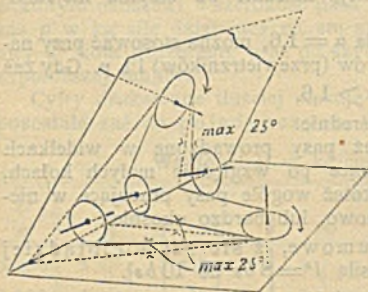
Rys. 315-b. Rys. 315-c. Rys. 315-d.



wsze jednak w taki sposób, aby czyniły zadość zasadniczemu warunkowi dotyczącemu kierunku ruchu pasa wchodzącego na koła, rys. 315-e i 315-f).

Rys. 315-e.

Rys. 315-f.



Uwaga. Pas w napędzie rys. 315-b, -c, nazywa się zwichrzonym; wedł. rys. 315-d, gdzie płaszczyzny kół tworzą kąt $\alpha = 90^\circ$, zwie się półskrzyżowanym; gdy kąt ten $\alpha = 0^\circ$ lub 180° , otrzymujemy napęd jak pod α z pasem obręczowatym (por. rys. 312, str. 470), przyczem obydwie osie mają jednakowy kierunek obrotu, albo też

z pasem skrzyżowanym, który nadaje osi pędzonej kierunek obrotu odwrotny względnie do osi pędzącej. Napędy pasowe, przedstawione w rys. 315-e i 315-f, zwiąż się napędami o pasie kierowanym.

1. Pasy.

Szczegóły o pasach skórzanych p. Dział VIII, rozdz. X.

Oprócz oznaczeń ze str. 470 wprowadzamy:

b szerokość pasa w cm, } $f = bs$ przekrój pasa w cm^2 ,
 s grubość pasa w cm, }
 D średnicę koła pędzącego w cm,
 n jego ilość obrotów na minutę,
 N moc przenoszoną w MK .

Ze wzoru $P = cf$ (str. 470), podstawiając $c = 10$ do $12,5 \text{ kg/cm}^2$, otrzymamy siłę P w kg, przenoszoną przez obręczowaty pas pojedynczy:

$$P = 10 bs \text{ do } 12,5 bs.$$

Wzór ten odnosi się do średnich warunków, t. j. (por. ozn. str. 470) gdy $\alpha \approx 2,8$ (czyli $\alpha : 2\pi \approx 0,45$), $v \approx 15 \text{ m}$, $\mu = 0,25$, $q_1 = 0,11$, $\sigma_s = 22,5$ do $27,5$, przyczem przypuszczamy nadto, że $D \geq 100 s$, oraz że pas z dobrej skóry rdzennej biegnie po lanożelaznym kole pasowym. Dla odmiennych warunków trzeba określić wartość c ze wzorów podanych na str. 470.

Pasy zwichrzone należy obliczać na zasadzie mniejszego współczynnika c , gdy tylko odległość wałów nie jest bardzo dostatnia. Skrzyżowanie pasa zwiększa wprawdzie luk opięty pasem i powoduje większą siłę użytkową przy powolnym biegu, lecz zwiększa ono i tarcie się pasów (w skrzyżowaniu), a skręcenie pasa oddziaływa nań szkodliwie, szczególnie przy znacznym jego wyprężeniu. Nie należy krzyżować pasów szybko chodzących lub szerokich.

W napędach obciążonych bardzo niejednostajnie (młoty, tartaki i t. p.) wprowadzamy średnią wartość siły P , stosując natomiast c w wartości do 30% zmniejszonej, zależnie od stopnia niejednostajności biegu.

Wartość $c = 6,5$, określoną dla $\alpha = 1,6$, można stosować przy napędach pił tarczowych, wentylatorów (przewietrzników) i t. p. Gdy zaś $2,8 > \alpha > 1,6$,

należy wybrać dla c wartości pośrednie.

Mniej obciążać trzeba również pasy prowadzone w widelkach i często przesuwane, pasy chodzące po względnie małych kołach, przy małej odległości wałów, jakoteż wogóle pasy pracujące w niekorzystnych warunkach (np. pionowo, lub bardzo ukośnie).

[Pasy t. zw. Balata, pasy gumowe, z sierści wielbłądziej i bawełniane można obciążać siłą $P = 8 bs$ do $10 bs$].

Moc (w MK), jaką może przenieść pas pojedynczy, biegnący po kole o średnicy D w m, określa się wzorem:

$$N = \frac{Pv}{75} = \frac{cbs\pi Dn}{60 \cdot 75};$$

$$a \text{ zatem: } bD = \frac{4500 N}{\pi c s n} = \frac{1432,4 N}{c n}$$

Dla średnich warunków wzór powyższy przybiera postać łatwą do zapamiętania:

$$N = b R v,$$

gdy szerokość pasa b i promień koła R wyrazimy w m.

Prędkość pasa waha się zazwyczaj między $v = 3$, a 25 m/sek. Stosując skóry wyborowe (część słupową rdzenia skóry) dochodzą wyjątkowo do $v \geq 35$ m/sek.

Wielce niepewnym jest, do obliczeń pasów prędkochodzących stosować zwykle używane wartości współczynników tarcia μ , oparte na doświadczeniach Morin'a, z r. 1834, z pasami o $v \approx 3$ m/sek. (p. str. 232 i nast.). W istocie też przy $v = 15$ do 20 m/sek. otrzymujemy nie $S_1 \approx 2S_2$, lecz $S_1 \approx 50S_2$ i więcej.

Grubość pasa s jest w zwykłych warunkach o tyle bez wpływu, że pas z doskonałej, przeważnie około 0,5 cm grubej (i 20 do 30 cm szerokiej) skóry grzbietowej możemy przy pierwszym biegu obciążać równo silnie, jak mniej jednolity pas wykrojony z boków tejże skóry, dochodzącej tu do 0,8 lub 0,9 cm grubości. Wogóle rdzeń skóry nadaje się na pasy w szerokości 1,2 m i długości 1,5 m.

Grubość i wytrzymałość same nie są jeszcze miarą dobroci pasa; istotę jej stanowi sprężystość, o której zachowanie powinniśmy dbać przez właściwe obchodzenie się z pasem w czasie jego użytkowania. W miarę wzrostu grubości pasa zwiększa się też różnica dróg przobieganych po kole przez zewnętrzną i wewnętrzną stronę pasa; ta wada napędu pasowego przy użyciu grubych pasów wykrawanych z boków skór daje się usunąć jedynie przez stosowanie możliwie wielkich kół pasowych. Przy małej szybkości ($v \approx 3$ m/sek.) zalecają się więcej pasy grubsze; przy małej bowiem prędkości naprężenia w zewnętrznych i wewnętrznych włóknach pasa mają czas się wyrównać, a ciągniona część pasa wypręża się bardziej, aniżeli przy szybkim biegu ($v \geq 10$ m/sek.).

Z powyższych względów, w założeniu, iż do danych średnic i szybkości kół dobrano skórę właściwą, poleca Gehrkens *) dla pasa obęczowatego wzór:

$$N = \frac{p b v}{75}; \quad \text{czyli} \quad b = \frac{75 N}{p v},$$

w którym oznacza: b szerokość pasa w cm, v jego szybkość w m/sek., zaś p w kg siłę działającą na cm szerokości pasa (zależną od średnicy D koła pędzącego, oraz od szybkości v), a którą należy dobrać z poniższej tablicy.

Cyfry drukowane tłustiej stosują się do pasów podwójnych, pozostałe zaś do pojedynczych.

Wartości p w kg/cm szerokości pasa.

D	v w m/sek.											
	3		5		10		15		20		25	
m												
0,100	2	.	2,5	.	3	.	3	.	3,5	.	3,5	.
0,200	3	.	4	.	5	.	5,5	.	6	.	6,5	.
0,500	5	8	7	9	8	10	9	11	10	12	11	13
1,000	6	10	8,5	12	10	14	11	16	12	17	13	18
2,000	7	12	10	15	12	20	13	22	14	24	15	25

*) C. O. Gehrkens. Sprawność pasów pędnych, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1893, str. 15.

Przykłady. 1. Pas pojedynczy, szerokości $b = 20$ cm, biegnąc, po kole o 2 m średnicy z szybkością $v = 25$ m/sek., można według powyższej tablicy obciążać: $p = 15$ kg/cm; przenosi on zatem moc:

$$N = 15 \cdot 20 \cdot 25 : 75 = 100 \text{ Mł.}$$

11. Pas podwójny na kole 1 m średnicy, przy $v = 15$ m/sek, ma według tablicy $p = 16$ kg/cm; dla przeniesienia mocy 80 Mł powinien on mieć zatem szerokość $b = (75 \cdot 80) : (16 \cdot 15) = 25$ cm.

Pasy pojedyncze zalecać można aż do $b = 50$ cm; powyżej tej szerokości pasy podwójne. Ponieważ najbardziej wytrzymałe włókna skóry leżą na $1/3$ jej grubości, bliżej strony od mięsa, więc też ta strona pasa pojedynczego powinna leżeć na kole, przy pasach podwójnych stykać się ze sobą powinny obie strony od mięsa, a nie gładkie strony od włosa. Pasy podwójne przenoszą, na małych kołach niewiele więcej pracy niż pojedyncze; natomiast przy dużych kołach ($R > 1$) posiadają one wydajność pracy większą o 70% i wyżej. Dla pasów podwójnych, o całkowitej grubości pasa s , powinno być również $D \geq 100 s$.

Nacisk na oś. Siła, którą pas wyprężony podczas biegu ciśnie na oś wału, w myśl str. 471, wyraża się:

$$2 S_0' = 3 P,$$

o ile $\mu = 0,25$ i $\alpha = 2,8$. Nacisk ten przegina wał i powoduje tarcie w czopach. Ze względów bezpieczeństwa, przy obliczeniu wytrzymałości lub przegięcia wału, należy powiększyć siłę oznaczaną w sposób powyższy: przy nakładaniu świeżego pasa wyprężamy go bowiem zazwyczaj o wiele więcej, niż tego wymaga samo przeniesienie siły P kg.

Należałoby dążyć do zachowywania poniższych warunków **korzystnej pracy pasów obręczowatych**: Przekładnia na bieg szybszy; wierzchy kół w jednym poziomie (lub najwyżej pod 45° do poziomu); dolny pas ciągnący (górny ciągniony); stosunek średnic kół 1:1 do 2:1 (najwyżej 5:1); odległość wałów e dla pasów wązkich (do $b = 10$ cm) $e = 5$ m, dla szerokich $e = 10$ m, tak, żeby wązkie pasy przy poziomym napędzie zwisały 50 do 100 mm, szerokie zaś 100 do 200 mm, (odległości $e = 15$ do 18 m przekraczać nie należy); koła pasowe (zwłaszcza na szybki bieg) trzeba starannie toczyć i wyrównywać, dokładnie wyśrodkować i osadzać prostopadle do wałów, pasy zaś sprawdzać na jednostajną giętkość (nawet na złączeniach).

W niekorzystnych warunkach pracy, np. powodującej szarpanie pasem, przy pasach zwichrzonych, małej odległości wałów itp. należy brać p mniejsze aniżeli podano w powyższej tablicy, lub też radzić sobie przez należyty dobór skóry. Przy przekładni na wolniejszy bieg koło pędzące powinno (ile możliwości) otrzymać średnicę nie mniejszą niż 0,5 m albo lepiej, niż 1 m, przyczem pasy oblicza się nieraz zaledwie na obciążenie $1/2 p$ do $1/3 p$, na co szczególniej baczyć należy przy prądnikach (silnikach elektrycznych).

Pas złożony na potrzebną długość, powinien przed użyciem przez przeciąg 1-go do 3-cb dni ulegać wyciąganiu siłą 3 S_1 (p. str. 471), bądź to przez przywieszoną ciężarów, bądź też na oddzielnej wyciągarce. Wyciąganie podobne należy stosować i do oddzielnych kawałków pasa szerokiego, przed ich złączeniem w całość pasa. Wyciągnięcie, t. j. niesprężyste wydłużenie przy wyciąganiu podobnem, dosięga 4 do 5%.

Pasów po nad 100 mm szerokości zakładać na koła przez nakręcanie nie wypada, trzeba je nakładać na koła, posiłkując się dociągaczem. Pasy węższe można nakręcać na koła, przy czem należy pas przywiązać na płask na kole, aby krawędź koła go nie uadziła.

Gdy pas już pracujący wyciągnie się zbytnio, nie trzeba go natychmiast skracać; lepiej nasmarować lojem bieżnącą po kole stronę odmienną pasa, który z początku znacznie się skutkiem tego ślizgał, lecz pod wpływem powstałego stąd ciepła lój topnieje, a pas, wchłaniając w siebie lój roztopiony, sam pęcznieje, przez co się skraca do 2% i ponownie wypręża. Od kalafonii i t. p. ciał żywicznych (używanych zamiast loju) skóra twardnieje, staje się łamliwą i nietrwałą.

Złączenie końców pasa powinno być takie samo, jak połączenia jego części składowych: należy więc sklejać końce pasa klejonego, a zszywać końce pasa szytego; dla pasa obręczowatego i skrzyżowanego jest to pożądanem, a dla pasa zwichrzonego, albo bieżącego po krążkach kierowniczych lub po stożkach pasowych, jak również przy szybkim biegu staje się to już niemal koniecznością. Sprzączki pazurowe przy $v \geq 10$ m/sek okazały się praktycznymi.

Grube występy na pasach działają szkodliwie z powodu uderzeń na koła, wskutek swej sztywności i większej wagi, głównie zaś z powodu szarpań pasem przy przechodzeniu takiego długiego, bryłowatego połączenia przez małe koło pasowe. Jeżeli bowiem pas ciągnący ulegał znacznie raptownym wydłużeniom i skróceniom, o jakie 5 do 6 mm, to powstaje wahanie w przenoszeniu pracy, dające się odczuwać, np. w oświetleniu elektrycznem, a częste powtarzanie się takich uderzeń kończy się wreszcie pęknięciem pasa.

Każde połączenie pasa powinno być nie grubsze, jak sam pas; stąd też przy łączeniu na zakładkę należy obydwie końce pasa przycinać w długie ostrza.

W napędach o **pasach półskrzyżowanych** radzi Völker odległość wałów (w m) $e \geq 10 \sqrt{bD}$, przy czem b i D w m; nadto e nie ma być mniejsze od podwójnej średnicy większego koła pasowego.

W napędach z **pasem kierowanym** krążek kierowniczy pasa ciągnącego powinien mieć średnicę co najmniej równą średnicy koła pędzącego, szerokość zaś równą $1,5$ szerokości tegoż koła; krążek zaś dla pasa ciągniętego—średnicę koła pędzonego, a szerokość równą 2 do $2,5$ -krotnej szerokości tegoż koła.

Napęd stożkami pasowymi wymaga, zwłaszcza dla pasa obręczowatego, pewnej prędkości pasa, której najmniejszość zależy od zbieżności stożka ($\leq 1:10$). Pasy wchodzące muszą być prowadzone. Stosunek w przekładni zmienia się w sposób ciągły.

Krążki wyprężające powinny działać wprost na pas ciągnięty (luźny), a umieszcza się je możliwie blisko koła pędzonego.

Do miejsc wilgotnych nadają się **paszy ogniwkowe** (zamiast gładkich); atoli z racji swego ciężaru jedynie do napędów poziomych lub prawie poziomych; równie stosowne są i **paszy gumowe**. **Paszy bawełniane** wyciągają się w użyciu zazwyczaj więcej niż skórzane, zato odznaczają się one większą miękkością, a i grubość ich bywa bardziej równomierna. Trzeba je starannie nasycać tłuszczem, aby zmiany w nawilżeniu powietrza nie oddziaływały zbytnio na ich długość.

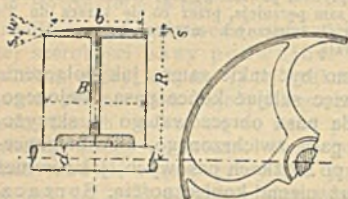
2. Koła pasowe.

Materyałem jest przeważnie żelazo lanc; do urządzeń czasowych lub podrzędnych stosują też drzewo. Koła kute (piasty z lanego żelaza lub stali, ramiona z krągowników żelaznych, a wieniec z bla-

chy) mniej znajdują zwolenników. Dane poniższe dotyczą żelaza lanego.

Szerokość wieńca (rys. 316) na pasy obęczowate, o spokojnym biegu:

Rys. 316.



$$B = 1,1 b + 1,0 \text{ cm.}$$

a na pasy zwichrzone, lub idące niespokojnie, około 3 cm. większa.

Grubość brzegu wieńca:

$$s_1 = 0,01 R + 0,3 \text{ cm.}$$

Strzałka wypukłości wieńca, gdy w i B w mm:

$$w = \frac{1}{1} \sqrt{B} \text{ do } \frac{1}{3} \sqrt{B}.$$

Celem wypukłości jest wyrównanie małych usterek nieuniknionych przy ustawianiu pędni.

Wszystkie koła pędzące, oba koła przy napędzie pasem skrzyżowanym lub kierowanym (oraz same krążki kierownicze), jak również koła, po których pas ma się przesuwac, lub na których chodzi kilka pasów (koła wielokrotne) powinny być **toczone** nie wypukło, lecz płasko, *) t. j. w postaci walców.

Obrzeża na kołach są mało skuteczne, psują natomiast pas, gdy się trze o nie lub, co gorzej, na nie wbiega. Jedyne przy kołach pasowych, o pionowej osi, obrzeże jest pożyteczne, należy je wszakże o ile możliwości urządzać niezłączone z kołem, aby się wraz z niem nie obracało.

Koła powinny mieć **wieniec gładki**, gdyż pas z powodu swej sprężystości ślizga się (czołga się) po kole, t. zn., przebiegając po kole pędzącem, pas przechodzi ze stanu bardziej naprężonego w stan mniej naprężony, przyczem się skraca i pozostaje w tyle względnie do ruchu koła; na kole pędzonym zaś naodwrot pas, przechodząc ze stanu mniej naprężonego w bardziej naprężony, wydłuża się i wyprzedza koło. Takie czołganie się pasa po gładkim wieńcu powoduje mniejsze zużywanie się pasa, niż przy użyciu kół chropowatych.

Ilość ramion koła o średnicy D w mm bywa około:

$$i = \frac{1}{7} \sqrt{D}.$$

Ramiona robią obecnie przeważnie proste (przy dostatecznie cienkim wieńcu); krzywy kształt ramion wychodzi z użycia, gdyż zwiększa jedynie wagę koła, nie dodając mu wytrzymałości i nie zmniejszając naprężeń wewnętrznych.

Przekrój ramion, zmniejszający się ku wieńcowi w stosunku około 5:4, jest przeważnie elipsą (stosunek osi 1:2 do 1:2,5). Oznaczając przez h wysokość ramienia, mierzoną w urojonym jego przedłużeniu aż do środka koła, szerokość zaś (małą oś elipsy) przez $0,4 h$, i przypuszczając, że pracę koła przenosi $\frac{1}{3}$ z ramion, otrzymamy wzór:

*) C. O. Gehrrens, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1889, str. 113.

(Ciąg dalszy na str. 480).

Wagi lanożelaznych kół pasowych w kg

podług danych jednej z większych fabryk niemieckich.

Wagi podano dla kół gotowych, płasko toczonych, o prześwicie dziury $< 0,1D + 20$ mm.

Liczby górne oznaczają wagę kół całkowitych, dolne zaś kół dzielonych.

D w mm	Szerokość kół: B w mm										D w mm	
	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450		500
200	6	7	9	11	14	17	26	30	34	.	.	200
	7	8	10	12	16	19	29	33	37	.	.	
300	8	10	13	16	19	23	33	40	45	.	.	300
	9	11	14	17	21	25	36	43	48	.	.	
400	11	14	17	22	24	30	44	52	60	.	.	400
	12	16	19	24	26	33	48	56	64	.	.	
500	15	18	23	28	31	40	56	68	78	89	100	500
	17	20	25	31	34	44	61	73	83	94	105	
600	19	23	29	35	38	51	72	85	98	110	125	600
	22	26	32	39	42	56	78	91	104	116	131	
700	24	29	36	43	47	62	89	105	121	135	152	700
	27	32	39	47	51	67	95	111	127	141	158	
800	29	36	44	51	57	75	108	126	145	165	181	800
	34	42	50	60	66	86	122	140	159	181	197	
900	36	44	52	60	69	88	128	149	170	193	213	900
	42	51	59	69	78	101	143	164	185	211	231	
1000	.	52	61	70	81	104	148	175	197	224	247	1000
	.	59	68	79	91	118	164	191	213	245	268	
1100	.	60	70	80	95	122	170	202	227	259	287	1100
	.	68	78	90	105	138	189	221	246	281	309	
1200	.	69	80	92	110	140	194	230	260	296	330	1200
	.	77	88	103	121	158	218	254	285	329	364	
1300	.	78	91	105	128	159	220	259	298	340	377	1300
	.	88	101	117	141	181	256	295	335	389	426	
1400	.	88	102	119	146	179	247	290	336	383	425	1400
	.	90	114	132	160	201	285	330	381	438	480	
1500	.	.	.	133	165	201	275	323	376	430	477	1500
	.	.	.	149	181	225	315	365	422	487	534	
1600	.	.	.	147	185	224	304	358	418	477	530	1600
	.	.	.	166	205	250	346	402	466	537	591	
1700	.	.	.	162	206	248	335	395	460	530	585	1700
	.	.	.	182	230	278	379	440	509	593	649	
1800	.	.	.	178	228	274	367	434	503	575	640	1800
	.	.	.	198	254	308	413	481	554	640	706	
1900	.	.	.	195	251	300	400	474	547	625	689	1900
	.	.	.	218	281	338	450	526	603	695	761	
2000	275	327	434	516	592	675	756	2000
	307	371	494	576	652	758	839	
2500	410	482	622	753	841	963	1075	2500
	450	532	702	837	925	1063	1185	
3000	572	672	859	1052	1154	1300	1450	3000
	622	740	959	1154	1258	1430	1590	
3500	762	910	1120	1388	1534	1720	1915	3500
	819	985	1232	1504	1654	1865	2075	
4000	975	1175	1415	1752	1980	2200	2450	4000
	1040	1260	1540	1882	2120	2365	2650	

$$h = \sqrt[3]{\frac{2,5}{i} b s R},$$

w którym h , b , s i R w cm, a $b s$ należy podstawić co najmniej w wartości 3 cm².

Piasty mogą posiadać tę samą grubość, jaką podano (p. str. 465) dla kół zębatach, a długość = B , nie mniejszą jednak niż 1,2 d do 1,5 d (d = średnica wała). Koła szerokie miewają piasty krótsze niż B . Koła podwójnej szerokości (pracujące z kołem osadzonem i luźnem) mogą mieć piastę długą $\frac{1}{2} B$, o ile $\frac{1}{2} B \geq \frac{5}{4} d$ do $\frac{7}{4} d$. Gdy $B > 30$ cm, koło otrzymuje ramiona bliźniacze (w 2 rzędy za sobą).

Do osadzenia piasty kół całkowitych na wale używa się (zbieżnych) klinów stalowych (str. 465 i 466), lub też (niezbieżnych) osadek przyciskanych do wała śrubami osadnemi, co ułatwia przedstawianie koła w inne miejsce, albo wreszcie pierścieniowych klinów trójdzielnych, gdy wał ma zgrubienia wymagające większego wydrążenia w piastce. **Koła dzielone**, (do pewnej wielkości) poza sposobami powyższemi, można osadzać na wale przez ściągnięcie śrub łączących części piasty.

Dane powyższe dotyczą kół osadzonych. Koła luźne (nie pracujące) otrzymują piastę długą = 2 d i więcej, a często oddzielną pochwę smarowniczą; trzeba zabezpieczać je od przesuwania się wzdłuż wała i zaopatrzyć w przyrząd do smarowania. Przesuwacz powinien działać na wchodzącą część pasa.

3. Koła schodkowe. *)

Warunek: Długość pasa L = stałej. Kołom schodkowym nadają często takie średnice, aby rozmaite ilości obrotów wała pędzonego tworzyły szereg geometryczny.

Zazwyczaj są dane: odległość osi e , ilość schodków, ilość obrotów na minutę n_{\max} i n_{\min} wała pędzonego, stała ilość obrotów na minutę wała pędzonego i promień r_1 największego koła na nim. — Najmniejszy promień koła na wale pędzonym, jest:

$$r_2 = r_1 (n : n_{\max}).$$

Teoretyczna długość pasa będzie:

$$L = \pi (r_1 + r_2) + 2 \beta \frac{\pi}{180} (r_1 \mp r_2) + 2 e \sqrt{1 + \left(\frac{r_1 \mp r_2}{e}\right)^2}, \quad \text{I.}$$

$$L \approx \pi (r_1 + r_2) + 2 e + \frac{(r_1 \mp r_2)^2}{e}; \quad \dots \dots \dots \text{II.}$$

znak — odnosi się do pasów obęczowatych, + zaś do skrzyżowanych; kąt β (por. rys. 312, str. 470) wyraża się w stopniach z wzoru:

$$\sin \beta = \frac{r_1 \mp r_2}{e}.$$

*) J. Bartl. Civilingenieur. Tom XXVI, Zesz. 1; Kohn. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1886, str. 1004.

Przy pasie **skrzyżowanym** L zachowa swą wartość, jaką miało dla promieni r_1, r_2 , także i dla nowej pary promieni R_1, R_2 , dopełniającej warunku:

$$R_1 + R_2 = r_1 + r_2,$$

wyrażającego się słowami: Dla pasa skrzyżowanego suma średnic do siebie przynależnych w stadle kół schodkowych jest stałą.

Stąd też przynależne do siebie stożki pasowe dla pasów skrzyżowanych muszą mieć równe kąty wierzchołkowe. Niekiedy też można ustawione odwrotnie względem siebie koła schodkowe (wzgl. stożki) wykonywać zupełnie jednakowo, z tego samego modelu.

Dla pasa **obręczowatego** warunek: $R_1 + R_2 = r_1 + r_2 =$ stałej wystarcza również, dopóki $e \geq 20(r_1 - r_2)$. Jeżeli zaś e jest mniejsze, a zamierzamy otrzymać przekładnię $\varphi = R_1 : R_2$ (dokładniej wyraża się φ podł. str. 472), to (posiłkując się wartością dla L z powyższego równania II) oznaczamy R_2 z wzoru:

$$R_2^2 (\varphi - 1)^2 + \pi (\varphi + 1) e R_2 + 2 e^2 = e L,$$

a natenczas będzie: $R_1 = \varphi R_2$ i t. d.

Długość L wykonać należy dokładnie, t. j. podług wyniku wzoru I. Sprawdzamy obliczone promienie, oznaczając dla nich wartości L . Dwa przynależne do siebie koła schodkowe dla małego e i pasa obręczowatego nie mogą być jednakowe. Dobrze jest jednemu ze stożków pasowych, pracujących ze sobą pasem obręczowatym, nadać pewną wypukłość.

c. Napęd liną drucianą.

1. Liny druciane. Druty, nawinięte śrubowo naokoło duszy konopnej, tworzą skrętkę, a lina składa się z pewnej ilości takich skrętek, okręconych śrubowo naokoło wspólnej duszy konopnej (p. tabl. I i II str. 482). Zamiast dusz konopnych używają też dusz z miękkiego wyżarzonego drutu żelaznego, lecz liny takie (p. tabl. III str. 482) są mniej giętkie, aniżeli z duszą konopną, natomiast mniej łatwo się wyciągają, a zatem nadają się zwłaszcza do znacznych odległości kół.

Drut z żelaza wytopionego na węglu drzewnym lub ze stali tyglowej bywa cynkowany lub nie cynkowany. Pod golem niebem (przeciw rdzewieniu), oraz przy dużych odległościach osi, zalecają się liny stalowe z drutu cynkowanego.

Na splecenie końców liny dolicza się 3 do 5 m; używany zamiast zmundnych spleceń zamek do lin, składający się z dwóch pochewek z oczkami, 4-ch klinów i dwudzielnego łącznika, uszkadza koła przy dłuższem użyciu. Dla ochrony od rdzy **smarują się** liny (co 3 do 6 tygodni) gotowanym olejem lnianym, lub łojem gotowanym z grafitem, albo wreszcie specjalnym pokostem. Przy właściwem urządzeniu i starannej opiece lina wymaga naprawy dopiero po 2 do 3 latach nieprzerwanej pracy. Spółczynnik sprężystości lin drucianych (p. str. 235 i 335) wynosi około $\frac{1}{3}$ współczynnika dla drutu, i zwiększa się ze wzrostem naprężenia *).

*) O kwadratowych linach drucianych p. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1898, str. 374 do 377.

Ciąg dalszy na str. 483.

**Napędowe liny druciane,
jednej z większych fabryk niemieckich.**

I.
na koła normalnej średnicy:
 $D = 150$ do $175 d$.

Średnica liny d mm	Ilość i drutów w linie		Przybliżona waga liny kg/mb.
	sztuk	mm	
9	36	1,0	0,26
10	42	1,0	0,31
11	36	1,2	0,38
12	42	1,2	0,45
13	36	1,4	0,51
14	42	1,4	0,61
15	48	1,4	0,70
16	42	1,6	0,79
18	48	1,6	0,91
20	48	1,8	1,15
22	54	1,8	1,30
24	60	1,8	1,46
26	60	2,0	1,80
28	66	2,0	2,00
30	72	2,0	2,20

II.
na koła małej średnicy:
 $D = 120$ do $150 d$.

Średnica liny d mm	Ilość i drutów w linie		Przybliżona waga liny kg/mb.
	sztuk	mm	
11	48	1,0	0,36
12	54	1,0	0,40
13	60	1,0	0,45
14	64	1,0	0,48
15	72	1,0	0,55
16	64	1,2	0,69
18	72	1,2	0,79
20	80	1,2	0,88
22	80	1,4	1,20
24	88	1,4	1,33
26	80	1,6	1,56
28	88	1,6	1,73
30	80	1,8	1,98
32	88	1,8	2,19
34	96	1,8	2,41
37	96	2,0	2,97

III.

**Drut żelazny (zamiast konopli) w duszach skrętek.
(Jedynie na wielkie koła i przy znacznych ich odległościach).**

Najmniejsza średnica koła D mm	Grubość drutu δ mm	Średnica liny d mm	Ilość drutów w linie i sztuk	Przybliżona waga liny kg/mb.	Najmniejsza średnica koła D mm	Grubość drutu δ mm	Średnica liny d mm	Ilość drutów w linie i sztuk	Przybliżona waga liny kg/mb.
1000	1,0	7	24	0,18	1500	1,5	10,5	24	0,41
		9	42	0,32			14	42	0,71
		12	56	0,42			18	56	0,95
1100	1,1	7,5	24	0,22	1600	1,6	11	24	0,46
		10	42	0,38			15	42	0,81
		13	56	0,51			19	56	1,08
1200	1,2	8,5	24	0,26	1700	1,7	12	24	0,52
		11	42	0,46			16	42	0,92
		14	56	0,60			20	56	1,21
1300	1,3	9	24	0,30	1800	1,8	13	24	0,58
		12	42	0,54			17	42	1,03
		15	56	0,71			21	56	1,36
1400	1,4	10	24	0,35	2000	2,0	14	24	0,72
		13	42	0,62			19	42	1,27
		17	56	0,82			23	56	1,68

2. Koła do lin drucianych, całkowite lub dzielone, wyrabiają się zazwyczaj z żelaza lanego, miewają 6 do 8 ramion o przekroju eliptycznym (p. str. 478). Przy średnicach ponad 1 m, otrzymują one często bliźniaczy układ ramion z kutego żelaza, ze znaczną ilością ramion ułożonych w dwa rzędy. Koła dzielone dzielą się, albo przez samo ramię (lanożelazne), albo między ramionami. Wagi kół lanożelaznych podaje tablica poniższa. Koła nie powinny rzucać, muszą zatem być dobrze wyrównoważone, a lepiej osadzać je na wale nie na kliny lub osadki, lecz przez ściśnięcie śrubami piasty dzielonej. Klin dodany w tym razie powinien rozpiierać w kierunku stycznnej.

**Wagi lanożelaznych kół do lin drucianych,
jednej z większych fabryk niemieckich.**

ó ramion. Podział przez ramię	Koła całkowite								Koła dzielone			
	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000	3250	3500	3600
Średnica koła mm	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000	3250	3500	3600
Waga koła jednorowkowego } kg	106	135	160	215	270	330	400	575	1015	1200	1410	1600
Waga koła dwurówkowego } kg	170	210	255	315	395	510	645	825	1270	1580	1950	2300

Rowek koła miewa głębokość równą podwójnej grubości liny, tak aby łatwo było zrzucać lub nakładać linę za pomocą nakładacza. Dna rowków wykładają drzewem (a lepiej skórą) na storc, dobijając szczelnie kawałek do kawałka, poczem je toczą. Takie wyłożenie skórzane wytrwa 3 lata i więcej. Dna rowków niewykładanych wytaczają się gładko, dokładnie podług średnicy liny, która powinna przylegać jedną trzecią swego obwodu.

Zamawiając liny druciane i koła linowe, wypada podać ilość przenoszonych M , odległość osi, ilość obrotów, średnicę kół, prześwit ich dziury w piastach, profil i ilość rowków i zaznaczyć, czy koła mają być dzielone, czy też całkowite, czy wykładano skórą, czy też bez wyłożenia.

3. Urządzenie napędu. Napęd liną drucianą nadaje się do wielkich odległości osi; ponajczęściej całą pracę przenosi jedna lina bez końca; jednakowoż (aby napęd działał niezawodnie) urządzają niekiedy dwa, zupełnie od siebie niezależne, bliźniacze napędy linowe.

Niezbędne siły naprężające S_1 i S_2 (p. str. 470 i nast.) powinien wytworzyć ciężar własny liny; krążki naprężające (na wózkach) lub silne wyprężanie początkowe liny są środkami wadliwymi. Najmniejsza odległość osi 15 do 20 m; największa 80 do 125 m; na 13 m odległości można przenieść jedynie względnie dużymi kołami względnie małą tylko pracę.

Przy odległości osi ponad 125 m linę (zwłaszcza ciągnioną) podpieramy kołami lub krążkami podpornymi w odstępach 80 do 125 m (napęd razowy); lepiej wszakże podzielić całą długość napędu (wykonywano do 2000 m) na małe oddziały (≤ 100 m) i urządzić sta-

cze z dwuwórkowemi kołami pośredniczymi (napęd powtarzany). Odległość stacyi, o ile możności, ściśle jednakowa zmniejsza niezbędną ilość części zapasowych.

Załamane kierunku biegu liny możemy urządzić za pośrednictwem kół lub krążków kierowniczych, lepiej jednakże przez wstawienie w napęd pary stożków zębatych, albo też zwichrzonego napędu pasowego w punkcie zwrotu. Kół i krążków kierowniczych lub podpornych należy wogóle unikać.

Koła powinny leżeć ściśle w jednej pionowej płaszczyźnie, a ich osie, o ile możności, na równej wysokości; koła pędne i pośrednicze mają wedle możności być jednakowej średnicy. Przekładnię najlepiej urządzić przez wstawienie przystawki pasowej pomiędzy źródło pracy, a pierwsze koło linowe. Wszelkich uderzeń i wstrząśnień podczas ruchu, jako niszczących przedwcześnie linę, należy starannie unikać, chociażby przez dodanie stosownych mas (kół) rozpędowych, zapewniających równomierność przyjmowania i oddawania pracy. Dolna lina powinna ciągnąć.

Zwisanie wynosi na każde 100 m odległości osi około 1,5 m w linie ciągnącej, a około 3 m w ciągnionej. Od zwisania zależną jest wysokość słupów podpierających łożyska kół. Zmiana długości liny pod wpływem zmian temperatury wyrównywa się zwisaniem liny. (Zmiana długości na każde 100 m liny, przy różnicy temperatur $\mp 20^{\circ}$, wynosi ∓ 25 mm).

Pionowy lub niemal pionowy napęd zwykłą liną drucianą nie daje się wykonać bez ruchomych kólek naprężających, a to z powodu braku naturalnego zwisania lin. Napęd okrężny (rozdzielczy jednolinkowy) (p. str. 487) nie nadaje się do lin drucianych. W miejscach dostępnych dla ludzi należy zakładać przyrządy ochronne (siatki i t. p.) zabezpieczające od liny spadającej lub się zrywającej.

4. Obliczenie lin. Oznaczamy przez:

d średnicę liny w cm,

δ grubość jednego drutu w cm,

i ilość drutów w linie,

l średnicę koła pędzącego w cm,

n jego ilość obrotów na minutę,

v szybkość liny w m/sek.,

P siłę, którą lina ma przenieść w kg,

N moc, którą lina ma przenieść w MK,

E spólczynnik sprężystości materiału drutu w kg/cm² (p. str. 335),

e_1 pewien spólczynnik w kg/cm²,

nadto stosujemy oznaczenia $S_1, S_2, S_0, k_x, \sigma_x, \eta, \alpha, \mu, e, g$, podł. str. 470.

Im większe D , tem większa trwałość liny i tem lepiej też ona działa. Średnica (nawet koła pędzonego, oraz kół pośredniczych) powinna być:

$$D \geq 150 d \text{ do } 175 d.$$

Średnica kół podpornych $= 0,8 D$. Dobieramy $n (= 100 \text{ do } 130)$, oraz D tak, aby przy przenoszeniu małej pracy było $v = 6$ do 10 m/sek. , a dla znacznej pracy $v = 20$ do 30 m/sek.

Jeżeli σ_b będzie naprężeniem gnącym w kg/cm^2 , powstającym w drutach liny wskutek jej nawijania się na koło, a wartość $k_z = 1050 \text{ kg/cm}^2$ uznamy za jej całkowite naprężenie bezpieczne, to, dla średnich wartości $D = 2000 \delta$ i $E = 2000000 \text{ kg/cm}^2$, ze wzorów:

$$\sigma_b = \left(\frac{3}{8} E \right) \frac{\delta}{D} \quad \text{i} \quad k_z = \sigma_z + \sigma_b$$

otrzymamy średnie naprężenie normalne, spowodowane przez siłę S_1 w linie: $\sigma_z = 675 \text{ kg/cm}^2$. A ponieważ dla średnich wartości przekrój żelaza w linie wynosi:

$$f' = i \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 = 0,42 \cdot \frac{1}{4} \pi d^2, \quad \text{więc otrzymamy}$$

$$S_1 = \sigma_z f' = 223 d^2 = c_1 d^2, \quad \text{tak iż} \quad c_1 = S_1 : d^2.$$

Nadto bywają średnie wartości: $\eta = 0,35 d^2$, $\mu = 0,25$ (dla kół wyskórowanych), $\alpha = 2,8$, więc $e^{\mu \alpha} \approx 2$, przeto z ogólnego wzoru dla P (ze str. 470) wynika:

$$P = 0,5 \left(c_1 - 0,35 \frac{v^2}{g} \right) d^2,$$

a dla $v = 25 \text{ m/sek.}$, $g = 9,81 \text{ m/sek.}^2$, $c = 223 \text{ kg/cm}^2$, otrzymamy:

$$P \approx 100 d^2.$$

Wartość ta dla P ważną jest jedynie, gdy założenia powyżej uczynione istotnie się sprawdzają; dla mniejszych średnic kół, dla mniejszych odległości osi, jak również dla kół niewykładanych skórą trzeba na P liczyć mniejsze wartości.

Jeżeli znamy N , v i n , i jeżeli $D = 200 d$, to z $Pv = 75 N$, wynika:

$$d^2 \geq \frac{3}{4} \frac{N}{v} \quad \text{i} \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{45}{2\pi} \frac{N}{n}} = 1,93 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

Przy warunkach powyższych powstaje w linie ciągniętej $S_2 = 123 d^2$, linę powinniśmy zatem nakładać z wyprężeniem przedwstępnem: $S_0 = \frac{1}{2} (S_1 + S_2) = 173 d^2$.

$(Pv)_{\max}$, czyli największą moc przenoszoną, otrzymamy (wedł. str. 471) dla $S_1 = 223 d^2$, $\eta = 0,35 d^2$, przy $v' = 45,6 \text{ m/sek.}$ W rzeczywistości jednakże nie dosiegamy tak wielkich prędkości, zadawając się zwykle prędkością $v = 25 \text{ m/sek.}$

Zwisanie liny obliczamy zgodnie z wywodami na str. 471 i 472. Stratność prędkości \mathfrak{B} bywa bardzo mała (p. str. 469), możemy ją zatem zupełnie zaniedbać przy obliczaniu stosunku w przekładni φ . Strata pracy bywa szacunkowo około 1 do 1,5% na każde 100 m odległości osi.

d. Napęd linami konopnymi i bawełnianymi. *)

1. Liny skręcają się przeważnie z 3-ch skrętek, które znów składają się z większej ilości pasm śrubowo skręconych. Jeżeli d oznacza średnicę liny, a δ średnicę skrętki, to $d \approx 2,2\delta$, a zatem ogólny przekrój skrętek wynosi zaledwie 0,62 całkowitego przekroju liny $\frac{1}{4} \pi d^2$. Skok linii śrubowej skrętki średnio $\approx 5\delta$. Mniej giętkie liny z konopi „Manilla“ wymagają kół o średnicy 2 m i więcej, liny bawełniane natomiast mogą jeszcze pracować na kołach o średnicy mniejszej, niż 1 m.

Liny napędowe, konopne i bawełniane,

Jednej z większych fabryk niemieckich.

Waga lin w kg/mb.

Średnica liny w mm		25	30	35	40	45	48	50	55
Konopie badenkie	luźno skręcone	0,50	0,70	0,95	1,20	1,50	.	1,78	2,20
	mocno „	0,52	0,72	0,98	1,24	1,54	.	1,83	2,26
Konopie „Manilla“, najjaśniejsze	luźno „	0,45	0,62	0,82	1,06	1,35	.	1,60	1,90
	mocno „	0,47	0,64	0,85	1,09	1,39	.	1,65	1,96
Bawełna	luźno „	0,46	0,65	0,86	1,10	1,35	1,55	1,69	2,00
	mocno „	0,47	0,67	0,89	1,13	1,40	1,59	1,74	2,06

Na złączenie końców przez splecenie potrzeba 3 do 4 m długości; złączenia na zamki okazały się niepraktycznymi. Ponowne splatanie lin, które się wyciągnęły przy pracy, jest kosztowne i zmusne, dlatego też należy liny dobrze wyciągnąć i wysuszyć przed ich założeniem.

Spółczynnik sprężystości E lin konopnych (odniesiony do całkowitego przekroju skrętek) p. str. 234, 235 i 336. Trwałość lin przy właściwym urządzeniu napędu i dobrej opiece (smarowanie) dosięga 6-ciu lat i więcej. **)

Rys. 317.



2. Koła linowe. Zwykle z lanego żelaza, dzielone lub całkowite, przeważnie o 6-ciu prostych ramionach; koła szersze niż 300 mm otrzymują 2 bliźniacze szeregi ramion. Koła większe niż 3 m średnicy mają po 8 i 10 ramion. Przekrój ramion eliptyczny (p. str. 478). Sposób dzielenia koła p. str. 483.

Rowki wytaczane gładko, powinny mieć u jednego koła tę samą średnicę i przekrój. Dla kół napędowych i pośredniczych przekrój rowka wedł. rys. 317, przyczem d oznacza średnicę liny w mm, a $\tan \beta = \frac{8}{20}$ do $\frac{9}{20}$, t. j. $2\beta \approx 45^\circ$. Koła podporne mogą otrzymać rowki o dnie wytoczonym okrągło podług średnicy liny.

*) Jan Procter, O bawełnianych linach napędowych. Przegląd Techniczny 1902 Nr. 15 i nast.

**) O kwadratowych linach konopnych p. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1898, str. 374 do 377.

Waga lanożelaznych kół na liny konopne w kg.

jednej z fabryk niemieckich.

Górne cyfry oznaczają wagę kół całkowitych; dolne zaś dzielonych.

Średnica koła mm	Ilość rowków na linę 45 mm średnicy.									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1350	180	255	330	410	490	565	700	780	860	950
	205	290	380	475	565	660	795	885	970	1070
1500	205	295	375	460	550	635	790	880	970	1065
	230	335	430	530	635	740	895	995	1090	1200
2000	305	420	535	655	770	885	1125	1255	1370	1495
	335	470	605	740	870	1010	1250	1395	1515	1655
2500	420	575	730	885	1040	1200	1545	1705	1865	2015
	460	640	820	995	1170	1355	1700	1875	2045	2215
3000	570	770	970	1175	1380	1585	2055	2260	2465	2670
	620	845	1070	1300	1530	1760	2230	2450	2670	2895

3. Urządzenie napędu. Napęd linami konopnymi lub bawełnianymi bywa stosowany tam, gdzie pasy byłyby za drogie z powodu znacznej długości i szerokości. Pracę przenosi tu nie jedno ciągnio (jak przeważnie przy pasach), lecz kilka lin (najwyżej 50 do 55 mm średnicy), które stosownie do okoliczności pracę tę oddają na jeden lub na kilka wałów. Niezbędne siły naprężające S_1 i S_2 w linach (p. str. 470 i nast.) powstają częściowo skutkiem ciężaru własnego lin, częściowo zaś przez przedwstępne ich wyprężenie, (skutkiem wydłużenia), w którym to celu liny uprzednio dobrze wysuszone splatają się na długość od 3 do 5% mniejszą, aniżeli długość odpowiadająca średnicom kół i ich odległości. Nacisk na osi $2 S_0'$ w kg (p. str. 471) wzrasta przy świeżo założonej linie do $40 d^2$ (d w cm) i wyżej, przez co koła, wały i łożyska bawają niekiedy przeciążane. Szkodliwym skutkiem skracania się liny od wilgoci zapobiegany przez dostatek zwisanie się lin. Dolna lina ma być ciągnącą. Napęd pionowy lub niemal pionowy, jest możliwy przy przedwstępnem wyprężeniu liny, lecz jedynie dla lin bardzo sprężystych i dużych odległości osi; zalecać go wszakże nie można.

Zwłaszcza gdy praca przenosi się na kilka oddzielnych wałów, można jedną liną (bez końca) opinać kolejno kilka kół (napęd okrężny, czyli rozdzielczy, jednolinowy). Przytem najlepiej jest, po każdym opięciu jednego z kół pędzonych, prowadzić linę z powrotem ponownie na koło pędzące, aby w ten sposób lina każdorazowo oddawała całą pracę, zanim znów świeżej zaczerpnie z koła pędzącego. W ten sposób zmniejszamy naprężenie w linie. Wydłużanie się liny, powodowane jej naprężeniem, zmianą temperatury i wilgoci, wyrównywa się za pomocą krażka (wózka) wyprężającego tak, iż w oddzielnych zwrotach liny działa stała siła naprężająca (wyprężenie obciążeniem). Taki jednolinowy **napęd rozdzielczy (okrężny)** można dla większej pewności zastąpić napędem bliźniaczym, dwulinowym, a nawet wielolinowym. Urządzenie napędu pionowego, włączonego w całość napędu okrężnego, nie przedstawia żadnych trudności.

Przy przenoszeniu pracy na większe odległości, stosuje się kola pośrednicze lub podporne w odstępach 20 do 25 m, podobnie jak przy linach drucianych (p. str. 483). Napęd liną skrzyżowaną nie zaleca się, stosują go jednakże niekiedy, aby zmniejszyć zwisanie liny.

Stosunek średnic koła pędzącego do pędzonego 1:1 do 2:1. Odległość osi 6—8 do 20—25 m; dla lin bawełnianych odległość tę można zmniejszyć do 1,5 sumy średnic kół. Środkowe płaszczyzny rowków kół współpracujących powinny leżeć we wspólnej płaszczyźnie pionowej; zdarzają się atoli odchylenia do $6\frac{1}{2}^{\circ}$.

4. Obliczenie lin. Oznaczenia p. str. 484. Dla lin konopnych $D = 30 d$ do $50 d$. Prędkość liny $v = 15$ do 20 m/sek; rzadko ponad $v = 20$ m/sek. Jeżeli d wyrazimy w cm, to siła P , przenoszona bezpiecznie przez linę konopną, będzie w kg:

$$P = 3 d^2 \text{ do } 4 d^2, \text{ jeżeli } D \geq 30 d, \text{ oraz } \alpha \geq 2,5;$$

$$P = 5 d^2 \text{ do } 6 d^2, \text{ jeżeli } D \geq 50 d, \text{ oraz } \alpha \geq 3,0.$$

Większe z wartości powyższych na P stosować można jedynie, jeżeli napęd jest poziomy lub bardzo mało pochyły, odległość osi wielka, wahania wielkości P nieznaczne, średnice kół oznaczone z zapasem, prędkość v nie ponad 20 m/sek, wreszcie jeżeli lina jest wykonana z wyborowych (tadeńskich) konopi czesanych i spleciona bardzo starannie.

Stosując z lin, ze wzorów: $Pz = 75 N$, oraz $P = 6 d^2$ do $3 d^2$, otrzymamy:

$$z d^2 = 12,5 \frac{N}{v} \text{ do } 26 \frac{N}{v}.$$

Gdy $P = 6 d^2$, $q = 0,075 d^2$, $v = 20$ m/sek, $e^{uz} \approx 2$ (rowek o przekroju kliniastym, rys. 317, str. 486) otrzymamy, podl. str. 470 i nast.:

$$S_1 \approx 15 d^2; \quad S_2 \approx 9 d^2; \quad S_0 \approx 12 d^2;$$

$$v' = 25,6 \text{ m/sek.}, \text{ oraz } (Pv)_{\max} = 128 d^2,$$

tak, że np. lina o $d = 5$ cm może przenieść $N_{\max} = 42,7 MK$.

Dla koła $D = 60 d$, o z rowkach, oraz $P = 6 d^2$, otrzymamy:

$$75 N = Pz \frac{\pi D n}{100 \cdot 60} = 6 d^2 z \cdot 0,6 \pi d \frac{n}{60},$$

$$\text{t. j.} \quad z = \frac{5000 N}{4 \pi n d^3} \approx 400 \frac{N}{n d^3}.$$

Liny bawełniane napędów obliczamy jak konopne. Dla dźwigarek mostowych, gdy podstawą obliczenia jest ciężar największy Q , na jaką dźwigarka zbudowana, można P liczyć znacznie większe, albowiem ciężar Q rzadko będzie podnoszony, a nadto dźwigarka taka nie bywa w użyciu bez przerwy. Za bezpieczne można tu uznać nawet jeszcze:

$$P_{\max} = 9 d^2, \text{ przy } D \geq 30 d,$$

tak, że przy stosowanej prędkości $v_{\max} = 25$ m/sek. i średnicy linki $d = 16$ mm, można przenieść pracę $\frac{1}{75} \cdot 9 \cdot 1,6^2 \cdot 25 = \approx 8 MK$.

Do pędzenia przesuwnic, dźwigarek mostowych i t. p. używa się lin bawełnianych, średnicy 16 do 22 mm. Zaleca się też użycie lin bawełnianych przy napędach wystawionych na wstrząśnienia (np. w walcowniach). Współczynnik sprężystości E jest mniejszy dla lin bawełnianych, niż dla konopnych, (p. str. 486), liny bawełniane dają

zatem większą stratność \mathfrak{B} (p. str. 234 i 470). Stosują: $D = 20 d$ do $30 d$. Odległość osi p. str. 483.

D. Czopy. *)

O tarczu czopowem p. str. 223 i nast., o współczynniku tegoż tarcia μ , p. str. 226 i nast. Miarodajnymi dla obliczenia czopów są: 1) Wytrzymałość i równomierne przyleganie czopa do całej długości panewki; 2) zabezpieczenie od nadmiernego tarcia, oraz od zażarcia się powierzchni trących; 3) zabezpieczenie od zagrzenia się łożyska i czopa, t. j. od nadmiernego wzrostu temperatury, spowodowanego przez zamianę części pracy tarcia na ciepło. Oznaczmy przez:

P największy nacisk na czop w kg,

d średnicę, a l długość czopa w cm,

W moment wytrzymałości przekroju czopa w cm^3 ,

k_b bezpieczne naprężenie gnące (gięcie) dla materiału w kg/cm^2 ,

k ciśnienie bezpieczne (na jednostkę powierzchni) w kg/cm^2 .

a. Czopy leżące.

1. Czopy leżące, walcowe (końcowe i środkowe).

1. P działa tu pionowo do osi obrotu. Względny wytrzymałości określa dla pełnych czopów końcowych:

$$P \cdot 0,5 l = W k_b \approx 0,1 d^3 k_b \quad (\text{p. str. 364}) \quad \dots \quad \text{I.}$$

a dla takichże czopów wydrążonych, o średnicy zewnętrznej d_2 cm i średnicy wewnętrznej d_1 cm:

$$P \cdot 0,5 l = W k_b \approx 0,1 \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} k_b \quad (\text{p. str. 365}).$$

Względem na bezpieczne ciśnienie na jednostkę powierzchni, działające na panewkę podpierającą czop, a obejmującą go w połowie, określa:

$$P = k l d, \text{ wzgl. } P = k l d_2 \quad \dots \quad \text{II.}$$

Z obu równań I i II dla pełnego czopa wynika:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,2 k_b}{k}} \quad \dots \quad \text{III.}$$

Grubość odsady czopa bywa:

$$\frac{1}{16} d + 0,5 \text{ cm do } \frac{1}{10} d + 0,5 \text{ cm.}$$

2. Ponajczęściej czop znosi naprężenia podług III rodzaju obciążenia, str. 337, należy przeto na **bezpieczne gięcie** k_b brać odpowiednie wartości z tej tablicy (dla żelaza lanego $k_b = 150$ do $250 \text{ kg}/\text{cm}^2$); jeżeli obciążenie niezupełnie jest przemienne, to można na k_b brać wartości większe, niż podano w tejże tablicy pod III.

Na wybór **ciśnienia na jednostkę powierzchni** k wpływa, oprócz materiału czopa i panwi, także stopień doskonałości smarowania,

*) Por. C. v. Bach. Die Maschinenelemente, 6 wyd., 1897, str. 338 do 377.

zdolność oddawania ciepła, ilość obrotów na minutę n , wzgl. prędkość obwodowa v czopa (p. str. 152), dobroć wykonania i t. d. W zwykłych warunkach dla czopów o ruchu bez przerwy, w panewkach dających się nastawiać, stosownemi będą następujące wartości na ciśnienie k :

dla stali tyglowej hartowanej po takiejże stali	do 150 kg/cm ² ,
„ stali tyglowej hartowanej po spiżu	do 90 „
„ stali tyglowej niehartowanej po spiżu	do 60 „
„ żelaza kutego, o gładkiej, ściślejszej powierzchni, po spiżu	do 40 „
„ żelaza kutego, o niezupełnie czystej powierzchni, lub dla lanego żelaza po spiżu	do 30 „
„ żelaza kutego, o niezupełnie czystej powierzchni po żelazie lanem	do 25 „
„ żelaza kutego po drzewie gwajakowem przy smarowaniu wodą	do 25 „

W parowozach stosują często wartości znacznie większe od powyższych (p. niżej). Naodwrot jeżeli siła P zachowuje (w przybliżeniu) swoją wielkość i kierunek i podczas spokoju czopa (np. wskutek mocno obciążonych wałów, dużych kół i t. p.) to należy wartości na k odpowiednio zmniejszyć.

Czopy (i łożyska), które się nie obracają, lecz tylko wahają, można obliczać na większe k . Dla czopów krążków linowych i łańcuchowych, które pracują tylko raz poraz, których zużycie, albo jest małe, albo też nie ma znaczenia, można powyżej podane wartości $k = 60$ do 25 kg/cm² powiększać w dwójnasób lub nawet w trójnasób.

Czopy korby i krzyżulca zwykłych silników parowych, wykonane ze stali tyglowej pracują na spiżu przy $k = 60$ do 70 kg/cm², względnie $k = 75$ do 80 kg/cm²; w parowozach dochodzą do wartości $k = 100$, wzgl. 150 kg/cm²; przy silnikach parowych, szybkobiegach $k = 40$, wzgl. 50 kg/cm². Czopy wałów kół rozpędowych u silników parowych powinno się obliczać na $k = 15$ do 16 kg/cm².

Czopy korbowe przebijarek i nożyc mają k do 200 kg/cm² i więcej.

3. Dla czopa (przy n obrotach na minutę) obciążonego średnim naciskiem P w kg, przy współczynniku tarcia μ_1 (por. str. 226 i nast.) praca tarcia a_r na jednostkę powierzchni w kg/m na sekundę wyrazi się wzorem:

$$a_r = \frac{P}{l d} \mu_1 \frac{\pi d n}{60} = \frac{P n}{l} \mu_1 \frac{\pi}{60},$$

z którego wynika, że dla danej, bezpiecznej pracy tarcia na jednostkę powierzchni miarodajną będzie przedewszystkiem długość czopa. I odwrotnie, jeżeli ta praca tarcia w danym czopie jest za duża i czop się grzeje, to zmniejszyć grzanie możemy głównie przez powiększenie długości, nie zaś samej tylko jego średnicy.

Z równania powyższego wynika:

$$l = P n \frac{\mu_1 \pi}{a_r 60} = P n \cdot \frac{1}{w}.$$

Wartość współczynnika $w = \frac{a_r}{\mu_1} \frac{60}{\pi}$, określanego drogą doświadczalną, będzie więc tem mniejsza, im mniejsze jest tarcie, i im większą pracę tarcia czop może znieść, t. j. im łatwiej ciepło może uchodzić z niego i z jego łożyska. *)

Aby więc czop się nie grzał, powinno być:

$$l \geq \frac{Pn}{w} \quad \text{lub} \quad n \leq w \frac{l}{P} \quad \dots \dots \dots \text{IV.}$$

Dla czopów korb (p. wyżej) w panwiach stalowych lub spżowych, równomiernie ochładzanych przewiewem powietrza, $w = 35000$ do 70000 ; w bardzo korzystnych zaś warunkach, (t. j. przy małym l i k , panwiach z metalu białego i doskonałym smarowaniu) będzie $w = 70000$ do 100000 . Dla czopów na wałach kół rozpędowych, gdzie ciepło uchodzi tylko przez dolną panewkę, a chłodzącego przewiewu powietrza brak, $w = 15000$ do 30000 , względnie $w = 30000$ do 45000 . Ochładzanie wodą może powiększyć znacznie wartość w .

Przy osiach pod kolejowo wagony osobowe bywa w do 80000 ; przy osiach nośnych (niesprężonych) w parowozach trzyosowych w do 150000 ; przy czopach korb parowozów w do 250000 ; w tych razach atoli z góry dopuszcza się szybsze zużycie, niż w silnikach stalych. Nadto równocześnie z n (odpowiednio do prędkości jazdy V do 90 km/godz.), wskutek silniejszego przewiewu powietrza, wzrasta też odprowadzanie ciepła, szczególnie przez store czopa i korbowodu.

4. Przebieg obliczenia. Z równ. III (str. 489) oznaczamy $l: d$, następnie z pomocą równ. II wielkości d , oraz l . Jeżeli to l czyni zadość równ. IV, to można utrzymać wartość d , oraz l , w przeciwnym zaś razie należy określić l z równ. IV i dla tej wartości oznaczyć d z równ. II.

2. Czop leżący, kulisty.

Używa się przeważnie tylko jako czop korbowy. Oznaczając natenczas przez d_1 w cm średnicę kuli, otrzymamy dla tarcia tyglowej stali po spiżu:

$$P = 40 d_1^2,$$

a z uwzględnieniem grzania się, zakładając kształt dokładnie kulisty (p. równ. IV):

$$d_1 \geq \frac{Pn}{30000}.$$

Średnica szyjki czopa kulistego bywa około $\frac{5}{8} d_1$.

b. Czop stojący (storcowy).

Ciśnienie działa w kierunku osi obrotu czopa, na powierzchnię jego storcu.

1. Czopy storcowe, pełne, płaskie.

Dla największego ciśnienia na czop P w kg, średnicy czopa d w cm, i bezpiecznego ciśnienia na jednostkę powierzchni k w kg/cm²,

*) Por. Joh. Radinger. Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit. 3 wydanie. Wiedeń 1892, str. 274, 285, 356 i nast.

otrzymamy, pomijając rowki smarowe, zmniejszające powierzchnię podporu o 10 do 20%:

$$P = 1/4 \pi d^2 k \approx 0,8 d^2 k;$$

wybór k zależy w myśl str. 490 od rodzaju pracy czopa. Dla czopów ze stali tyglowej, chodzących po ścisłym, twardym żelazie lanem (czopy turbin) k może być takie, jak dla spiżu. Ze względu na grzanie się powinno być:

$$d \geq \frac{Pn}{w}, \text{ czyli } n \leq w \frac{d}{P},$$

jeżeli n oznacza ilość obrotów czopa na minutę, P średni nacisk na czop w kg, a w współczynnik oparty na doświadczeniu, wahający się między 40000 i 60000, gdy boczna powierzchnia czopa nie podlega tarcia. Przy czopach turbinowych, o wykonaniu wyborowem i przy starannem smarowaniu dochodzi w do 125000.

2. Czopy storcowe, pierścieniaste.

Dla średnicy zewnętrznej d_2 i wewnętrznej d_1 czopa w cm mamy

$$P = 1/4 \pi (d_2^2 - d_1^2) k \approx 0,8 (d_2^2 - d_1^2) k;$$

$$d_2 - d_1 \geq \frac{Pn}{w}.$$

Wartości k , oraz w , jak dla pełnych czopów storcowych, płaskich.

3. Czopy grzebieniaste.

Dla $d_m = 1/2 (d_1 + d_2)$, oraz $b = 1/2 (d_2 - d_1) \approx 0,1 d_1$ do $0,15 d_1$, przy ilości z podpierających pierścieni, otrzymamy:

$$P = \pi d_m b z k, \text{ czyli } b z = \frac{P}{\pi k d_m}.$$

Rys. 318.



Czopy grzebieniaste trudno wykonać tak, aby ciśnienie się równomiernie rozkładało na wszystkie pierścienie; dla tego też, zwłaszcza przy większej ilości z , zaleca się na k i w liczyć tylko 0,5 do 0,3 wartości podanych dla czopów storcowych, płaskich. Nadto co do w trzeba brać w rachubę, że gniazdo łożyska grzebieniastego względnie trudno odprowadza ciepło na zewnątrz. Z tych też względów powrócono w budowie turbin do czopów storcowych pełnych i pierścieniastych, nie wahając się dochodzić do średnic 160 mm i więcej. Uwzględniając

powyższe, można przy chłodzeniu powietrzem liczyć:

$$b z \geq \frac{Pn}{20000}.$$

O czopach grzebieniastych na wale napędowym śrubowców, por. Dział XII, rozdział III. B. c.

c. Ostrza wag.

Ze stali twardej jak szkło, nie odpuszczanej zupełnie lub conajwyżej do barwy słomianej. Kąt ostrza $\alpha = 120^\circ$ (przy znacznym

ciśnieniu, a małym odchyleniu) aż do $\alpha = 45^\circ$ (dla wag delikatniejszych); w pierwszym przypadku właściwe łożysko jest płaszczyzną, w drugim przypadku natomiast wrębem, którego płaszczyzny tworzą kąt około 105° .

Ciśnienie bezpieczne na 1 mm długości ostrza przy znacznym wahanii 5 do 20 kg, przy małym 50 do 100 kg. Ciśnienia dosięgające 100 do 200 kg/mm są niewłaściwe. Wraz z ciśnieniem wzrasta niezbędne zaokrąglenie ostrza, przez co zmniejsza się czułość wagi.

Unikać należy ciśnień do 300 kg na 1 mm długości ostrza, spotykanych przy ostrzach w wielkich próbiarkach wytrzymałości materiałów. (Zaokrąglenie ostrza około 0,75 mm średnicy. *)

E. Osie i wały.***)

Oznaczamy przez:

- M_b moment gnący, a M_d moment skręcający w kgcm,
- k_b bezpieczne gięcie (naprężenie przeginające) w kg/cm²,
- k_d bezpieczne kręcenie (naprężenie skręcające) w kg/cm²,
- d średnicę pełnego wała (osi) w cm,
- d_1 średnicę wewnętrzną, a d_2 zewnętrzną pustego wała (osi) w cm, przyczem $d_m = \frac{1}{2}(d_2 + d_1)$, a $s = \frac{1}{2}(d_2 - d_1)$ w cm,
- W moment wytrzymałości przekroju osi w cm³ (patrz str. 364 do 367),
- N moc do przeniesienia w MK,
- n ilość obrotów osi (wała) na minutę.

a. Osie.

W osiach uwzględnia się tylko **obciążenie przeginające**, otrzymując dla osi pełnych (W por. str. 366):

$$M_b = W k_b \approx 0,1 d^3 k_b,$$

dla osi pustych (W por. str. 365 i 367) zaś:

$$M_b = W k_b \approx 0,1 \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} k_b,$$

a gdy grubość ścianki s jest niewielka:

$$M_b \approx 0,8 d_m^2 s k_b.$$

Ponajczęściej kierunek działania siły przemienia się całkowicie, a zatem **gięcie bezpieczne** k_b należy wybrać według wartości III tabl. str. 337; dla żelaza lanego zaś (uwzględniając uwagę **) na str. 337) $k_b = 130$ do 250 kg/cm²; a dla dębowych osi kół wodnych $k_b = 60$ kg/cm².

Jeżeli kierunek siły jest stały lub niewiele się zmienia, to dla k_b można posługiwać się wartościami I lub II ze str. 337.

b. Wały.

Oznaczenia powyższe. Przy wyłącznie **skręcającem** wyężaniu (por. str. 397) mamy dla pełnych wałów (W por. str. 366):

*) Por. C. v. Bach. Maschinenelemente, 6 wyd. 1897, str. 401.

**) C. v. Bach, Maschinenelemente, 6 wydanie. 1897, str. 377 do 410.

$$M_d = 2 W k_d = \frac{\pi}{16} d^3 k_d \approx \frac{1}{5} d^3 k_d,$$

a dla pustych wałów (W p. str. 367):

$$M_d = 2 W k_d \approx \frac{1}{5} \frac{d_2^4 - d_1^4}{d^2} k_d \approx 1,6 d_m^3 k_d.$$

Co do wyboru kręcenia bezpiecznego k_d z tablicy na str. 337 wypada zaznaczyć:

I. W razach nader rzadkich, gdy moment skręcający M_d nie zmienia kierunku i wielkości i gdy występuje bez uderzeń, można brać wartości na k_d z rubryki I.

II. Jeżeli moment skręcający M_d waha się bez uderzeń stale (lub przynajmniej często) między zerem i swoją wartością największą, to dla k_d brać można wartości z rubryki II.

III. Jeżeli wreszcie moment skręcający zmienia się bez uderzeń (wciąż lub często) przemiennie, t. j. od swej największości $+M_d$ do swej bezwzględnie równej lub przynajmniej w przybliżeniu równej najmniejszości $-M_d$, to należy brać wartości k_d z rubryki III.

W piły uderzeń właściwych należy uwzględniać dodatkowo (por. str. 337), pamiętając nadto o uwagach ¹⁾, oraz ²⁾ ze str. 337.

Obciążenie według rodzaju I przy zwykłych wałach bodaj nigdy się nie pojawia. Najbardziej zbliżone doń jest obciążenie wałów turbin i kół wodnych, o ile się zużycie pracy zmienia nie wioło, a w takim razie kręcenie bezpiecznie można dobrać w granicach wartości I i II. Dębowe wały kół wodnych można obliczać z $k_d = 50$ do 80 kg/cm².

Większość wałów obciąża się według rodzaju podanego w II i III.

Kręcenie bezpieczne **żelaza lanego** (z uwzględnieniem uwagi ¹⁾ na str. 338) wynosi dla rodzaju obciążenia I: $k_d = 200$ do 300 kg/cm²; dla rodzaju II: $k_d = 160$ do 200 kg/cm²; a dla III: $k_d = 80$ do 100 kg/cm². Lepiej wszakże unikać wogóle żelaza lanego przy obciążeniu III rodzaju.

Według str. 209:
$$M_d = 71\,620 \frac{N}{n} \text{ w kgcm,}$$

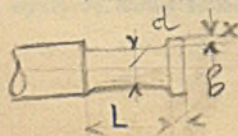
a zatem:
$$d \approx \sqrt[3]{\frac{360\,000}{k_d} \frac{N}{n}}$$

Wzór ten określa więc średnice wałów d (w cm) w zależności od użytego materiału, czyli od bezpiecznego dlań naprężenia k_d (w kg/cm²).

Aby dla **normalnych wałów pędnianych** (transmisyjnych) ze zwyczajnej walcówki uwzględnić do pewnego stopnia pojawiający się w wale M_b , oprócz przeważnie działającego M_d , wypada we wzór powyższy podstawiać małą wartość dla k_d , np. około $k_d = 120$ kg/cm², a wówczas:

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}}, \text{ t. j. } M_d = 24 d^3 = 3 \cdot (2d)^3, \text{ co zestawiono w następującej tablicy:}$$

stępującej tablicy:



$L \approx P n \frac{1}{W}$ wzór na giranie się.
 $d =$ równaniami na ciśnienie bezpieczne
 $x = \frac{1}{2} d = \frac{1}{2} d + 0.5 \text{ cm.}$
 $b = 1.5 x;$

Normalne wały pędziane (transmisyjne):

d cm	M_d kgem	$\frac{N}{n}$	d cm	M_d kgem	$\frac{N}{n}$	d cm	M_d kgem	$\frac{N}{n}$	d cm	M_d kgem	$\frac{N}{n}$
3,0	648	0,009	6,0	5184	0,072	9,0	17496	0,243	14	65856	0,915
3,5	1029	0,014	6,5	6591	0,092	9,5	20577	0,286	15	81000	1,125
4,0	1536	0,021	7,0	8232	0,114	10,0	24000	0,333	16	98304	1,365
4,5	2187	0,030	7,5	10125	0,141	11,0	31944	0,444	17	117912	1,638
5,0	3000	0,042	8,0	12288	0,171	12,0	41472	0,576	18	139968	1,944
5,5	3993	0,055	8,5	14739	0,205	13,0	52728	0,732	20	192000	2,666

Odległość łożysk dla wałów pędzianych ma wynosić około:

$$l \approx 100 \sqrt{d}, \quad (l \text{ i } d \text{ w cm}).$$

Aby można było obciążyć wały w przyszłości przez dodatkowe osadzenie na nich kół pasowych i t. p., zalecają się następujące średnie odległości łożysk:

$d =$	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13,5	15 cm
$l =$	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	285	300 cm.

Dano powyższe są jedynie wskazówką. W rzeczywistości bowiem odległość łożysk określają często warunki miejscowe, jako to: rozstawienie obrabiarek, wymiary budynków. np. położenie okien, belok stropowych, odległość słupów i t. d. Stosując się do tych warunków, pamiętać należy, że w wałach oprócz naturalnych naprężeń występują i drgania z powodu zmiennych obciążeń maszyn, szwów na pasach, wstrząśnień budynku i t. p. Grubsze wały są na nie o wiele mniej wrażliwe niż wały cienkie, dla tego też przy wałach cieńszych niż 6 cm (nawet mało obciążonych pasami) nie należałoby przekraczać odległości łożysk 300 cm. Natomiast dla wałów grubszych, począwszy od 7,5 cm, spotykamy w warunkach normalnych odległości łożysk $l = 300$ do 370 cm. W każdym razie w tych miejscach pędni, gdzie otrzymuje ona lub oddaje większą pracę, trzeba umieszczać łożyska jak najbliżej kół napędowych, aby zabezpieczać wały od drgań i dodatkowych naprężeń wywoływanych przez świeżo założone pasy lub liny.

O kącie skrzywienia $\psi = l \vartheta$, p. str. 398 i następne. Wielokrotnie zalecano brać $\psi \approx 1/4^\circ$ na m. bieżący, aby całkowite odkształcenie wała, spowodowane przez M_d , nie było nadmierne. Z warunku tego otrzymujemy wzory:

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}, \quad \text{czyli} \quad d = 0,734 \sqrt[4]{M_d},$$

które dla wałów, przenoszących znaczne momenty skracające, określają grubości nieco za małe.

Ilość obrotów na minutę. Główne linie wałów miewają $n = 100$ do 200; wtórne $n = 200$ do 300. Dla szybkochochzących obrabiarek drzewa, maszyn przedzalnicych i t. p. około 250, a nawet do $n = 400$.

Wały obciążane ciężkimi kołami, albo wogóle znacznie wytrzymałe gładkiem, np. wały silników, pierwsze (t. j. główne) wały pędni i t. p., powinny obliczać się na wytrzymałość złożoną, (według I na str. 411) zależną łącznie i od M_d i od M_b . Przy wyborze wartości dla k_b kierować się należy danymi ze str. 493 pod a, dla k_a zaś wskazówkami podanymi na str. 494 pod III.

Największe, bezpieczne przegięcie wała (między dwoma łożyskami) nie powinno przekraczać $1/3$ mm na każdy m odległości łożysk. Wypada przytem przekonać się, czy przegięcie to nie wymaga już

$$P = \frac{\pi d^2}{4} K; \quad K = 50 \frac{kg}{cm^2}; \quad P = 940 d^2$$

$$W = 30000 - 45000 - (70000) \text{ cetera}$$

zastosowania panwi wahliwych zwłaszcza, gdy czopy są długie. Sprzęgła, wszelkie koła i t. p. należy osadzać jak najbliżej łożysk.

Przy długich liniach wałów trzeba zawsze uwzględnić (por. str. 501) ich **wydłużanie się pod wpływem ciepła** (str. 314).

Każda linia wałów nie posiadająca zatoczeń na panwie łożysk, mieć powinna przynajmniej dwa kute **pierścienie osadne** (z 1 lub 2-u ukrytymi śrubami stalowymi) celem zabezpieczenia jej od przesunięć wzdłuż osi; trzeba jednak przytem pamiętać o wydłużaniu się wałów pod wpływem ciepła. Pierścienie (dzielone lub całkowite) osadzają się po obu stronach jednego łożyska, albo też przy dwóch sąsiednich łożyskach. Wypada używać na ten cel łożysk posiadających najmocniejsze podparcie. Stałe obrączki nakuwane (zamiast pierścieni osadnych) na wały nie dają pewności dobrego osadzenia wałów, natomiast osady wytoczone z pełnego wała zabezpieczają go od przesunięcia lepiej niż pierścienie. Długość pierścieni osadnych dla $d=3$ do 15 cm bywa 3,5 do 5 cm, a grubość 2,5 do 4 cm.

Najwłaściwszym **materyałem** na wały (i osie) jest żelazo zlewne i stal tyglowa (wisna stal zlewna). Unikać należy ostrych zatoczeń i raptownych zmian przekroju. Żelazo spawalne jest mniej odpowiednie z tego względu, iż jest ono bardzo podatne do skręcania się pod wpływem cięć (t. j. naprężeń tnących) w kierunku osi, a towarzyszących zawsze cięciom poprzecznym (por. str. 350).

Wały gładkie, **stłaczone** z miękiej stali martynowskiej, posiadają większą wytrzymałość aniżeli zwykle wały toczne lub okrągło walcowane. Natomiast nie można na nich wycinać rowków na kliny, albowiem wały to krzywiłyby się wskutek jednostronnego usunięcia zewnętrznej, stłoczonej warstwy, która utrzymuje równowagę naprężeń pierwotnych w wale.

Przekrój wałów (i osi) kutek i walcowanych jest zwykle pełnym polem koła. Wały wydrążone przez wiercenie stosują w celu zmniejszenia wagi, dla lepszego ich smarowania lub chłodzenia, nadto wydrążają wały w celu sprawdzenia jakości ich materyału; wały wydrążone z rur spawanych, nitowanych i t. p. używają się natomiast bardzo rzadko, gdy na znaczniejszej odległości nie można znaleźć podpory dla łożyska.

Żelazo lane zaleca się na wały (i osie) drążone jedynie, gdy chodzi o przeniesienie znaczniejszej pracy (por. rys. 323-c); w tych samych razach zaleca się i stal lana. Przekroje krzyżowe i gwiazdźiste (p. Nr. 27, str. 365) są do tego celu nieodpowiednie.

Linia wałów poruszająca cały szereg maszyn (lub pędni wtórnych) przenosi stopniowo coraz to mniejszą pracę i dla tego też oddzielne wały, im dalej są położone od miejsca napędu całej linii, otrzymują coraz to mniejsze średnice.

Do sprzężenia kawałków wałów różnej średnicy stosują albo sprzęgło odsadzkowe, którego każda połówka ma dziurę wierconą podług średnicy przynależnego wała, albo też sprzęgło zwykle, zataczając natenczas koniec wała grubszego na średnicę cieńszego.

Długości wałów zależą przedewszystkiem od rozplanowania całej pędni, którem kierować powinny względy następujące: wybór miejsc odpowiednich na niewzruszone umocowanie łożysk, umieszczenie głównych kół napędowych pomiędzy dwoma łożyskami, zwykłych zaś zarówno jak i sprzęgieł możliwie blisko łożyska. Cieńsze wały,

$d = 3$ do 5 cm, wyginają się łatwo przy przewozie, mając zatem wybór swobodny, lepiej dobrać dla nich długości nie nadmierne: $L = 4$ do 6 m; długość wałów grubszych przekracza natomiast niekiedy $L = 7$ m, co jednakże utrudnia tak ich przewóz, jak i samo układanie. Nadto na wały dłuższe niż 7 m (a także i na krótsze niż 2 m) doliczają nadwyżkę ceny.

Ponieważ pędnia nie stanowi całości w sobie zamkniętej, jak np. silnik lub obrabiarka, lecz oddzielne jej części przytwierdzają się do budynku, więc na prawidłowy bieg pędni, oprócz dokładności wykonania jej części składowych, wpływają tysiączne czynniki uboczne, dające się ocenić tylko przez doświadczenie. Dla tego też przy zakładaniu nowych pędni zaleca się zwracanie do specjalnych fabryk pędni, a przynajmniej do poważniejszych fabryk silników, które, mając zasób doświadczenia, mogą uwzględnić owe nieuchwytnie czynniki wpływające na spokojny bieg, bezpieczeństwo, małe straty pracy przez tarcie i t. d., a którzy nadto posiadają zdolnych i doświadczonych monterów, umięjęcych sobie radzić w nieprzewidzianych wypadkach.

W każdym razie pamiętać należy o sprawdzeniu stanu pędni, a zwłaszcza położenia linii wałów, w parę ułamek po jej założeniu, szczególnie zaś gdy wisi na helkach drewnianych.

F. Sprzęgła.

Sprzęgła służą do złączenia oddzielnych, stykających się ze sobą kawałków wała w jedną, długą linię o wspólnej osi geometrycznej (wyjątek p. 3., str. 501).

Wszystkie sprzęgła podzielić można na 2 rodzaje: **stałe** i **rozłączne**. Pierwsze przenoszą stałe pracę z wała na wał przyległy; budowa drugich zaś pozwala, przez przesunięcie odpowiedniej części przerywać dowolnie przenoszenie pracy, t. j. sprzęgać ze sobą i rozsprzęgać owe wały. Sprzęgła stałe podzielić można na **szttywne**, t. j. takie, w których przyległe końce złączonych ze sobą wałów zachowują względem siebie położenie niezmiennie, oraz **luźne**, które zawierają w sobie części wykonywujące podczas obrotu ruch samoistny, niezbędny z powodu bądź to niezgodności geometrycznych osi wałów łączonych, bądź też ich ruchu wzdłuż osi.

Z pośród olbrzymiej ilości sprzęgieł, bardziej szczegółowo opiszemy tylko te, których używa przemysł fabryczny, przy czem podamy wymiary zasadnicze, zaczerpnięte z cenników fabryk pędni.

a. Stałe sprzęgła sztywne.

1. Sprzęgło nasówkowe składa się poprostu z pochwy osadzonej na końcach wałów dwoma klinami łbistymi; dziś sprzęgła te wychodzą z użycia z powodu trudności ich rozbierania i dobrego dopasowania do wałów, oraz z powodu niebezpieczeństwa, jakie przedstawiają łąby klinów.

Średnica $D = 1,8 d + 2$ cm
Długość $L = 2,3 d + 2$ cm } gdzie $d =$ średnica wała.

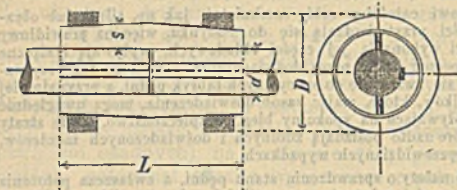
Kliny por. str. 465 i 466.

2. Sprzęgło łubkowe z pierścieniami (rys. 319, str. 493).

Składa się z 2 łubków lanożelaznych, ku końcom stożkowo otoczonych, a zaciskanych na końce wałów przez nabicie dwóch pierścieni kutyh, również stożkowo wytoczonych. Samo zakleszcze-

nie łubków na wale powinnyby wystarczyć do przeniesienia pracy, dla bezpieczeństwa dodaje się jednakże klin dwuwypustny. Zupelna

Rys. 319.



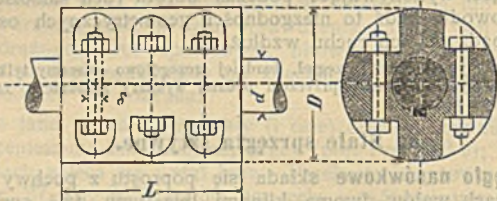
okrągłość, bez żadnych występów lub wgłębień, łatwość zakładania i zdejmowania (gdy chodzi o czasowe rozprzęgnięcie wałów) stanowią zalety tego sprzęgła, wymaga ono natomiast wielkiej dokładności w otoczeniu końców obydwu wałów na jednakowy wymiar. Stosują je na

wały do 15 cm średnicy. Średnia grubość łubka $s = 0,3 d + 1$ cm; zbieżność stożków zewnętrznych $= 1/25$ do $1/20$; długość łubków $L = 3 d + 2$ cm do $4 d$; przekrój pierścienia $= 1/6 d^2$ do $1/4 d^2$; średnica pierścienia szacunkowo $D = 2,2 d + 5$ cm.

3. Sprzęgło łubkowe ze śrubami (rys. 319-a).

Budowa oparta na tych samych zasadach, co w sprzęgle 2. Jest ono wszakże mniej pewne, gdyż śruby odkręcają się wskutek drgań

Rys. 310-a.



wała; to też używa się ono tylko w razach, gdy niedostatek swobodnego miejsca lub dostępu utrudnia nabicie pierścieni na łubki. Śruby powinny wywoływać zakleszczenie, zdolne przenieść moment M_a .

Ilość śrub $z = 4$ do 6, ich średnica $\delta = \frac{d}{5} + 1$ cm.

Z powodu wgłębień na łby śrub i naśrubki sprzęgło to ma dużą średnicę i długość, jest więc ciężkie. Stosuje się do wałów aż do 15 cm średnicy. Wymiary stosowne są:

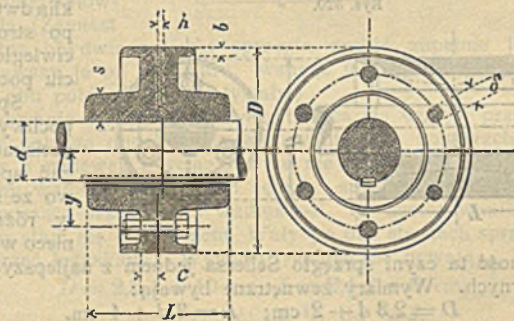
$$D = 2,4 d + 6 \text{ cm}; \quad L = 3,5 d + 10 \text{ cm}.$$

4. Sprzęgło tarczowe (rys. 319-b).

Jedno z najbardziej znanych, stosowane do wałów grubszych ($d > 10$ cm). Kliny, zabijane od strony płaszczyzn zetknięcia się tarcz, zabezpieczają wały od wysunięcia się ze sprzęgła; występy zaś i wgłębienia na tych płaszczyznach, otaczane po nasadzeniu połówek sprzęgła na wały, zapewniają spółośność geometryczną. Zdejmowanie jednego z wałów wymaga przesunięcia całej linii o wielkość tego występu h . Samo zaś zdejmowanie połowki sprzęgła z wała staje się często (zwłaszcza przy kilkakrotnym zabijaniu klina) przyczyną przekrzywienia się na wale płaszczyzny zetknięcia tarcz, co znowu powoduje „rzucanie i bicie“ sprzęgła. Dla tego też najodpowiedniejszym osadzaniem połówek sprzęgła jest ich natłaczanie na wały tłoczniami hydraulicznymi lub też nasadzanie ich na gorąco. Kliny dodają się wówczas jako zabezpieczenie przeciw wstrząśnieniom. Osadzenie takie, jako bardzo mocne, stosuje się przeważnie do grubych wałów (od 10 do 25 cm) pędnianych. Projektując je, pamiętać należy, że wały można przesuwac jedynie przez otwory znacznie większe niż średnica sprzęgła, i że wszystkie koła na takim wale muszą być dzielone, i t. d.

Przy bardzo grubych wałach, zwłaszcza gdy chodzi o niezawodność połączenia, jak np. dla głównych wałów śrubowców, sprzęgło tarczowe wykonywa się z tarcz odkutych z jednej sztuki z wałem.

Rys. 319-b.



Ilość śrub z (przeważnie liczba parzysta) wylicza się z momentu skręcenia M_d wała, według wzoru:

$$\frac{M_d \cdot c}{y} \cdot \frac{z}{2} = 60 \delta^3 z,$$

przyczem średnica śrub bywa: $\delta = \frac{1}{8} d + 1$ cm do $\frac{1}{8} d + 1,5$ cm, a średnia wartość $M_d = 36 d^3$ w kg i cm.

Grubość tarczy $c = \frac{5}{4} \delta$ w sprzęgłach toczonech ze wszech stron; przy mniej starannem (pod względem wyrównoważenia) wykonaniu toczy się tylko walec zewnętrzny i płaszczyznę zetknięcia, pod łeb

zaś i naśrubek dodaje się na obróbkę wyskoków, których wysokość (0,3 do 0,6 cm) uwzględniać należy we wzorze powyższym przez powiększenie wartości c o wysokość owych wyskoków.

Sprzęgła odgrywające ważną rolę w pędni (np. prądnica sprzęgnięta wprost z silnikiem) łączą się na zbieżne śruby stalowe, dotarłe do otworów w tarczy, albo też wytaczają w płaszczyznach zetknięcia wyskoki i wgłębienia mimośrodkowe względem osi wała.

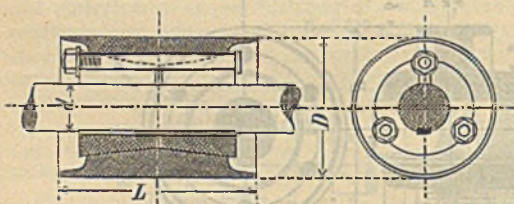
Naśrubki i łby śrub ze względów bezpieczeństwa dla ludzi, powinny być ukryte w tarczy, co osiągamy bądź to przez wgłębienia wywiercane w tarczy odpowiednio zgrubionej, bądź też przez okalanie jej obrzeżem, mającym w przybliżeniu grubość $b = \frac{1}{4} \delta + 0,5$ cm. Grubość ścianki piasty $s = 0,4 d + 1,0$ cm. Zatoczenia na płaszczyźnie zetknięcia mają wysokość $h = \frac{1}{3} \delta$, a obwód ich dosięga środka ścianki piasty. Wymiary zewnętrzne bywają:

$$D = 2,3 d + 11 \text{ cm}; \quad L = 2,4 d + 3 \text{ cm}.$$

5. Sprzęgło zaciskowe Sellersa (rys. 320).

Składa się z walca wywierconego według 2 stożków zbieżnych ku sobie, oraz z dwóch pochew otoczonych stożkowo, a wywierconych według średnic końcy wałów. Trzy śruby, przechodzące wzdłuż pochew, ściągają je wzajemnie ku sobie, wciskając je zarazem w walec zewnętrzny. A ponieważ pochwy są rozcięte wzdłuż jednego z rowków na śrubę, przeto równocześnie zakleszczają się one na wale.

Rys. 320.



Na pewności dodają klin dwuwypustny po stronie przeciwległej rozcięciu pochwy.

Sprężystość pochwy pozwala zaciskać i sprzęgać spółśrodkowo ze sobą wały różniące się nieco w średnicy,

a okoliczność ta czyni sprzęgło Sellersa jednym z najlepszych sprzęgieł sztywnych. Wymiary zewnętrzne bywają:

$$D = 2,3 d + 2 \text{ cm}; \quad L = 3 d + 4 \text{ cm}.$$

Istnieje kilka odmian sprzęgła Sellers'a, normalny typ amerykański zasługuje jednak na pierwszeństwo.

b. Stałe sprzęgła luźne.

1. Sprzęgło Oldham'a sprzęga dwa wały o osiach geometrycznych równoległych, lecz nie zupełnie współosiowe. Jest to sprzęgło tarczowe (por. rys. 319-b) bez śrub, mające na każdej z obydwu powierzchni zetknięcia wycięty rowek wzdłuż całej średnicy tarczy. Połówki tak zmienionego sprzęgła tarczowego, nie stykają się bezpośrednio ze sobą, lecz między nimi znajduje się luźna, płaska tar-

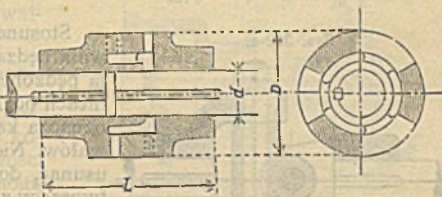
cza zabiercza, mająca po obu stronach występy dostosowane do owych rowków w tarczach sprzęgła. Występy te są skierowane względem siebie na krzyż, pod 90° , wskutek czego tarcza zabiercza, podczas ruchu obrotowego wałów, wykonywa dodatkowy ruch posuwisty, wzdłuż obu występów i rowków.

Sprzęgło to ma dziś już tylko znaczenie teoretyczne, bo w pędniach fabrycznych się nie używa.

2. Sprzęgło suwliwe (rys. 321).

pomysłu **Sharp'a**, wyrównywa przesunięcia i naprężenia powstające w kierunku osi wałów, skutkiem ich wydłużania się pod wpływem ciepła. ($\frac{1}{70000}$ do $\frac{1}{80000}$ dla żelaza spawalnego i zlewnego, $\frac{1}{80000}$ do $\frac{1}{90000}$ dla stali na 1° C.) Sprzęgło to składa się z dwóch pochw zaklinionych na moc

Rys. 321.



na wałach i mających na czołach kły, które w siebie zachwytywiają. Dla zachowania spółśrodkowości wałów, jeden z nich wchodzi w wewnętrzny występ sąsiedniej połowki sprzęgła. (Zamiast tego można obydwie połowki sprzęgła zrobić zupełnie jednakowe i, wytoczywszy je od wewnątrz, wsunąć między nie pierścien, któryby kły obu połówek obchwytywały.)

Zastosowanie sprzęgła suwliwego zaleca się wogóle przy długich liniach, zapobiega ono bowiem wysuwaniu się powierzchni wsparcia wałów z panewek i wciąganiu w nie kurzu i pyłu. Jeżeli na długiej linii wałów siedzą stożki zębate, sprzęgła cierne i t. p. części nie znoszące przesunięcia wzdłuż osi, to zastosowanie sprzęgła suwliwego staje się niezbędnem. Wały po obu stronach sprzęgła trzeba podeprzeć łożyskami. Wymiary zewnętrzne bywają:

$$D = 2,3 d + 10 \text{ cm}, \quad L = 2,4 d + 8 \text{ cm},$$

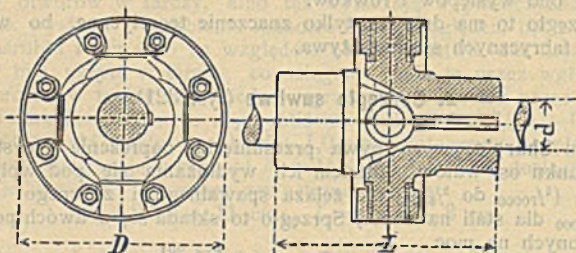
a przesuwność: od $\frac{1}{3}$ do $\frac{1}{6} d$.

3. Sprzęgło przegubowe (rys. 322, 322-a),

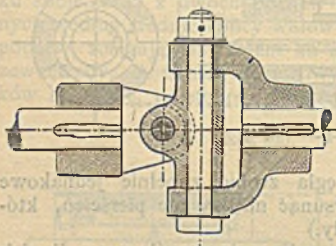
czyli klucz **Cardana (Hooke'a)**, sprzęga wały o przecinających się osiach geometrycznych. W postaci rys. 322-a, str. 502, używa się ono bardzo często przy napędzie maszyn rolniczych. W pędni fabrycznej, jak również przy wałach śrubowców, wykonywa się sprzęgło to starannie (por. rys. 322), t. j. z osiami czopów, leżącymi w jednej płaszczyźnie, a zamocowanymi w okalającym je pierścieniu dwudzielnym, z pochwami spizowemi na czopy, do których używa się smar stały. Jeżeli osie wałów nie leżą dokładnie w jednej płaszczyźnie, to ma-

ły luz zostawiony między podstawą czopów i pierścieniem, pozwalając czopom przesuwac się w kierunku ich osi, działa w sposób podobny jak tarcza zabiercza w sprzęgle Oldham'a (por. b. 1.)

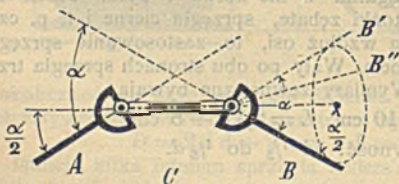
Rys. 322.



Rys. 322-a.



Rys 322-b.



na drugim końcu wała C będą prostopadłe do płaszczyzny CB .

Sprzęgła przegubowe pędniano wykonywują się dla kątów niewielkich ($\alpha = 10$ do 20° .) Wymiary zewnętrzne bywają:

$$D = 2,3 d + 13 \text{ cm}; \quad L = 2,4 d + 6 \text{ cm}.$$

Uproszczoną budowę sprzegiel przegubowych, gdy chodzi o bardzo nieznaczne odchylenie osi wałów, przedstawia **sprzęgło zabiercze**, (rys. 322-c) stosowane dziś tylko do małych wałów, z powodu

*) Odmiany budowy zasadniczej sprzegła przegubowego: p. Reuleaux; Konstrukteur, 4 wydanie, Brunświk. Vieweg & Syn, 1882 — 1889. Do tego też gatunku należy sprzęgło amerykańskie „Allmond,” zastępujące kierowany napęd pasowy (pod kątem).

Stosunek prędkości kątowych wała pędzącego A (rys. 322-b) i wała pędzonego B jest zmienny w granicach od $1: \cos \alpha$ do $\cos \alpha$, gdy α oznacza kąt wytworzony przez osie wałów. Niejednostajność tę można usunąć, dodając wał pośredni C , tworzący z wałami głównymi jednokątne kąty $\frac{1}{2} \alpha$ i sprzęgnięty dwoma sprzęgłami przegubowymi z A i B , z warunkiem wszakże zupełnej symetrii układu. Nawet gdy osie wałów A i B się nie przecinają,

lecz mijają, pośredni wał C dozwala przenosić niezmiennie prędkość kątową z A na B , jeżeli, przy równych kątach ($A C$) i ($B C$), czopy na jednym końcu wała C będą w położeniu prostopadłym do płaszczyzny $A C$, gdy równocześnie czopy

zużywania się powierzchni zetknięcia otworów tarczy z czopami nieco kulistymi. Sprzęgło to jest zarazem i suwliwe (p. b. 2).

Podobnie działa **sprzęgło walcarskie**, będące w zasadzie nasówką luźno nasuniętą na gwiazdzisto ukształtowany koniec walca i na kwadratowy wał napędowy. Walcownie żelaza doszły do świadczenia do kształtu i wymiarów takich sprzęgieł, które (p. rys. 322-d) otrzymują umyślnie wymiary względnie słabe, aby, przy nadmiernym obciążeniu walców, pękły przedewszystkiem sprzęgła, a nie inne części walcarki.

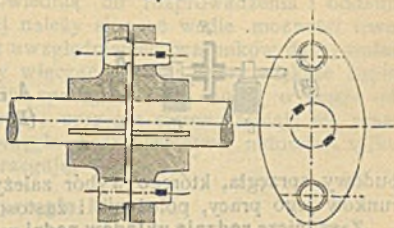
c. Sprzęgła rozłączne *)

dozwalają odprzezać wał, część jego lub oddzielne koła od poruszającej się całości (maszyny lub pędni), mogą więc zastąpić luźne koła pasowe. Nieuniknione przeginięcie się wałów, zużywanie łożysk, osiadanie budynku, wydłużanie się wałów pod wpływem ciepła i t. p. okoliczności powodują zmiany wzajemnego położenia obu zasadniczych części sprzęgła względem siebie. Sprzęgło rozłączne będzie zatem tem doskonalsze, im większe znieśie odchylenia przy zachowaniu niezawodnej pewności działania, (z czego wynika konieczność pewnej, wewnętrznej sprężystości sprzęgła), oraz im łatwiej dadzą się w niem usunąć niedokładności pochodzące ze zużycia.

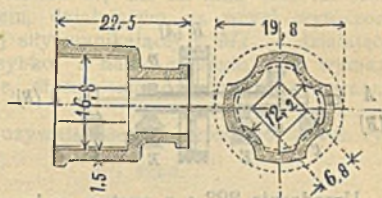
Zabezpieczenie od wypadków, t. j. odprzeżanie (odczepienie) wała w chwili, gdy zaczyna on powodować wypadek, można osiągnąć jedynie przez sprzęgło rozprzeżające się łatwo za pomocą sprężnika, t. j. urządzenia rozprzeżającego, któremby można było zdaleka rozprzeżnąć sprzęgło. Przy wałach poruszających większe masy, dodatkowe zastosowanie hamulców jest niezbędnym warunkiem bezpieczeństwa.

Opory, jakie sprzęgło rozłączne musi przewyciężyć w chwili sprzęgania nieczynnego wała z wałem będącym już w ruchu, są: opór bezwładności mas będących w spokoju, opór tarcia w pędni puszczanej w ruch, a wreszcie opór wytwórczy w poruszonych przez pędnię maszynach.

Rys. 322-c.



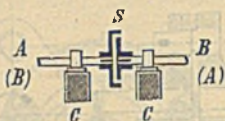
Rys. 322-d.



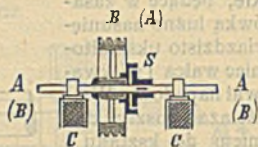
*) Ad. Ernst. Ausrückbare Kupplungen; Berlin 1890. J. Springer.

Różnorodność warunków pracy pędni i maszyn wytwórczych (np. walcarka, tartak, prądnica) wpływają zasadniczo na rodzaj i moc

Rys. 323-a.



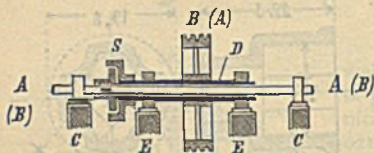
Rys. 323-b.



budowy sprzęgła, którego wybór zależy przede wszystkim od szczególnych warunków jego pracy, położenia i zastosowania.

Zasadnicze rodzaje układów pędni ze sprzęgłami rozłącznymi, przedstawiają rys. 323-a, b, c, w

Rys. 323-c.



których oznacza: *A* część pędni oddającą pracę, t.j. będącą zawsze w ruchu; *B* — część otrzymującą pracę, t. j. będącą czasowo w spokoju; *S* sprzęgło rozłączne; *C*, *D* części pomocnicze, t. j. łożyska, wały puste i t. d.

Urządzenie 323-c z pustym wałem zapobiega wycieraniu się piasty, nieuniknionemu przy urządzeniu 323-b. Przy zastosowaniu niektórych sprzęgieł działających bądź w jednym tylko kierunku (sp. wechwytowe), bądź też zawierających części, które do działania pobudza siła odśrodkowa (sp. cierne), zamiana części pędzonej na pędzącą (*B* na *A*) wymaga osadzenia właściwych połówek sprzęgła na odpowiednich częściach lub też pewnych zmian w budowie samego sprzęgła.

Według ustroju swego dzielą się sprzęgła rozłączne na: **kłowe**, **wechwytowe** i **cierne**, oraz ich kombinacje. Rozczepienie (rozprzęgnięcie) **sprzęgła kłowego** wymaga znacznej siły, powoduje zatem parcie w kierunku osi wała, a przy powolnem dokonywaniu rozprzęgnięcia i zagryzanie się kłów. Włączanie (wprzęgnięcie) sprzęgła kłowego podczas biegu powoduje znów gwałtowne uderzenia i skręcanie wałów (czasami aż do złamania.) Dla tego też sprzęgła kłowe jako tanie, proste i długotrwałe stosują się wprawdzie i do najgrubszych wałów, jednakże z warunkiem, aby je rozprzęgnano, a zwłaszcza sprzęgnano, wyłącznie tylko podczas postoju pędni.

Sprzęgła wechwytowe odprzęgają wały szybko, a wymagając małej siły, niepowodują znaczniejszych parć po osi. Przy dopręgnięciu wałów dają jednak uderzenia twarde, podobnie jak sprzęgła kłowe. Używają się jako sprzęgła bezpieczeństwa, oraz przy łącznym działaniu dwóch silników na tę samą linię wałów.

Sprzęgła cierne pod względem wielkości siły potrzebnej na ich sprzęgnięcie i rozprzęgnięcie zajmują miejsce pośrednie, działają bez

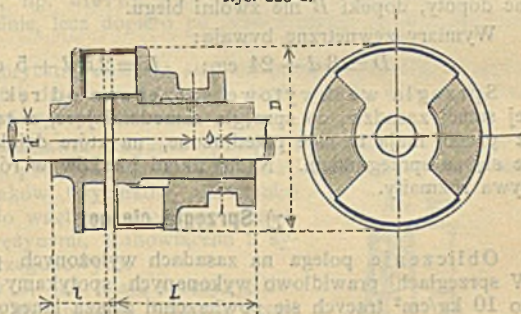
uderzeń, pozwalając przedłużać trwanie sprzęgania stosownie do wielkości przewyżczonego oporu. Znaczna część pracy wprowadzonej w sprzęgło przez sprzęgnik zamienia się na ciepło; to też sprzęgła te powinny mieć masę odpowiednią do rozproszania i oddania nazewnątrz tego ciepła; dalej należy skracać wedle możliwości trwanie sprzęgania, rozumie się, z uwzględnieniem warunków danej pędni, na koniec starać się o to, aby włączać do linii opory większe dopiero po dokonaniem sprzęgnięcia sprzęgła. Gdy chodzi o częste odprężanie wałów podczas pracy, sprzęgła cierne zalecają się przed wszystkimi innymi, jako sprzęgła bezpieczeństwa natomiast tylko, o ile się łatwo i prędko rozprężają.

a) Sprzęgło kłowe.

Posiada często ustrój sprzęgła suwliwego (rys. 321), z tą jednak różnicą, iż jedna z połówek osadza się nie na klin, lecz na osadkę, a przesuwana się ją drągiem, działającym na rowek wytoczony w piasku. Wskutek znacznej siły wynikającej z M_d , a działającej na osadkę, niszczy się ona szybko, a nadto sprzęgło takie wymaga wielkiej siły na rozprężnięcie, stosuje się ono zatem przeważnie przy maszynach.

W pędniach fabrycznych używają sprzęgła kłowego (wedł. rys. 323-d), w którym część suwliwa suwa się po części osadzonej klinem na wale.

Sila, wynikająca z momentu obracającego, znajduje tu odpór na obwodzie o większym promieniu, przez co siła potrzebna do rozprężania znakomicie się zmniejsza.



Rys. 323-d.

Wymiary tego sprzęgła bywają:

$$D = 3,7 d + 6 \text{ cm}; \quad l = 1,2 d + 5 \text{ cm};$$

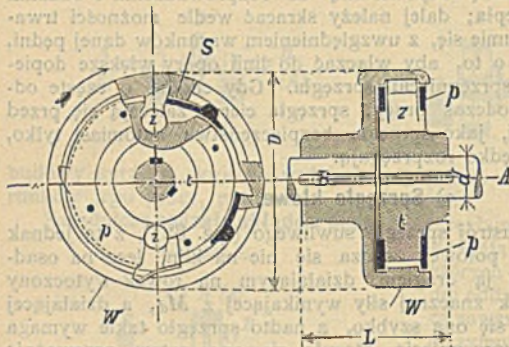
$$L = 1,5 d + 12 \text{ cm}; \quad \text{skok } s = 0,25 d + 3,5 \text{ cm}.$$

β) Sprzęgło wechwytowe do silników (rys. 323-e, str. 506).

Składa się z tarczy t z wykrojami, w których się poruszają i chowają pieski z , o osiach utrzymywanych w stałym położeniu przez dwa pierścienie p , ześrubowane z tarczą. Walec w , okalający tarczę, a zamocowany na sąsiednim wale B , ma wykroje odpowiadające pazurom piesków, które wpadają w nie, gdy wał A obraca się w kierunku strzałki. Celem zapewnienia tego wchwyty, około każdego wykroju walca umieszcza się sprężynka s , zaczepiająca o pazur.

Sprzęgło powyższe jest samodiałające. Stosuje się ono przy działaniu na pędnię dwóch silników, z których jeden odgrywa rolę pomocniczego.

Rys. 323-e.



Osadzając wówczas na końcu wała *B*, napędzanego przez silnik główny (np. turbinę), sprzęgło samodiałające, sprzęgnięte z wałem *A*, poruszającym przez silnik pomocniczy (np. s. parowy), otrzymujemy urządzenie, w którym przy zmniejszonym chwilowo zapo-

trzebowaniu pracy, nadmiar jej w silniku głównym nie może się niepotrzebnie zużywać na poruszanie silnika pomocniczego. Wówczas bowiem wał *B* wyprzedza nieco wał *A* i sprzęgło przestaje działać dopóty, dopóki *B* nie zwolni biegu.

Wymiary zewnętrzne bywają:

$$D = 3d + 24 \text{ cm}; \quad L = 2,5d + 5 \text{ cm}.$$

Sprzęgła wechwytowe, sprzęgane od ręki, opierają się na tej samej zasadzie, co sprzęgła samodiałające, z tą jednak różnicą, iż pieski mają tu osie przedłużone, na które działają drążki łączące się ze sprzęgnikiem. Nadto układ piesków w różnych systemach bywa rozmaity.

γ) Sprzęgła cierne.

Obliczenie polega na zasadach wyłożonych powyżej pod **B**. W sprzęgłach prawidłowo wykonanych spotykamy ciśnienia $p = 4$ do 10 kg/cm^2 trących się powierzchni żelaza lanego.

Setki rodzajów sprzęgieł ciernych sprowadzić można do 3-ch zasadniczych:

1) Sprzęgła **o stożkach ciernych**; w sprzęgłach tych trąceni są powierzchniami są dwa stożki ścięte, współosiowe z wałem.

Najprostszy typ tego sprzęgła, w którym stożki mieszczą się na tarczach osadzonych na wałach, stosują tylko do przenoszenia małej mocy, albowiem siła przyciskająca stożki musi być względnie znaczna, wywiera zatem szkodliwe parcie na wały w kierunku ich osi.

2) Sprzęgła **warstwowe**, w których tarcie odbywa się między okrągłymi płytkami umocowanymi prostopadle do osi wałów.

Mocując pewną ilość płytek na jednym wale i okalając je walcem, który podtrzymuje inne płytki, ułożone naprzemian z pierwszymi, a który osadza się na drugim wale, (Weston) możnaby, przez dowolne powiększenie ilości płytek, zmniejszać też dowolnie siłę niezbędną do sprzęgnięcia sprzęgła, a działającą w kierunku osi. Atoli trudność

rozsuwania płytek przy rozsprzęganiu sprzęgła, staje na przeszkodzie rozpowszechnieniu się tego sprzęgła o tak pięknej zasadzie.

3) Sprzęgła walcowe, w których tarcie występuje na powierzchni walcowej, spólosiowej z wałem.

Ponieważ siłę sprzęgającą wytwarza tu przeważnie tarcie się przeciętego pierścienia lub jego wycinków o powierzchnię walcową, więc taki opór tarcia wywołać może tylko siła działająca w płaszczyźnie prostopadłej do osi wała. Do wzbudzenia tej siły w ciernych sprzęgłach walcowych spotykamy najróżnorodniejsze urządzenia. W prawidłowo zbudowanych sprzęgłach siły te układają się symetrycznie do osi tak, aby ciśnienia na wał, prostopadłe do jego osi, znosiły się wzajemnie. Nadto niektóre części wewnętrznych urządzeń sprzęgła działają nie tylko jako sprężyny, co pozwala cały układ przesunąć nieco poza powien właściwy mu punkt martwy, lecz nadto jako rozpory przegubowe, wspiorające się, np. na pochwie przesuwalnej po wale, a natenczas sprzęgło takie po sprzęgnięciu nie wywiera żadnego parcia na wały w kierunku osi.

Wymiary sprzęgieł ciernych trudno ująć we wzory.

Przy wyborze i ocenie wartości sprzęgła ciernego kierować się należy nie tylko uwagami dotyczącymi danego rodzaju sprzęgła, lecz i ogólnymi, podanymi pod c., a nadto pamiętać oprócz dokładności wykonania zwłaszcza i o tem, że im bardziej złożonym jest układ wewnętrznego urządzenia w sprzęgle, tem bardziej też powinno ono dać się nastawiać, w miarę zużywania się powierzchni trących.

Sprzęgniki wszelakich sprzęgieł rozłącznych poruszają się przeważnie ręcznie, stosują jednak do tego celu i przeróżne inne rodzaje energii (np. elektryczność, powietrze ściśnione, wodę i t. p.), a nawet istnieją sprzęgła, np. cierne odśrodkowe, w których tarcie powstaje samodzielnie, lecz dopiero po przekroczeniu pewnej prędkości obrotowej.

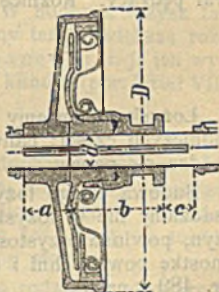
Dla pędni fabrycznej zalecają się też poniekąd sprzęgła rozprężające się wskutek działania na nie, w danej chwili, wała pędzącego wał, który pragniemy zatrzymać.

Rys. 323 przedstawia przykład sprzęgła rozłącznego, o walcach ciernych, pomysłu Dohmen-Leblanc'a. Wewnętrzny walec składa się z 4 suwaków (wycinków pierścienia) przyciskanych do wnętrza walca zewnętrznego czterema sprężynami, stanowiącemi 2 systemy rozpór przegubowych.

Kształt litery S, jaki mają sprężyny, dozwala im uginać się znacznie, wskutek czego można przesunąć pochwę sprzęgnika poza martwy punkt rozpory przegubowej, a wówczas sprzęgło jest zamknięte samo w sobie i nie oddziałuje wcale na pochwę w kierunku osi wała. Rys. 323 przedstawia pochwę, wraz z suwakami, osadzoną na wale pędzonym; jeżeli wypadnie osadzić ją na wale pędzącym, t. j. będącym stale w ruchu, to suwaki otrzymują przeciwwagi niweczące siłę odśrodkową, która miałaby dążność przypierania suwaków do walca, a więc dążność do sprzęgania wałów.

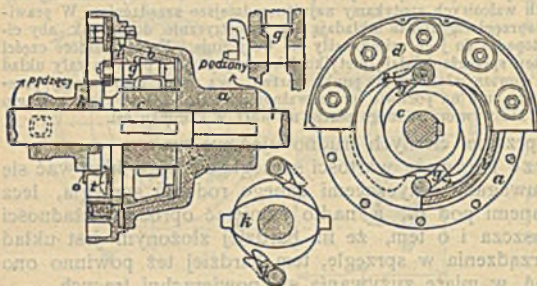
Rys. 324 przedstawia jedno z najlepszych sprzęgieł skombinowanych. Jest to rozłączne sprzęgło wechwytowe, o stożkach ciernych.

Rys. 323.



nych, pomysłu Lohmann'a i Stolterfoht'a. Na wale pędzonym osadzono stożek *a*, w którym może się obracać wewnętrzny stożek cierny *b*, wciskany weń tarczą *d*, na którą szereg śrub wywiera pewien nacisk. Wielkość tego nacisku można zmieniać dowolnie, stosownie

Rys. 324.



do potrzeby; pod podkładkami naśrubków znajdują się bowiem na ten cel gumowe obrączki.

W wydrążeniu stożka *b* zamocowano dwa pieski *g*, naciskane sprężynkami ku stalowemu pazurom pochwy *c*, osadzonej

na wale pędzącym. Pieski *g* zaopatrzone w korbki wystające poza obręb stożka *b*; owe korbki, a więc i same pieski, odchylają się od osi wała przez przesunięcie niezaklinionej na wale pochwy sprzęgnikowej *k*. Ma ona kształt dwóch nałożonych na siebie walców: eliptycznego (mala oś = odległości korbek pieskowych zamkniętych; wielka oś = ich odległości przy zupełnie otwartych pieskach) i kołowego. Przy wsuwaniu pochwy, pieski otwierają się zatem wciągu niespełna jednego obrotu wała. Sprzęgnięcie odbywa się również prędko; pazury *e* porywają wówczas nagle pochwę *b*, która zaczyna się poruszać w stożku *k*, nadając mu powoli i stopniowo coraz to większą ilość obrotów, aż do ilości, jaką ma wał pędzący. Różnicę obrotów sygnalizuje dzwoneczek *t*.

G. Łożyska.

Łożyskami zwiemy podpory czopów, składające się z dwóch zasadniczych części: panwi obejmującej czop, oraz gniazda, w którym osadza się panew.

Budowa całego łożyska, a w szczególności panwi, nawet gdy ją osadzamy nie w łożysku właściwym, lecz w innych częściach maszyn, powinna przystosować się do warunków ciśnienia czopa na jednostkę powierzchni i do jego oporu tarcia (p. str. 223 i nast., oraz str. 489 i nast.).

Łożyska posiadają najczęściej z boku łapy, za które chwytają śruby łożyskowe, a część okalająca panwie składa się, zwłaszcza w łożyskach wałów leżących, zazwyczaj z dwóch części: stałego żłobu i ześrubowanej z nim pokrywy zdejmowanej.

a) Warunki zasadnicze dobrego łożyska są:

I. Panwie powinny:

- 1) przylegać do czopa, a zatem być dostatecznie grube, aby nawet po pewnym zużyciu nie uginały się, zwłaszcza gdy się nie całą powierzchnią zewnętrzną wspierają na wnętrzu żłoba;
- 2) dawać się nastawiać w miarę zużywania, tak aby oś czopa zostawała w położeniu niezmiennym;
- 3) dawać się łatwo wymieniać na nowe, równie dobrze przylegające do czopa. (Najdokładniejszymi będą panwie otaczane zewnątrz, spółośiowo do prześwitu);
- 4) zużywać się (ścierać) łatwiej niż czop, aby go ochraniać od zużycia, gdyż same są łatwo wymienne, a czopy nie;
- 5) nie podlegać ciśnieniu czopa na spoinę panewek, o ile panwie są rozdzielne;
- 6) mieć zapewniony dostateczny dopływ smaru;
- 7) stykać się z gniazdem swym tak, aby ciepło wytwarzające się przez tarcie czopa łatwo przechodziło z panwi na gniazdo.

II. Gniazdo powinno posiadać taki kształt i wymiary, któreby:

- 8) ułatwiały rozpraszanie się ciepła, (por. 7);
 - 9) znosiły należycie siły działające na czop, co stosuje się zwłaszcza też do połączenia pokrywy ze żłobem;
 - 10) dozwalały w sposób pewny zamocować łożysko na podstawie, przyczem możliwość późniejszego nastawiania jest często pożądana.
- Dopełnienie wszystkich tych warunków nieraz bywa trudne, czasem wprost niemożliwe, w każdym razie powinniśmy przy projektowaniu dążyć do ich spełnienia.

b) Łożyska silników o ruchu posuwistym.

Jednym z bardziej złożonych bywa działanie sił w łożyskach silników o ruchu posuwistym, w których ciśnienie na czop zmienia się nie tylko w dwóch przeciwnych sobie kierunkach, ale nadto przyłącza się nacisk koła rozpędowego. W budowie łożysk takich silników, zwłaszcza poziomych, spotykamy też największą rozmaitość. Panwie są trój- lub czwórdzielne, a panewki, t. j. ich wylinki, nasuwają się ku osi za pomocą śrub lub klinów (por. Dział VII, rozdz. III, rys. 715, 716).

c) Łożyska storcowe.

1. Najprostsze łożysko storcowe, t. j. podnóżne łożysko wałów stojących, składa się z walcowatego gniazda stojącego, odlanego wspólnie z płytą poziomą. W wydrążeniu walca, czyli w gniazdo, wstawia się spiszową panew walcowatą, na dnie zaś spoczywa toczona soczewka stalowa, na której obraca się czop stojący.

2. Żuzywaniu się panwi i soczewek w tego rodzaju podwodnych łożyskach (w zastosowaniu do turbin) starano się zapobiedz przez przeniesienie łożyska ponad wodę, z czego powstały układy storcowych łożysk nadwodnych (por. Dział VII, rozdz. II, rys. 634, 635). Łożyskami temi zastąpiono poniekąd łożyska o panwiach grzebie-

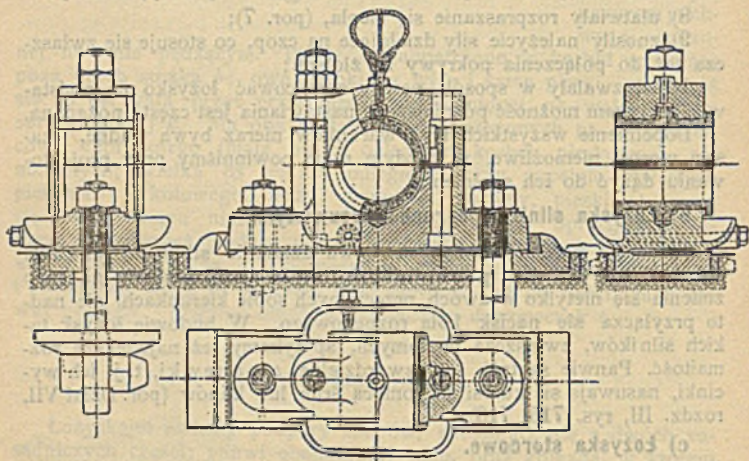
niastych (por. rys. 318 str. 492). Przy wielkich turbinach, mocy kilkuset MK lub więcej, włączają pompą smar między trące się powierzchnie czopa. Nadto ciężar wała i turbiny równoważą ciśnieniem hydraulicznym wody włączanej w łożyska podwodne, a natenczas woda ta zastępuje soczewkę stalową*).

3. Łożyska naszyjne, t. j. pośrednie na wałach stojących, budują według ogólnego typu łożysk siodłowych (rys. 325) z tą jednak różnicą, że maźnicę w pokrywie, zastępuje miseczkowate obrzeże panwi, napełniane smarem (olejem). Niekiedy w łożysko gwiaździste wstawiają kilka spiżowych lub gwajakowych panewek (por. Dz. VII, roz. II, rys. 633). W turbinach o długiej osi stosują też łożyska pośrednie swoistej budowy (por. rys. 632).

d) Łożyska siodłowe.

1. Łożyska siodłowe, t. j. do czopów leżących, z panewkami spiżowymi, przedstawia rys. 325. Nowsze ustroje takich normalnych łożysk pędnianych różnią się od typu przedstawionego w rys. 325 tem, że:

Rys. 325.



a) długość panwi spiżowej lub z białego metalu równa się 2 do $2\frac{1}{3}$ średnicy wała;

b) dolna panewka nie ma brozka trzymającego ją w żłobie, a obrotowi jej zapobiega panewka górna; umożliwia to okręcenie panewki spodniej około wała celem jej wymiany;

c) obie panewki i gniazdo są przystosowane do samodzielnego smarowania (por. e 2.);

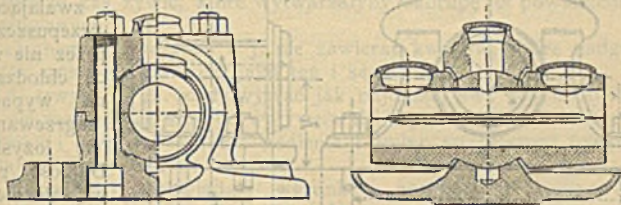
* J. Radinger, Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, Wien 1892, str. 359. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1891, Nr. 38; d-to 1892 Nr. 2.

d) lapy łożyska mają wydrążenia, w które mogą się chować lby śrub łożyskowych; daje to możliwość wysunięcia w razie potrzeby całego łożyska z pod wała.

Typ przedstawiony w rys. 325 używa się przeważnie jako część składowa rozmaitych maszyn, gdy wały są gęsto podparte, a mało obciążone i gdy nadzór bywa ciągły.

2. W pędni fabrycznej, łożyska te, nawet ze zmianami powyżej wyszczególnionymi, używają się jedynie do małych wałów i krótkich przystawek. Nieuniknione przeginięcie się wałów przyczyniło się do tego, że typ ten, o panwach nieruchomych, już prawie zupełnie wyrugowały z pędni fabrycznych (amerykańskie) łożyska Sellers'a, o panewkach wahliwych (rys. 326). Każda z panewek posiada

Rys. 326.



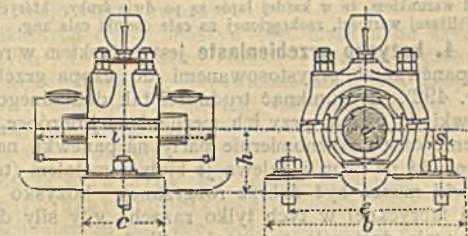
od zewnątrz po skrawku kuli spółośrodkowej z osią wała, przylegającym do odpowiedniego wydrążenia żłobu, względnie pokrywy. Łożyska takie, zaopatrzone jedynie w dwa skrawki kuli, nie znoszą parę bocznych, gdyż skrawki te, działając jako klin, rozpierają śruby pokrywowe; przy bocznem obciążeniu łożyska Sellers'a otrzymują zatem dodatkowe, boczne skrawki kuli (rys. 327).

Najlepszym zaś jest urządzenie, w którym całą panew okala środkowy pas kuli. Panewki łożysk Sellers'a robią z lanego żelaza, długości $l = 4d$, celem zmniejszenia ciśnienia jednostkowego. Smar

używa się do nich stały, albo płynny; przy stosowaniu smaru płynnego (rys. 327) boczne maźnice na panewkach zawierają zapasowy smar stały, który w razie rozgrzania się łożyska topnieje i zapobiega zażarciu się powierzchni.

Nowsze ustroje łożysk Sellers'a wykonywują jako samosmary, (por. e 2.) stosując do nich zarazem ulepszenia w rodzaju wymienionych przy łożyskach zwyczajnych (por. d 1.).

Rys. 327.



Łożyska Sellors'a stosują się na wały do 15 cm średnicy, a wymiary ich bywają:

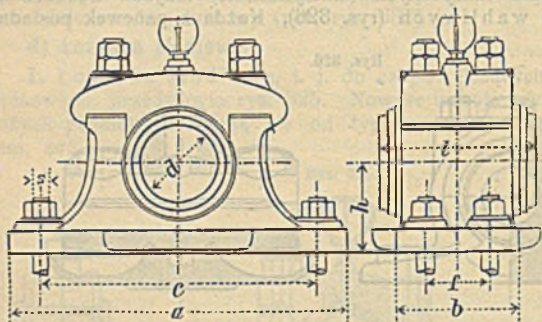
$$h = 0,9 d + 5 \text{ cm}; \quad b = 3,5 d + 9 \text{ cm}; \quad c = 1,2 d + 3 \text{ cm};$$

$$l = 4 d; \quad s = 0,25 d + 0,3 \text{ cm};$$

obliczoną grubość śrub s powiększa się do najbliższej wartości, zaokrąglonej na całe ósemki cala ang. By nie tracić na użytkowej długości wałów, zwłaszcza grubszych, zmniejsza się nieraz długość l panwi do $2\frac{1}{2} d$, wylewając ją natomiast białym metalem.

3. Łożyska głównych wałów pędnianych, obliczanych szczegółowo na ciśnienia i kręcenia występujące w czopach, wykonywują w zasadzie podług rys. 325, lecz wzmocnione (p. rys. 328), z panwiami spiszowymi lub z białego metalu.

Rys. 328.



panwiami spiszowymi lub z białego metalu. Niekiedy dodają wydrążenia w łożysku, dozwalające przepuszczać przez nie wodę chłodzącą, na wypadek nagrzewania się łożyska. Długość panwi, zależnie od ilości obrotów, bywa $l=2$ do $3d$. Smarowa-

nie samodzielne (por. e. 2.) odgrywa tu ważną rolę, mianowicie z powodu trudnego dostępu, gdyż łożyska te mieszczą się często w murach szybów linowych, przyczem po jednej stronie przylegają do nich koła napędowe, po drugiej zaś sprzęgła, wyłączające oddziały fabryki.

Wymiary takich łożysk bywają:

$$h = 0,9 d + 6 \text{ cm}; \quad a = 3,3 d + 12 \text{ cm}; \quad b = 1,4 d + 4 \text{ cm}; \quad s = 0,22 d$$

pod warunkiem, że w każdej łapie są po dwie śruby, których średnicę zwiększa się do najbliższej wartości, zaokrąglonej na całe ósemki cala ang.

4. Łożysko grzebieniaste jest łożyskiem w rodzaju rys. 328, lecz z panewkami przystosowanymi do czopa grzebieniastego (rys. 318, str. 492). By uniknąć trudności tak dokładnego przystosowania panewki do czopa, przy ich mechanicznej obróbce, iżby wszystkie grzebienie czopa równomiernie parły na panewki, nakłada się najczęściej panewki na czop i zalewa je białym metalem (tak czop jako też panewki muszą być dobrze rozgrzane). Łożysko to używa się w pędni fabrycznej w tych tylko razach, gdy siły działające w kierunku osi wała dosięgają znacznej wielkości, np. przy zastosowaniu do napędu wielu lub bardzo wielkich stożków zębatych. Łożysko to stosuje się natomiast bardzo często do napędowych wałów śrubowców (do 50 cm średnicy): między wieloma innymi spotyka się tu urządzenie złożone z szeregu oddzielnych panwi dla każdego pierścienia, które przyciskają się doń śrubami nastawnymi, umocowanymi w tułowiu łożyska *).

*) Reuleaux; Der Konstrukteur, Brunświk 1882 — 1889, Vieweg & Syn.

5. Samoistny typ łożysk stanowią **łożyska osi wagonów**: posiadają one wyłącznie tylko wierzchnią panewkę przeważnie wylaną białym metalem, a mieszczą się w wielkiej maźnicy.

Smarowanie odbywa się bądźto za pośrednictwem knota, z małej maźniczki znajdującej się ponad panewką, bądź też za pośrednictwem poduszek dziurkowatych, przyciskanych do czopa od dołu i ssących olej ze spodniej części maźnicy. Szczegóły ustroju tych łożysk udoskonalają się niemal corocznie.

e) 1. **Smary** używane do łożysk i wogóle do części maszyn ślizgających się po sobie powinny być:

a) lepkie, to zn. przyklepać się do powierzchni smarowanych pomimo ciśnienia na nie działającego;

b) mechanicznie czyste, t. j. nie zawierać żadnych ciał obcych, zwłaszcza zaś żywic, które wytwarzałyby skorupę na powierzchniach smarowanych;

c) chemicznie czyste, t. j. nie zawierać kwasów, które nadgryzają tak części smarowane, jako też i sąsiednie;

d) trwałe, t. zn. zachowywać jak najdłużej swe przymioty smarne, nie rozkładając się pod wpływem tlenu powietrza, nie tracąc swej gęstości i ślizgkości wskutek ciśnienia i zmian temperatury (ciepło powstaje z pracy tarcia).

Najbardziej odpowiadają warunkom powyższym tłuszcze mineralne, dla tego też wyrugowały one z użycia tłuszcze roślinne i zwierzęce. Wobec różnorodności gatunków tłuszczy mineralnych, tak płynnych, jako też stałych i różnorodności warunków, w jakich pracują czopy w łożyskach, streszczamy wskazówki dotyczące wyboru smarów **mineralnych**:

a) do łożysk bardzo obciążonych najlepszym jest smar płynny, ślizki, nie zbyt rzadki (gęściejszy od oleju rzepakowego), lub też rzadki smar stały;

b) do zwykłych łożysk pędnianych, mało obciążonych smar płynny (nieco rzadszy od oleju rzepakowego);

c) do bardzo delikatnych części maszyn (np. maszyn do szycia, maszyn przędzalniczych i t. p.) bardzo rzadki, ślizki smar płynny.

Smary mineralne gęste stosują się przeważnie do łożysk czopów o małej ilości obrotów: zalecają one się tem, że tamują dostęp kurzu do czopa; trudniej natomiast wyregulować działanie smarowni do smaru gęstego niż do rzadkiego.

2. Z pośród mnóstwa oliwiarek do smaru płynnego na wyróżnienie zasługują oliwiarki kropelkowe, umożliwiające regulowanie ilości kropel spadających na czop, oraz ułatwiające wstrzymanie działania z chwilą postoju (w oliwiarkach z knotem lub igłą jest to prawie niemożliwe). W urządzeniach poważniejszych (np. szybach linowych w przędzalniach) oliwiarki kropelkowe do łożysk głównych stosują się niekiedy w układzie ześrodkowanym, składającym się ze zbiornika, w którym się zbiera smar spływający ze wszystkich łożysk, oraz pompki, która tłoczy go z powrotem do zbiornika górnego, skąd rozprowadza się ponownie rurkami do każdego ło-

żyska; między zbiornikiem dolnym, a pompką znajduje się odsącznik (filtr) do czyszczenia smaru.

Ze względu wszakże na prostotę całości urządzeń pędnianych zaczęto w ostatnich czasach stosować łożyska smarujące się samodzielnie, t. j. **samosmary**. Pierwotnie osadzano na czopie pierścien większej średnicy, który, zanurzając się w lepki smar, czerpał go ku górze. Ponieważ przy użyciu pierścienia osadzonego na czopie niezbędne są jeszcze części dodatkowe, któreby zgarniały smar w najwyższym punkcie, przeto więcej się rozpowszechniły luźno na czop nasunięte obrączki (średnica wewnętrzna $\approx 1,5$ średnicy czopa), lub łańcuszki. Smar unoszony, zwłaszcza wewnętrzną powierzchnią obrączki, przyliwa do czopa, a wskutek ssącego działania, pojawiającego się między czopem i panwią, dostaje się przez odpowiednie rowki w panewkach do powierzchni trących.

Zagłębienie w żłobie łożyska stanowi zbiornik smaru, a w łożyskach Sellers'a (rys. 326) zbiorniki nadlewają się do łożyska i mieszczą się nazewnątrz żłobu, przyczem stosują też dwie obrączki (łańcuszki) smarujące; oba zbiorniki łączą się ze sobą, gdyż olej może spływać nierównomiernie do każdego z nich. Na zbiornikach, zwłaszcza wewnętrznych, pożądane jest szkicikło wskazujące poziom smaru, który zmienia się co kilka tygodni.

f) 1. **Obliczenia łożysk** zasadzają się na ogólnych prawidłach nauki o wytrzymałości*), przyczem punktem wyjścia bywa nacisk na czop $P = kld$, (por. str. 489). Dla żelaza lanego gięcie bezpieczne $k_b = 360$ kg/cm²; przy zmianie kierunku i wielkości siły P , dobrać należy mniejszą wartość na k_b .

2. Ciśnienie bezpieczne k na panwię zależy od materiału czopa i panwi, oraz od przeznaczenia czopa i dobiera się w myśl danych str. 489.

3. Dla łożysk pędnianych, z panwiami ze spiżu lub białego metalu, a podtrzymujących czopy z żelaza kowalnego, o powierzchni zazwyczaj niezbyt ściślej i gładkiej, zakładać należy $k = 5$ do 10 kg zaś $w = 16000$. Tak małe wielkości dla k i w uzasadniają się tem, że przy puszczeniu w ruch nowej pędni w czopie powstać może ciśnienie 2 do 2^{1/2} raza większe od branego w rachubę, a to z powodu przedwstępnego wyprężenia lin lub pasów. Nadto nie bez wpływu są tu i osiadanie murów, drgania wałów i t. d. Łożyska już dotarte możnaby bardziej obciążać, dochodząc z wartością k do 25 kg/cm²; a z w do 40000.

W łożyskach Sellers'a i wogóle w panewkach z żelaza lanego (podług Radinger'a) k nie powinnyby przekraczać 3 do 4 kg/cm² **).

4. Łożyska wałkowe i kulkowe ***) obliczają się na podstawie danych doświadczalnych. Jeżeli P oznacza nacisk na czop w kg, z ilość wałków lub kulek, na które w danej chwili działa siła P ,

*) C. v. Bach, Maschinenelemente, 6 wyd. 1897, str. 441 i nast.

***) Joh. Radinger, Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, 3 wyd. 1892 str. 284 — 358.

*) C. v. Bach, Masch. Elem., 6 wyd., 1897, str. 458 i nast.

d ich średnicę (przy stożkach średnią średnicę), a l długość użytkową wałków, to, zakładając materiał odpowiedniej twardości, oraz wykonanie wałków lub kulek dające pewność równomiernego rozdziału siły P na i wałków lub kulek, możemy stosować wzory:

dla łożysk wałkowych:

$$P = c i l d,$$

dla łożysk kulkowych:

$$P = c i d^2,$$

przy stosunku $l : d < 5$.

Zabezpieczając się jeszcze od znaczniejszych odkształceń, można współczynniki c (w kg/cm^2) nadać wartości następujące:

- 1) do 25 dla wałków, a do 2,5 dla kulek z żelaza lanego między płaskimi płytami lanożelaznymi;
- 2) do 60 dla wałków, a do 6 dla kulek ze stali między płaskimi płytami stalowymi;
- 3) do 125 dla kulek z żelaza lanego w rowkach lanożelaznych;
- 4) do 300 dla kulek stalowych, toczących się w rowkach stalowych.

Dwie w końcu podane wartości warunkują się tem, aby rowki wygładzono i stłoczono należycie, tocząc w nich przez czas dłuższy kulki pod ciężarem wzrastającym stopniowo aż do krańcowego, oraz aby obydwa przekroje rowków były równymi łukami koła o promieniu $r \approx \frac{9}{16} d$.

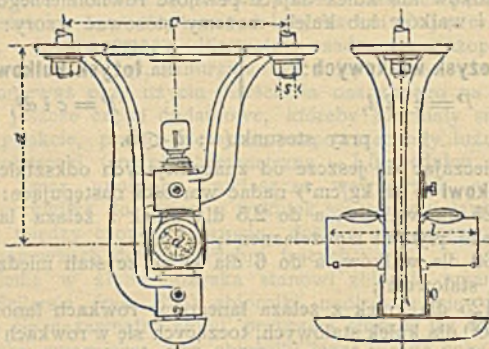
Wartości c należy brać tem mniejsze, im dłuższe są wałki, jak również im mniej prawdopodobnem jest, że ciężar rozłoży się jednakowo na wszystkie wałki lub kulki.

Rozpowszechnieniu się łożysk kulkowych w żorawiach, młocarniach, obrabiarkach, kołowcach, samojazdach i t. p. sprzyja ich względna taniłość: istnieją bowiem specjalne fabryki wyrabiające kulki stalowe, twardzone, polerowane, w średnicach od 3 do 50 m/m, z dokładnością do 0,01 m/m.

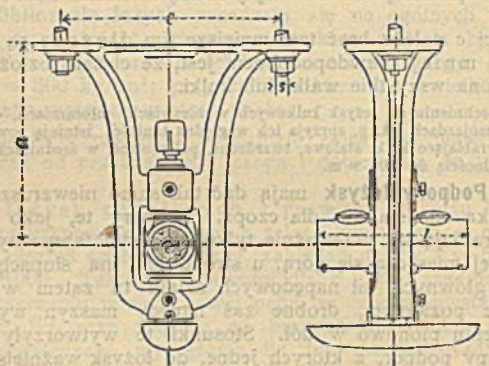
g) 1. **Podpory łożysk** mają dać tak samo niewzruszoną oporę łożysku, jaką ono stanowi dla czopa. Podpory te, jako oddzielne części, wyrabiają się przeważnie tylko do pełni fabrycznych, gdzie ponajczęściej mieszczą się górze, u stropu sal, na słupach i t. p.; większość głównych sił napędowych działa tu zatem w kierunku przybliżeniu poziomym, drobne zaś napędy maszyn wytwórczych w przybliżeniu pionowo w dół. Stosunki te wytworzyły dwa zasadnicze typy podpór, z których jedno, do łożysk ważniejszych, mają zabezpieczać przedewszystkiem od przesunięcia się w bok, drugie zaś, do łożysk podrzędniejszych, mają głównie dawać możność doprowadzania łożyska do właściwego poziomu. Amerykański typ łożysk Sellers'a (rys. 326) nadawał się do uproszczeń polegających na zaniku gniazda łożyskowego, łączącego się w jednym odlewie z właściwą podporą, wykonaną stosownie do miejsca przeznaczenia jako łożysko wiszące, wspornikowe ściennie, wspornikowe słupowe i t. p.

2. **Łożysko wiszące Sellers'a** (rys. 329, 330) posiada wahlivą pańnię osadzoną w grubych śrubach z żelaza lanego, dających możność jej podnoszenia lub opuszczania. Gwint śrub powinien być nacinany, bo gwint odlewany na surowo, jako nie dość dokładny,

Rys. 329.



Rys. 330.



dozwałyby na pewne przesunięcia górnej i dolnej panewki względem siebie w bok, co powodowałoby zaciskanie wała. Ustrój przedstawiony w rys. 330, przeznaczony na grube wały, ma obustronne zamknięcie panewek, co jednakże utrudnia montaż; budują zatem typ pośredni, w którym do łożyska według rys. 329 dodaje się śruba boczna, zamocowana w ramieniu wierzchnim, a dociągana naśrubkiem do ucha nadlanego do łąpy spodniej; podczas montażu śruba ta się wyjmuje, co pozwala wprowadzenie wała z panewkami z boku. Dla wałów o równych wymiarach muszą śruby trzymające łożysko być tem mocniejsze, im większy jest wyskok a , wraz z którym zwiększają się momenty gnące w punkcie osadzenia łożyska.

Z tego też względu łożyska o większych wyskokach otrzymują po dwie śruby w każdej łapie.

Łożyska wiszące stosują się na wały aż do 15 cm średnicy. Wymiary części stosowane są: $c = \text{od } (a + d) \text{ do } (a - 2d)$, średnio $a = c$, przy czym dla cienkich wałów bierze się $a = 25$ do 60 cm, dla grubszych $a = 50$ do 80 cm; s bywa o $\frac{1}{8}$ do $\frac{1}{4}$ cala ang. grubsze niż przy łożyskach Sellers'a (str. 511 i 512)

3. W miejscach, gdzie działa poważniejszy napęd w bok, łożyska wiszące zastępują **kozlami wiszącymi**, na których ustawia się kompletne łożysko. Mają one kształt litery U, na której dnie stoi łożysko, oklinowane między nadlewami dna. W razie konieczności podniesienia poziomego łożyska, podkłada się pod nie blaszki odpowiedniej grubości. Przekroje ramion muszą czynić zadość względem wytrzymałości przy najsilniejszym wyężeniu łożyska, przy czym dla łanego żelaza nie należy przekraczać naprężeń $k_z = 280 \text{ kg/cm}^2$. Co do śrub stosują się i tu również wskazówki z pod 2.

Rys. 331.

4. **Łożysko stojące** (rys. 331) jest odwróconem łożyskiem wiszącym. Bardzo dobre pod względem nastawiania środka wału, nie przedstawia ono jednak dostatecznego oporu przeciw parciom bocznym, a ponieważ jako stojące musi mieć (w większości wypadków) dodatkową podstawkę (por. rys. 325) spotyka się więc stosunkowo rzadko do wałów poniżej 10 cm śred.

Wymiary bywają:

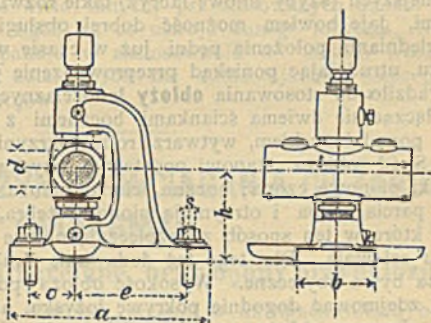
$$h = 2,5 d + 3 \text{ cm}; \quad c = 1,2 d + 1 \text{ cm};$$

$$e = 3 d = 3 \text{ cm}; \quad s = 0,25 d + 0,3 \text{ cm}.$$

a grubość s powiększa się do najbliższej wartości zaokrąglonej na całe ósenki cala ang.

$$b = 1,2 d + 3 \text{ cm}; \quad a = 4,2 d + 4 s + 4 \text{ cm}.$$

5. **Podstawka łożyska** przedstawiona w rys. 325 ma dwie wady zasadnicze: w razie konieczności zdjęcia łożyska, może się ona obruszyć na fundamencie, a nadto nie zabezpiecza fundamentu od smarów rozgryzających cement. Dobra podstawka łożyskowa powinna mieć wysokie obrzeże zatrzymujące smar, a wystające poza panewki wzdłuż i wszerz, które nadto przyczynia się do równomierniejszego rozkładu nacisku czopa na wielką powierzchnię muru; ma ona mieć mocne śruby własne, chwytające fundament na dostatecznej głębokości, a budowa jej powinna chronić lby śrub łożyskowych od zalania cementem przy podlewaniu całej podstawki. Ponieważ smary nie oddziałują szkodliwie na drzewo, więc podstawki stawiane na drzewie robią się przeważnie bez obrzeży na smar, a służą głównie do oklinowania łożyska klinami dębowymi lub żelaznymi; przy łożyskach wystawionych na wstrząśnienia miejsca wolne na kli-



ny zalewa się cynkiem. Gdy siły boczne są znaczniejsze, należy sprawdzać stateczność filara, na którym stoi podstawa i stosować śruby dostatecznej długości, a nadto podstawa otrzymuje wówczas występ poprzeczny od spodu, zabezpieczający ją od przesunięcia się po murze. Jeżeli w sąsiedztwie filara znachodzi się mur idący w kierunku wała, to można podstawkę zaopatrzyć u góry w nadlew, za który chwyta śruba, łącząca ją z owym murem. Tak samo można i filar z mocować ściągamami do muru, gdyby sam wydawał się za słabym.

Srednio bywa:

długość podstawki = ∞ 2 długości łożyska;

szerokość " = ∞ długości panwi + 5 cm;

wysokość " = ∞ 3 grubości śrub łożyskowych;

grubość śrub posadawnych (fundamentowych) = grubość śrub łożyskowych + $\frac{1}{8}$ do $\frac{1}{4}$ cala angielskiego.

6. Obłoża (skrzynie murowe). Gdy wał przechodzi przez mur, łożysko ustawia się w murze na podstawie, zasklepiając otwór od góry lub też pokrywając go belkami żelaznymi. Przy wałach poważniejszych (szyby linowe fabryk) takie rozwiązanie zaleca się przed innymi, daje bowiem możliwość dobrej obsługi łożysk. Konieczność uwzględniania położenia pędni już w czasie wznoszenia murów budynku, utrudniając poniekąd przeprowadzenie powyższej zasady, doprowadziła do stosowania **obłoża** lanożelaznych, w których podstawa, łącząc się dwiema ściankami bocznymi z płytą podtrzymującą mur ponad łożyskiem, wytwarza rodzaj skrzyni z przodu i tyłu otwartej. Spód obłoża stanowi podstawkę łożyska i przenosi na mur naciski pionowe czopa; boczne ścianki obłoża przenoszą na mur boczne parcia czopa i otrzymują pionowe żebra, które się obmurowywa i które w ten sposób zabezpieczają obłoża od przesunięć w kierunku osi wała. Dla tego też dodawanie śrub fundamentowych do obłoża bywa zbyt rzadkie. Wysokość obłoża powinna dozwalać nie tylko zdejmować dogodnie pokrywę łożyska, ale i wsadzać bezpiecznie głowę w obłoża, w celu przekonania się, czy smarowanie odbywa się prawidłowo. Wierzch obłoża nie tyle dźwiga mur nad otworem łożyskowym, co raczej zastępuje tylko krążyny dla przeskłapienia otworu; z tego też powodu szerokość jego może być względnie bardzo mała, o ile nie stosujemy obłoża z występami wysadzonymi poza obręb muru, na których stawiamy łożyska. Wówczas bowiem wierzch obłoża zabezpiecza je od obrotu około osi poziomej (prostopadłej do osi wała). Do wałów, otrzymujących (lub oddających) napęd na końcu niewspartym, stosują się obłoża dwułożyskowe, w celu ochronienia wała od drgań.

Ze względów przeciwpożarnych dobrze jest zamykać obłoża drzwiczkami lub zasuwami żelaznymi, zwłaszcza w ścianach przedzielających oddziały fabryki.

7. łożyska wspornikowe, różnią się od wiszących (rys. 329, 330) tem, że ramiona ich są przestawione o 90° i wykonane mocniej, t. j. z uwzględnieniem gięcia. Ponieważ zarówno mury fabryczne, jak i słupy, nie zawsze stoją ściśle w kierunku właściwej linii wałów, przeto stosowanie łożysk wspornikowych o stałym wysięgu wymaga nadzwyczajnej staranności przy budowie.

8. Dla tego też najczęściej stosują do pędni fabrycznej **wsporniki z oddzielnymi łożyskami** na nich ustawionymi. Możliwość przesuwania

nia łożyska po wsporniku ułatwia projektowanie, wykonanie i ustawianie pędni, a drobne różnice w poziomach usuwają się przez podkładki z blachy żelaznej pod łożyska. Z tych samych względów należy oddać pierwszeństwo wspornikom obejmującym słup żelazny, nad wspornikami mocowanymi na płaszczyznach nadlewanych umyślnie w tym celu na słupach. Płaszczyzny te mogą bowiem być poprzekęcane w rozmaitych kierunkach, jeżeli już nie przy formowaniu słupów, to przy ich ustawianiu.

Zazwyczaj śruby łożyskowe wystarczają do prawidłowego złączenia łożyska ze wspornikiem. Gdy jednakże na łożysko działają znaczniejsze siły boczne, to wsporniki powinny otrzymać nadlane występy dla dodatkowego oklinowania łożysk. Wsporniki słupowe pod ważniejsze łożyska nie przytwierdzają się samymi strzemiionami, lecz im się nadlewa całe łanc plecy, a szczelinę między nimi i słupem zalewa się cynkiem.

9. Oprócz powyżej opisanych, zasadniczych typów podpór pędnianych, istnieje jeszcze wiele innych, przystosowanych bądźto do warunków miejscowych, bądź też do ustroju danego łożyska. Największa różnorodność panuje w zastosowaniu do lekkich wałów, przy których małość sił działających nie zdoła ujawnić niebezpieczeństwa niektórych ustrojów.

III. CZĘŚCI MASZYN DO WCIĄGANIA CIĘŻARÓW (WCIĄGNIKI).

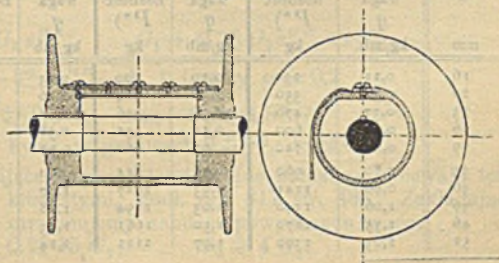
A. Pasy skórzane i parciane, oraz bębny przynależne.

Pasy z dobrej skóry rdzennej pracują w dźwigach (liftach) bezpiecznie pod obciążeniem 35 do 40 kg/cm² przekroju.

Pasy parciane, dwuosnownie tkane z konopi rosyjskich, około 4 mm grubości, można obciążać 70 do 80 kg/cm²; pasy 6 do 8 mm grube, czwórosnowne 60 do 70 kg/cm²; wreszcie pasy sześćrosnowne 55 do 60 kg/cm² przekroju. Szerokość pasów parcianych bywa do 60 cm.

Bębny. Średnica bębna ma być nie mniejsza niż 30 do 40-to krotna grubość pasa, którego koniec przytwierdza się do bębna, zaciskając go płaskownikem przyśrubowanym do bębna łbikami o łbach bardzo niskich (p. rys. 332). Celem ochrony tego złącza od zużywania się, powinny je zawsze pokrywać jeszcze jeden lub 2 zwoje pasa nawet przy najniższym położeniu ciężaru.

Rys. 332.



Dziurki na łbaki przebijają się w pasach skórzanych dziurniczką, w parcianych natomiast szydłem, rozszerzając następnie oczko tkaniny do potrzebnego prześwitu.

B. Liny, oraz przynależne koła i bębny.

a. Liny z przynależnościami.

1. Liny. Uwagi ogólne o linach konopnych p. str. 486. Do wciągania ciężarów używają się liny konopne, o przekroju kołowym lub płaskim, a wymiary ich podano w tablicy poniższej. Tablica ta wykazuje, że liny niemazane (niesmolone) znoszą nieco większe ciągnięcie aniżeli mazane i że liny z badeńskich konopi czesanych są wytrzymalsze od tańszych lin z czystych konopi rosyjskich. Taśmy linowe zszywają się z 4-ch do 6-ciu lin okrągłych, a znajdują zastosowanie przeważnie do wyciągów kopalnianych.

Oznaczamy przez:

P obciążenie bezpieczne (nośność) liny w kg,

d średnicę liny w cm,

D średnicę koła (wzgl. bębna), mierzoną od środka do środka liny w cm,

q wagę liny w kg/mb.

Liny, owijając się około kół, lub nawijając się na bębny, niszczą się tem więcej im mniejszy jest stosunek $D : d$.

Dla dźwigarek (wind) i wciągów (wielokrążków) należy zakładać: jeżeli okrągłe liny są nowe, luźno skręcone, gibkie i mazane (smolone):

$$P \cong 60 d^2, \text{ przy } D \geq 7 d,$$

dla lin zaś nowych, mocno skręconych, niemazanych:

$$P \cong 80 d^2, \text{ przy } D \geq 10 d.$$

Dla wyciągów kopalnianych zakłada się:

$$P = 60 d^2 \text{ do } 80 d^2, \text{ przy } D \geq 50 d \text{ do } 80 d.$$

Liny konopne do dźwigów (liftów)

według danych jednej z większych fabryk niemieckich.

Średnica liny d mm	Liny okrągłe, niemazane				Liny okrągłe, mazane			
	konopie badeńskie czesano		konopie rosyjskie zwykłe		konopie badeńskie czesano.		konopie rosyjskie zwykłe	
	waga q kg/mb	nośność $P^*)$ kg	waga q kg/mb	nośność $P^*)$ kg	waga q kg/mb	nośność $P^*)$ kg	waga q kg/mb	nośność $P^*)$ kg
16	0,21	230	0,20	200	0,23	200	0,22	176
20	0,32	350	0,31	314	0,36	314	0,35	275
23	0,37	470	0,36	416	0,43	416	0,42	363
26	0,53	600	0,51	531	0,58	531	0,56	464
29	0,64	740	0,62	660	0,70	660	0,70	578
33	0,80	960	0,78	855	0,90	855	0,87	748
36	0,96	1145	0,93	1017	1,07	1017	1,04	890
39	1,06	1340	1,03	1194	1,18	1194	1,15	1044
46	1,55	1870	1,50	1661	1,73	1661	1,68	1453
52	2,03	2390	1,97	2122	2,24	2122	2,18	1857

*) Według wskazówek fabryki nośność P oznaczono na $\frac{1}{8}$ obciążenia rozrywającego.

Liny z oddzielnych linek skręcane, mazłone z bażeńskich konopi czesanych			Taśmy linowe, mazłone z bażeńskich konopi czesanych			
średnica liny d mm	waga q kg/mb	nośność $P^*)$ kg	szerokość b mm	grubość s mm	waga q kg/mb	obciążenie rozrywające kg
59	2,67	4550	92	23	2,35	14812
65	3,70	5530	105	26	3,04	19110
72	4,00	6780	118	26	3,36	21476
78	4,80	7960	130	29	4,26	26390
85	5,60	9450	130	33	4,80	30030
92	6,40	11070	144	33	5,28	33264
98	7,46	12575	157	33	5,60	36267
105	8,53	14420	157	36	6,24	39564
			183	36	7,20	46116
			183	39	7,84	49959
			200	44	9,25	61600
			250	46	12,10	80500
			310	47	15,00	101600

*) Według wskazań fabryki nośność P oznaczono na $\frac{1}{6}$ obciążenia rozrywającego.

O stosunku naprężeń w linie nawijającej się i odwijającej, zależnych od sztywności liny i od tarcia w czopach, p. Dział VI, rozdział II; na str. 233 do 235 uwzględniono bowiem tylko stratność wynikającą ze sztywności lin.

2. Koła i bębny linowe. Najmniejszy stosunek $D:d$ w myśl str. 520. Rys. 333 przedstawia zwykle koło linowe, osadzone na osi; jeżeli ma ono chodzić luźno na wale, to powinno mieć dłuższą piastę. Wieniec ma rowek gładko wytoczony, w który lina układa się bez zakleszczania. Ciśnienia bezpieczne na jednostkę powierzchni piasty, względnie czopów dochodzą do ≤ 70 Rys. 333.
kg/cm² (żelazo lane na kowalnym).

Koła linowe zabierające wyłącznie tarcie linę nałożoną, gdy jeden jej koniec dźwiga kłatkę dźwigu (ważką G_1 kg), wraz z jej największym obciążeniem (ważcem Q kg), drugi koniec zaś przeciwwieźar (G_2 kg), powinny mieć, dla wienca według rys. 333, średnicę co najmniej $D = 32d$ do $40d$, aby tarcie liny o koło wystarczyło do przeniesienia siły obwodowej. W takich warunkach dla lin z konopi wyborowych nośność P może osiągać wartości $100d^2$.

Aby lina nie ślizgała się po kole, powinno być, w myśl str. 233:

$$G_2 \leq G_1 e^{\mu\pi}; \quad G_1 + Q \leq G_2 e^{\mu\pi}, \text{ czyli}$$

$$\frac{Q}{G_1} \leq e^{2\mu\pi} - 1, \text{ t. j. przy } \mu = 0,2$$

$$Q \leq 2,5 G_1, \text{ oraz } G_2 \leq 1,87 G_1.$$

Ponajczęściej Q bywa w granicach $1,5 G_1$ do $2 G_1$.

Koła linowe, mające zabierać tarcie linę nałożoną, miewają też wieniec z rowkami kliniastymi, podł. rys. 317 str. 486. Zakładając przytem $2\beta = 30^\circ$, otrzymujemy zamiast powyższych wzór:

$$Q \leq 15 G_1; \quad G_2 \leq 4 G_1.$$



Bębny linowe mają walec gładki i obrzeża na końcach. Grubość ścianki walca ze względów na wykonanie bywa $\geq 1,0$ do 1,2 cm, o ile przy dłuższych bębnach kręcenie i gięcie nie zniewoli do stosowania ścianek jeszcze grubszych. Długość bębna zależy od grubości i długości liny, jaka się na niego ma nawijać, przyczem kilka zwojów liny powinno zostawać stale nawiniętych na bębnie, aby nie nadwyżyć jej połączenia z bębniem. Złącze to składa się z pałaka (rys. 334) przyśrubowanego do bębna lub wraz z nim odlanego.

Rys. 334.



Aby nie narażać osi bębna na skręcanie, łączy się koło napędowe za pomocą śrub i występów bezpośrednio ze storcem bębna. Z tej strony storc bębna odlewa się zazwyczaj pełny, drugi zaś miewa otwory, celem wydlubania rdzenia z odlewu. Odchylenie liny od płaszczyzny prostopadłej do osi bębna powinno być jak najmniejsze, aby się zwoje liny prawidłowo układały na bębnie. By uniknąć takich znacznie większych odchyleń, stosują bądźto krążek naprowadzający linę, przesuwany się swobodnie w kierunku osi bębna, bądź też bęben krótszy, nawijając nań linę w kilka warstw.

Bębny, zabierające wyłącznie tarciem linę owiniętą wielokrotnie naokoło nich, opisano w Dziale VI, rozdz. II.

b. Liny druciane i ich przynależności.

1. Liny. Ogólne uwagi o linach podano na str. 481 i nast. Liny druciane do wciągania ciężarów wyrabiają o przekroju kołowym lub płaskim. Liny **okrągłe** różnią się od siebie ilością skrętek i dusz w nich zawartych, ilością skrętów nadawanych skrętkom na metr bieżący, grubością i ilością drutów, a wreszcie gatunkiem żelaza użytego na drut.

Liny **płaskie** robią się z kilku lin okrągłych, ułożonych obok siebie i ze sobą zeszytych. Zaletę ich stanowi gibkość większa niż liny okrągłej tego samego przekroju. Szerszemu zastosowaniu lin płaskich staje na przeszkodzie stosunkowo mała ich trwałość, wynikająca z niejednakowego wydłużania i zużywania się oddzielnych lin składowych.

Przy **wyborze ustroju liny** pamiętać należy, że, przy jednakowym materiale i jednakowym obciążeniu rozrywającym, lina jest tembardziej gibka, z im większej ilości cienkich drutów się składa, jak również o tem, że przez zastosowanie dusz konopnych, pomimo wzrostu średnicy liny, gibkość jej się powiększa. Dobrze zatem będzie, przed ostatecznym wyborem porozumieć się z fabryką lin i zasięgnąć jej rady.

Jeżeli przewiduje się rozgniatanie liny, skutkiem jej warstwowego nawijania się na bęben, to powiększenie giętkości liny przez obfitość dusz konopnych nie ma celu. Podobnie cienkość drutu w linie nie tylko przestaje być zaletą, a staje się wprost wadą, gdy lina podlega silnemu zużyciu przez tarcie lub rozgniatanie, zwłaszcza zaś liny kopalniane, wystawione na działanie wód kwaśnych, należałoby wykonywać z drutów możliwie najgrubszych, a w do-

datku cynkowanych lub ołowionych. O smarowaniu lin była mowa na str. 481.

Materiałem na liny druciane, oprócz wyżarzzonego drutu żelaznego lub besemerowskiego (o ciągnięciu zrywającym $K_z = 4000$ do 6000 kg/cm²), bywa przeważnie wisny drut ze stali tyglowej, o $K_z = 11500$ do 13000 kg/cm². Jedyne do większych ciężarów i głębokości wyciągowych w kopalniach stosują drut stalowy, o $K_z = 15000$ do 16000 kg/cm², w ostateczności zaś bardzo wisny drut stalowy, o $K_z = 18000$ do 20000 kg/cm². Zmniejszanie się rozciągliwości, towarzyszące wzrostowi wytrzymałości na ciągnięcie, skraca trwałość liny i wyklucza bezwarunkowo stosowanie kół o małej średnicy.

Zachowując oznaczenia podane na str. 484, oznaczając nadto przez S w kg siłę ciągnącą, jaka występuje w najbardziej wyteżonym przekroju liny, i zakładając dla drutu stalowego (p. str. 335) $E = 2150000$ kg/cm², otrzymamy w przybliżeniu **naprężenie całkowite** k_z (w kg/cm²), składające się z ciągnięcia σ_z i gięcia σ_b (por. str. 485), ze wzoru:

$$k_z \approx \frac{S}{i \cdot \frac{1}{4} \pi \delta^2} + 800000 \frac{\delta}{D}$$

Przy właściwym ustroju liny i wyborowym, wisnym materiale, naprężenia bezpieczne nie powinny przekraczać:

dla lin z drutu żelaznego i besemerowskiego:

$$k_z \text{ do } 1500 \text{ kg/cm}^2,$$

dla lin z drutu ze stali tyglowej w dźwigach osobowych:

$$k_z \text{ do } 2000 \text{ kg/cm}^2,$$

dla lin z drutu ze stali tyglowej w dźwigach wyłącznie towarowych:

$$k_z \text{ do } 3000 \text{ kg/cm}^2.$$

Wypadałoby się starać zawsze o to, aby naprężenie całkowite pozostawało znacznie poniżej podanych tu wartości, które przekraczają granice naprężeń uznanych zazwyczaj za bezpieczne (por. str. 335, 336), zwłaszcza jeżeli nie można uniknąć nawijania i wyginania liny na przemiany to w jednym, to w drugim kierunku. Przy wyborze całkowitego naprężenia bezpiecznego, trzeba zważyć jeszcze i na tę okoliczność, że za siłę S uważa się zazwyczaj tylko obciążenie statyczne liny, bez uwzględniania dynamicznego przyrostu tej siły, niezbędnego dla nadania przyspieszenia masom w chwili rozpoczynającego się wznoszenia ciężarów.

Jeżeli Q oznacza ciężar (w kg), który należy wnieść, l największą długość (w m) zwisającej części liny, q jej wagę (w kg/m), to dla liny złożonej z i drutów grubych na δ cm, otrzymamy:

$$S = Q + q l, \text{ oraz } q = 0,75 i \delta^2 \text{ do } 0,80 i \delta^2.$$

Na okrągłe liny **wyciągów** kopalnianych używa się zazwyczaj drutów grubości 1,4, najwyżej do 2,8 mm, aby mogło być: $D \geq 1000 \delta$. Jeżeli urządzenie wymaga koniecznie grubych drutów w linie, a zarazem kół o możliwie małej średnicy, to wyjątkowo tylko schodzi się poniżej $D = 1000 \delta$, a w ostateczności do $D = 500 \delta$.

Nadto średnicę kół D trzeba powiększać i w miarę wzrostu ilości i drutów danej grubości δ w linie, t. j. w miarę wzrostu grubości d samej liny: najlepszy stosunek jest $D \geq 100 d$; można go zmniejszyć kosztem trwałości liny do $D \geq 70 d$, lecz i w tym przypadku należy zachować jeszcze przynajmniej właściwy stosunek D do δ .

Druciane liny wyciągowe wyrabia jedna z największych fabryk niemieckich: okrągłe z drutów: $\delta = 1,4$ do $3,4$ mm; $i = 36$ do 180 ; $d = 13$ do 70 mm; $q = 0,55$

do 16,6 kg/mb: płaskie: $\delta = 1$ do 2 mm; $i = 120$ do 320; grubość $s = d = 9$ do 28 mm; szerokość $b = 38$ do 165 mm; $q = 1,0$ do 10,6 kg/mb.

Uwaga. Taż sama fabryka w cennikach swych podaje obciążenia rozrywające linę, równo sumie obciążeń rozrywających oddzielne druty. Rozrywanie próbne takich lin wykazało jednak wartości o 10% mniejsze od podanych w owym cenniku.

Ta sama fabryka do swych nader giętkich lin skręcanych z oddzielnych linek drucianych, ($\delta = 1$ do 2 mm; $i = 120$ do 294; $d = 20$ do 63; $q = 0,9$ do 11,5 kg/mb) dozwala stosować koła o średnicy $D = 400 \delta$, przyczem naprężenie k_s dochodzi do $1/4 K_s$. Krańcowych tych wartości nie należałoby jednakże stosować do lin z drutów $\delta = 1,6$ do 2 mm.

Liny do dźwigów nader giętkie, również z oddzielnych linek skręcane, wyrabia fabryka owa z drutu ze stali tyglowej, cynkowanego lub niepowleczonego, o wytrzymałości $K_s = 12000$ kg/cm². Liny te do bębnow małej średnicy, ($D = 250$ do 600 mm) miewają $\delta = 0,5$ do 1,2 mm; $i = 96$ do 252, $d = 9$ do 35 mm, $q = 0,18$ do 2,62 kg/mb. Dla lin powyższych stosownem będzie: $D \geq 500 \delta$, czyli $D \geq 28 d$ dla lin o $i = 96$, oraz $D \geq 18 d$ dla lin o $i = 252$ drutach *).

Jeżeli zastosowanie większych bębnow ($D = 500$ do 1500 mm) jest możliwe, to używa się lin grubości $d = 9$ do 25 mm, zawierających mniej ($i = 42$ do 144) lecz grubszych drutów ($\delta = 1,0$ do 1,6 mm). W miarę wzrostu grubości drutu dobiera się $D = 500 \delta$ do 940 δ . Liny te ważą: $q = 0,32$ do 2,19 kg/mb.

Z pośród rozmaitych rodzajów lin zasługują na uwagę **liny druciane, o skrętkach płaskich**, skręcanych z drutów okrągłych na rdzeniu z drutu płaskiego. Skrętki te skręcają się ze sobą około duszy konopnej, zalecając się większą powierzchnią wzajemnego przylegania; całe liny tak wyrobione ścierają się mniej niż zwykle. Jeszcze sztuczniejszy ustrój posiadają **liny skręcane spiralnie z drutu kształtowego**, bez duszy konopnej, o przekroju przystosowanym do średnicy liny w ten sposób, aby druty przylegały szczelnie do siebie, a nadto aby ich warstwa zewnętrzna tworzyła zupełnie gładką powierzchnię na linie. Ten układ i kształt drutów zabezpiecza linę od rdzewienia i ścierania się, a wrażliwość pęknięcia liny od rozczepierzenia się drutów. Liny te, nieposiadając duszy konopnej, mniej się wyciągają, nadają się zatem na prowadniki wyciągów kopalnianych, na liny nośne w kolejkach napowietrznych i t. p.

2. Bębny i koła do lin drucianych. O średnicach p. pod 1. **Koła** otrzymują rowek (rys. 335) głębokości 2,5 do 3 d , z dnem wytoczonym podług średnicy liny i niczem nie wykładanem. Gdy lina podlega znacznieszym odchyleniom w bok, np. przy zórawiach, rowek rozszerza się więcej ku obwodowi, aby się lina nie ścierała o jego krawędzie; w tych też razach stosują pałaki ochronne, zabezpieczające linę od wyskoczenia z rowka.

Rys. 335.



Bębny powinny mieć rowki śrubowo wytoczone o przekroju podług łuku obwodu liny, która ma się w nie układać. Odchylenie liny od jej położenia środkowego nie ma przekraczać 1 : 50, a więc odległość bębna od koła powin-

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1884, str. 710; oraz 1887, str. 371.

naby conajmniej być równą 25-krotnej długości bębna; w przeciwnym razie wypada stosować dodatkowy krążek naprowadzający linę, a przesuwać się w kierunku osi bębna.

Koła i bębny powinny być możliwie lekkie i dobrze wyrównane, aby przy nagłych zmianach prędkości, liny się po nich możliwie jak najmniej ślizgały.

3. **Zamocowanie** liny na bębnie do pałaka podl. rys. 334, str. 522. Końce lin mocuje się bądź to za pomocą specjalnych klamer z okiem, bądź też wytwarzając oka z samej liny, przez jej obwinienie około kliniasto ukształtowanej wstawki i przykleszczenie przyciętego końca do liny klamerkami i śrubkami *).

C. Łańcuchy, oraz przynależne krążki i bębny.

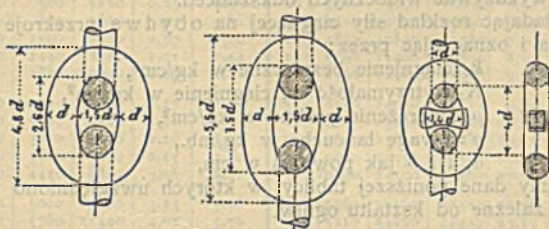
a. Łańcuchy kute z przynależnościami **).

1. **Łańcuchy** zwykle wyrabiają się z ogniw trzech zasadniczych kształtów: krótkich (rys. 336), długich (rys. 337) i z rozpórką (rys. 338). Zakładając ciężkość właściwą żelaza 7,8, oraz $d =$ średnicy

Rys. 336.

Rys. 337.

Rys. 338.



dnicy krągownika użytego na ogniwa w cm, otrzymamy: dla łańcucha krótkoogniwkowego wagę $q = 2,25 d^2$ kg/mb, dla łańcucha długoogniwkowego $q = 1,92 d^2$ kg/mb., dla łańcuchów o ogniwach z rozpórką $q = 1,98 d^2$ kg/mb.

Łańcuch krótkoogniwkowy, cięższy i droższy od pozostałych, jest zato od nich więcej giętki, podlega zatem mniejszemu gięciu na krążkach i bębnach małej średnicy. Rozpórka powiększa nośność łańcucha średnio o 12,5%; łańcuchy tego rodzaju stosują się przeważnie do kotwic.

Ogniwa grubych łańcuchów skuwają się z boku, a w łańcuchach cieńszych skuwają je z końcy; trwałość łańcucha ma się zwiększać przez układanie ogniw przy wyrobie łańcucha w ten sposób, aby twardy koniec skuwany jednego ogniwa zaczepiał się z takimże końcem ogniwa sąsiedniego, miękkie zaś końce wyginane aby podobnie zezepiały się tylko wzajemnie ze sobą ***).

*) Reuleaux, der Constructeur, 4-te wydanie 1882 — 1889, str. 736 i nast.

**) O łańcuchach walcowanych p. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1894, str. 944 i 1695, str. 1146.

***) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1891, str. 879.

Łańcuchy **dokładne**, t. j. o dokładnie równych ogniwach, używają się do dźwigarek, żorawi i wciągów, do żeglugi po łańcuchu itp. Każde ogniwo takiego łańcucha sprawdza się wzornikiem i doprowadza przez poprawki do ścisłego wymiaru.

Podziałką łańcucha l nazywa się duża oś prześwitu ogniwa, która się też równa wzajemnej odległości środków dwóch sąsiednich ogniw. Szerokość prześwitu b , jak widać z rys. 336 do 338, nie pozostaje w stałym stosunku do l , lecz zmienia się odpowiednio do przeznaczenia łańcucha, jako też bywa ona różną w różnych krajach; dla tego też, przed określeniem wymiarów gniazdek na obwodzie krążków gniazdkowych, przeznaczonych do takich łańcuchów dokładnych, wypada zasięgnąć od dostawcy łańcucha dokładnych wiadomości o poszczególnych wymiarach ogniw.

Siłę zrywającą łańcuch, t. j. obciążenie krańcowe, zrywające łańcuch, oznaczamy doświadczalnie, rozrywając 3 do 5-ciu ogniw odciętych z końca łańcucha. Z siły tej i przekroju ogniw obliczamy ciągnięcie rozrywające K_z (w kg/cm^2).

Sprawdzamy zaś nośność łańcucha przez zwiększone stosownie obciążenie próbne P_1 (w kg), za pomocą tłoczni hydraulicznej, bądź to całego łańcucha, bądź też, przy większych jego długościach, kolejno części jego (do 25 m odrazu); łańcuch po takiej próbie nie powinien wykazywać widocznych odkształceń.

Zakładając rozkład siły ciągnącej na obydwie przekroje ogniwa łańcucha i oznaczając przez:

k_z ciągnięcie bezpieczne w kg/cm^2 ,

K_z wytrzymałość na ciągnięcie w kg/cm^2 ,

p naprężenie próbne w kg/cm^2 ,

q = wagę łańcucha w kg/mb. ,

d , l i b jak powyżej w cm ,

otrzymamy dane poniższej tablicy, w których uwzględniono również i gięcie zależne od kształtu ogniw.

Rodzaj łańcucha	l	b	k_z	p	K_z	q
Łańcuchy do wyciągów (kopalnianych) . . .	3,5 d	1,5 d	318	1350	2400	1,92 d^2
" " żorawi i do ulinienia okrętów . . .	2,6 d	1,4 d	637	1350	2400	2,22 d^2
" " statków sygnałowych	4,0 d	1,4 d	637	1350	2400	1,78 d^2
" " pływaków na szlaku	8,0 d	3,5 d	300	400	1800	1,62 d^2
" " z rozpórką do kotwic	4,0 d	1,6 d	955	1800	2700	1,98 d^2

Materyałem na wyrób łańcuchów bywa miękkie, wisne żelazo spawalne, o wytrzymałości na ciągnięcie $K_z = 3500$ do 3600 kg/cm^2 i rozciągnięciu $\varphi = 12$ do 20% (dla próbek okrągłych, 200 mm długich).

Nośność, czyli **obciążenie bezpieczne** P (w kg) łańcucha nowego, krótkoogniwkowego (bez rozpórek), wykonanego starannie z wyborowego żelaza, o średnicy d (w cm), może wynosić, według C. v. Bacha, przy stosowaniu bębnow i krążków o średnicy $D \geq 20 d$:

$P = 1000 d^2$ w łańcuchach rzadko wyteżanych ($k_z = 637 \text{ kg/cm}^2$),

$P \approx 800 d^2$ w łańcuchach często używanych ($k_z \approx 509 \text{ kg/cm}^2$),

$P \approx 500 d^2$ w łańcuchach dźwigarek parowych ($k_z \approx 318 \text{ kg/cm}^2$).

Nowe łańcuchy dokładne, w celu możliwie długotrwałego zachowania dokładności ich podziałki, t. j. aby ogniwa wpadały dokładnie w przynależne gniazda krążków łańcuchowych, wypada obciążać znacznie słabiej, biorąc za ledwie $\frac{5}{8}$ powyżej podanych wartości.

Łańcuchy używane obciąża się jeszcze mniej, stosownie do stopnia przetarcia i odkształcenia się ich ogniw.

Krótkoogniwkowe łańcuchy bez rozpórek, do żórawi i okrętów, jednej z fabryk niemieckich.

Łańcuchy nie dokładne, Długość przeswitu ogniw $l = 2,5 d$; szerokość przeswitu $b = 1,25 d$ do $1,5 d$. Naprężenie bezpieczne $k_2 = 637 \text{ kg/cm}^2$, przy rozkładzie siły ciągnącej na oba przekroje ogniwa, t. j. $f = 2 \frac{\pi d^2}{4}$. Obciążenie bezpieczne $P = 1000 d^2$ (jeżeli d w cm); obciążenie próbne $P_1 = 2,25 P$; obciążenie rozrywające $P_2 = 4,5 P$. Waga łańcucha $q \approx 2,25 d^2$.

d	P	P_1	P_2	f	q	d	P	P_1	P_2	f	q
mm	kg	kg	kg	cm ²	kg/mb	mm	kg	kg	kg	cm ²	kg/mb
5	250	560	1120	0,39	0,56	20	4000	9000	18000	6,28	9,00
6	360	810	1620	0,57	0,81	21	4410	9920	19840	6,93	9,92
7	490	1100	2200	0,77	1,10	22	4840	10890	21780	7,60	10,89
8	640	1440	2880	1,01	1,44	23	5290	11900	23800	8,31	11,90
9	810	1820	3640	1,27	1,82	24	5760	12960	25920	9,05	12,96
10	1000	2250	4500	1,57	2,25	25	6250	14060	28120	9,82	14,06
11	1210	2720	5440	1,91	2,72	26	6760	15210	30420	10,62	15,21
12	1440	3240	6480	2,26	3,24	28	7840	17640	35280	12,32	17,64
13	1690	3800	7600	2,45	3,80	30	9000	20250	40500	14,14	20,25
14	1960	4410	8820	3,08	4,41	33	10890	24500	49000	17,11	24,50
15	2250	5060	10120	3,53	5,06	36	12960	29160	58320	20,36	29,16
16	2560	5760	11520	4,02	5,76	39	15210	34220	68440	23,89	34,22
17	2890	6500	13000	4,54	6,50	43	18490	41600	83200	29,04	41,60
18	3240	7290	14580	5,09	7,29	46	21160	47620	95220	33,24	47,61
19	3610	8120	16240	5,67	8,12	49	24010	54020	108040	37,71	54,02

Nośność krańcowa łańcuchów dokładnych.

$d =$	4,5	5	6	7	8	9	9,5	11	13	14,5	16	18	20	25	30 mm
$P =$	125	155	225	300	400	500	565	750	1050	1300	1600	2000	2500	3900	5600 kg

Kierunek nawoju łańcucha (jak i każdego wogóle ciągną) powinien być niezmienny, aby łańcuch, wchodząc na bęben lub krążek, nie przeginał się w kierunku odwrotnym, jak na krążku lub bębnie poprzednim. Takie zmiany kierunku, powodując przemienne naprężenia gnące, wymagałyby przynajmniej stosownego zmniejszenia obciążeń łańcucha.

Do natychmiastowego złączenia ogniw łańcucha zerwanego używa się ogniwek składanych, wykonanych w ten sposób, aby przechodziły po krążkach i bębnach równie gładko jak ogniwa zwykłe.

łańcuchy dokładne i przynależne krążki gniazdkowe.

Średnica żelaza w łań- cuchu d mm	Podział- ka l mm	Krążki gniazdkowe															
		Górna liczba oznaczna średnicę obwodu podziałowego $2r$ w mm Dolna " " ilość zębów z															
4,5	16	{	102														
			10														
5	18,5	{	72	83	95	118	(212)	(283)	(365)								
			6	7	8	10	(18)	(24)	(31)								
6	18,5	{	72	83	95	118	130	142	187	200	(212)	(234)	(283)	(353)	(365)	(376)	(420)
			6	7	8	10	11	12	16	17	(18)	(20)	(24)	(30)	(31)	(32)	(36)
6	20	{	166	179	204	255	281	(357)	(484)	(637)							
			13	14	16	20	22	(28)	(38)	(50)							
7	22,5	{	73	85	100	115	143	172	187	286	(387)	(458)	(616)	(740)	(859)		
			5	6	7	8	10	12	13	20	(27)	(32)	(43)	(52)	(60)		
8	22,5	{	73	85	100	115	143	158	244	258	286	316	(387)	(458)	(616)	(740)	(859)
			5	6	7	8	10	11	17	18	20	22	(27)	(32)	(43)	(52)	(60)
9	25	{	82	97	128	160	176	239	319	430	573						
			5	6	8	10	11	15	20	27	36						
9,5	31	{	100	120	159	198	238	316	336	360	395	436	593				
			5	6	8	10	12	16	17	18	20	22	30				
11	30	{	98	135	192	211	268	287	382	422	574	680	1471				
			5	7	10	11	14	15	20	22	30	36	77				
13	36	{	117	162	185	207	253	276	321	345	458	551	826				
			5	7	8	9	11	12	14	15	20	24	36				
14,5	42,5	{	165	218	272	320	380	407	860								
			6	8	10	12	14	15	32								
16	48	{	156	186	216	275	337	490									
			5	6	7	9	11	16									
18	54	{	175	210	243	277	311										
			5	6	7	8	9										
20	62,5	{	200	242	281	320	360										
			5	6	7	8	9										
22	62,5	{	243	282	321	361	479	796									
			6	7	8	9	12	20									
25	72	{	236	279	325	370	415										
			5	6	7	8	9										
30	80	{	361	411													
			7	8													

Uwaga. Podziałka l łańcucha, jest długością przeswitu jego ogniwi. Liczby objęte nawiasem odnoszą się do kół napędzanych łańcuchem ręcznie.

2. Krążki i bębny. Krążki łańcuchowe, o $D \geq 20 d$, z brzegami obustronnie skośnie ściętymi, t. j. dwustożkowymi, przedstawia rys. 341. Zmniejszają one gięcie w ogniwach, dając im korzystne podparcie. Obrzeża boczne stosują się jedynie

w razie niespokojnego biegu łańcucha, albo przy znacznym odchyleniu bocznym kierunku łańcucha od płaszczyzny krążka.

Rys. 339 przedstawia krążek z obrzeżami dla łańcucha, którego

ogniwa układają się na krążku pod 45° do jego płaszczyzny.

Rys. 339.



Rys. 340.



Rys. 341.



Bębny łańcuchowe powinny mieć rowek zwoisto odlany, o przekroju według rys. 341 lub 339. Skok zwoju rowka na bębnie = szerokości zajmowanej przez łańcuch + 0,3 do 0,6 cm; $D \geq 20 d$; najmniejsza grubość ścianek bębna 1,2 cm (por. str. 522). Długość bębna, ile możliwości, taka, aby się łańcuch nie nawijał nań warstwami. Umocowanie końca łańcucha do bębna wedl. rys. 340, przyczem, aby nie wyteżać złącza, powinny zawsze pozostawać jeszcze 1 lub 2 zwoje łańcucha na bębnie, nawet gdy łańcuch odwinął się na największą długość potrzebną.

Stosunek między siłą P i ciężarem Q , w zależności od krążków i bębnow łańcuchowych, omówiono w dziale VI, rozdz. II.

Bębny łańcuchowe w dźwigarkach można zastąpić **kołami gniazdkowymi** do łańcuchów dokładnych, a korzyść stąd osiągnięta polega i na znacznym zmniejszeniu ramienia ciężaru i na możliwości stosowania łańcuchów dowolnej długości, niezależnie od długości bębna. Koła gniazdkowe nadają się nadto do ręcznego napędu łańcuchowego ($d = 5$ do 10 mm) z dowolnej odległości, przyczem kierunek siły ciągnącej może pozostać niezmiennym. Siła, z jaką robotnik ciągnie łańcuch, bywa ≤ 30 kg.

Oznaczając przez l podziałkę łańcucha, przez z ilość gniazdek w kole, otrzymamy promień obwodu podziałowego ze wzoru:

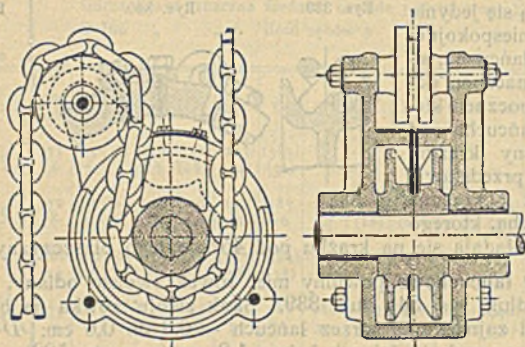
$$r = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{l}{\sin \frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}}\right)^2},$$

podług którego obliczono tablicę na str. 528.

Łańcuch powinien obchwytywać przynajmniej połowę obwodu pracującego krążka gniazdkowego, a w celu dopełnienia tego warunku należy stosować krążki (rys. 342) lub pałaki kierownicze dla łańcucha, który schodzi z krążka pracującego. Wskutek sprężystego

wydłużenia zakleszczają się niekiedy ogniwa łańcucha w gniaздkach, a do ich wyrwania z gniaздek stosują oddzielne wygarniacze (rys. 342).

Rys. 342.



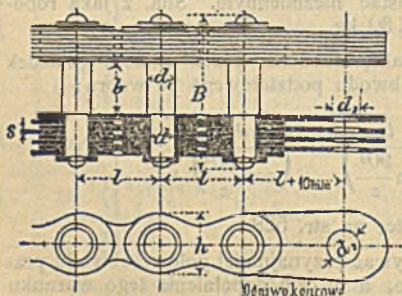
b. Łańcuchy przegubowe z przynależnościami.

Łańcuchy przegubowe należy dobrze smarować, a używa się je zazwyczaj do krążków (lub wałów) uzębionych. Krążki kierownicze bywają tarczami nieuzębionymi, na których układają się sworznie przegubów łańcucha. Oznaczając przez l teoretyczną długość ogniwa łańcucha, przez z ilość zębów na krążku, otrzymamy jego promień:

$$r = \frac{l}{2 \sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}$$

1. Łańcuchy Gall'a. Sworznie stalowe z zatoczonymi czopikami, płytki ze stali lub z miękkiego, wisnego żelaza spawalnego. Dźwigny łańcuchy Gall'a, według typu przedstawionego w rys. 343, miewają przy starannem wykonaniu nośność bezpieczną, podaną w tablicy, a dochodzącą $\frac{1}{5}$ obciążenia rozrywającego. Zastępują one z powodzeniem dokładne łańcuchy ogniwkowe. Napędne łańcuchy Gall'a stosują się przy prędkościach aż do $v = 3$ m/sek. Celem zabezpieczenia przegubów od zużycia, na sworznie nasadzają ścielnie przylegające tuleje połączone na moc z wewnętrznymi płytkami, podczas gdy sworznie wewnętrzny łączy się na stałe z płytkami zewnętrznymi (rys. 344).

Rys. 343.



I. Dźwigne łańcuchy Gall'a

Jednej z fabryk niemieckich.

P oznacza nośność bezpieczną w kg; *i* ilość płytek; *q* wagę łańcucha w kg/mb., pozostałe oznaczenia podano w rys. 343.

P	l	i	s	h	d	d ₁	b	B	d ₂	q	Uwagi
kg	mm		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg/mb.	
100	15	2	1,5	12	4	5	12	23	6	0,7	Sworznie za- nitowane, bez podkład- dek.
250	20	2	2	15	6	7,5	15	28	9	1,0	
500	25	2	3	18	8	10	18	38	12	2,0	
750	30	4	2	20	9	11	20	45	13	2,7	
1000	35	4	2	27	10	12	22	50	15	3,8	Sworznie zaui- towane, z podkład- kami.
1500	40	4	2,5	30	12	14	25	60	18	5,0	
2000	45	4	3	35	14	17	30	67	21	7,1	
3000	50	6	3	38	17,5	22	35	90	26	11,1	
4000	55	6	4	40	21	24	40	110	32	16,5	
5000	60	6	4	46	23	26	45	118	34	19,0	
6000	65	6	4	53	24	28	45	125	36	24,0	
7500	70	8	4,5	53	26	32	50	150	40	31,5	
10000	80	8	4,5	65	30	34	60	165	45	34,0	
12500	85	8	5	70	31	35	65	180	47	44,8	
15000	90	8	5,5	75	34	38	70	195	50	51,1	Sworznie przezo- nitowe.
17500	100	8	6	80	36	40	75	208	54	58,1	
20000	110	8	6	85	37	43	80	215	56	74,4	
25000	120	8	6,5	100	40	45	90	235	60	83,3	
30000	130	8	7	106	45	50	100	255	.	100,0	

II. Napędne łańcuchy Gall'a

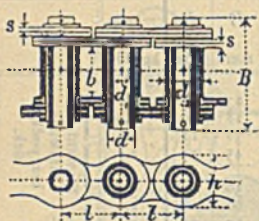
Jednej z fabryk niemieckich.

P oznacza siłę przenoszoną bezpiecznie przez łańcuch w kg; *i* ilość płytek; *q* wagę łańcucha w kg/mb., pozostałe oznaczenia podano w rys. 344.

P	l	i	s	h	d	d ₁	d ₂	b	B	q	Uwagi
kg	mm		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg/mb.	
100	20	2	2	14	6	.	10	14	30	1,6	Sworznie pełno zainitowane, z podkładkami.
150	20	2	3	16	7,5	.	12	16	38	2,2	
200	25	2	3	21	9	.	14	18	40	2,5	
300	30	2	3,5	25	11	.	17	20	46	3,9	
400	35	2	4	27	12	.	18	22	50	4,1	Sworznie wy- drążone, z pierścieniami z przelotnymi.
500	40	2	4	30	14	.	20	25	54	4,6	
750	45	2	5	35	16	.	22	30	64	6,7	
1000	50	2	6	38	18	.	26	35	72	9,0	
1500	55	4	4	40	20	.	28	45	97	13,0	
2000	60	4	5	46	24	16	32	50	113	15,7	
2500	65	4	5	53	28	20	36	55	120	18,0	
3000	70	4	5	60	32	24	40	60	125	19,5	
4000	80	6	4,5	65	34	26	44	70	146	27,2	
5000	90	6	4,5	75	36	26	48	80	156	33,0	

W ten sposób tylko wewnątrz tulei trze się o zewnętrzną powierzchnię sworzni, stanowiąc razem przegub. Jak widać z tablicy, sworznie mniejszych łańcuchów kończą się nakówkami; w łańcuchach większych natomiast na końce sworzni osadzają się pierścienie przelone (rys. 344); same sworznie zaś robią wydrążone, by zmniejszyć wagę łańcucha.

Rys. 344.

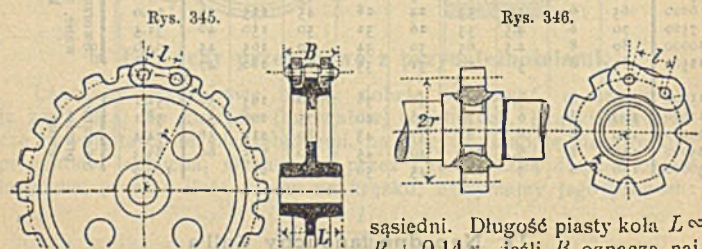


Pamiętać należy, że łańcuchy Gall'a można łączyć w obwód zamknięty, tylko gdy liczba przegubów jest parzysta.

Wały (rys. 346) i koła uzębione (rys. 345) do łańcuchów Gall'a mają po bokach występy obwodowe, na które kładą się brzozy płytek. Wały takie odkuwają ze stali, koła zaś odlewają z lanego żelaza lub stali. Ilość zębów bywa $z = 8$ do 80, a zarysem zęba jest łuk koła, zatoczony ze środka wrębu, przeznaczonego na sworznie

sąsiedni. Długość piasty koła $L \approx B + 0,14r$, jeśli B oznacza największą szerokość łańcucha (rys. 343), a r promień obwodu podziałowego, podług wzoru podanego na str. 529.

2. Oprócz przegubowych łańcuchów płytkowych (Gall'a) istnieją jeszcze różne typy przegubowych łańcuchów napędnych, przeznaczonych do podnośników i t. p. Przeważnie ogniwa dają się swobodnie ze siebie wyjmować, co ułatwia wymianę ogniw zniszczonych. Nośność łańcuchów takich pozostaje w zależności od ich materiału; najczęściej wyrabiają je z wisnego żelaza kutolanego, sworznie zaś niekiedy ze stali, a natenczas przy należytem smarowaniu ciśnienie powierzchniowe w sworzniach może bezpiecznie dosięgać wartości $k = 60 \text{ kg/cm}^2$.



Rys. 345.

Rys. 346.

3. Porównanie lin żelaznych z łańcuchami. Liny żelazne, w porównaniu z łańcuchami o ogniwach spawanych, teje nośności, są znacznie tańsze, odznaczają się biegiem spokojniejszym i przedstawiają większe bezpieczeństwo przeciw zerwaniu się. Wymagają one natomiast wielkiej średnicy kół i bębnow, oraz niszcą się szybko. Łańcuchy są droższe, lecz trwalsze; najdroższymi są dokładne łańcuchy ogniwkowe, oraz łańcuchy przegubowe, które stosują zamiast lin do dźwigania ciężarów, gdy chodzi o zmniejszenie średnicy bębna lub koła.

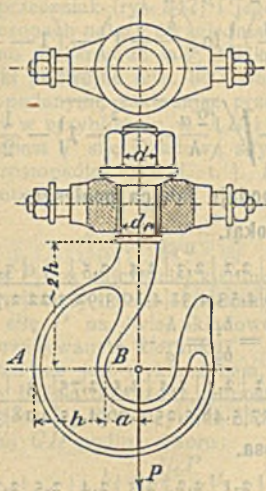
3. Porównanie lin żelaznych z łańcuchami. Liny żelazne, w porównaniu z łańcuchami o ogniwach spawanych, teje nośności, są znacznie tańsze, odznaczają się biegiem spokojniejszym i przedstawiają większe bezpieczeństwo przeciw zerwaniu się. Wymagają one natomiast wielkiej średnicy kół i bębnow, oraz niszcą się szybko. Łańcuchy są droższe, lecz trwalsze; najdroższymi są dokładne łańcuchy ogniwkowe, oraz łańcuchy przegubowe, które stosują zamiast lin do dźwigania ciężarów, gdy chodzi o zmniejszenie średnicy bębna lub koła.

3. Porównanie lin żelaznych z łańcuchami. Liny żelazne, w porównaniu z łańcuchami o ogniwach spawanych, teje nośności, są znacznie tańsze, odznaczają się biegiem spokojniejszym i przedstawiają większe bezpieczeństwo przeciw zerwaniu się. Wymagają one natomiast wielkiej średnicy kół i bębnow, oraz niszcą się szybko. Łańcuchy są droższe, lecz trwalsze; najdroższymi są dokładne łańcuchy ogniwkowe, oraz łańcuchy przegubowe, które stosują zamiast lin do dźwigania ciężarów, gdy chodzi o zmniejszenie średnicy bębna lub koła.

D. Haki i ucha.

1. Przeważnie stosują haki pojedyncze (rys. 347), podwójne zaś tylko do bardzo znacznych ciężarów (rys. 350).

Rys. 347.



Rys. 348.



Jeżeli P oznacza największe obciążenie haka w kg,
 k_2 ciągnienie (naprężenie) bezpieczne materiału w kg/cm²,
 r promień krzywosci osi ciężkości haka (w płaszczyźnie AB) w cm,
 y odległość pasków dF od poziomej osi ciężkości nn , niebezpiecznego przekroju AB , w cm,
 a promień gardzieli haka oraz inne wymiary) w cm,
 to dla przekroju niebezpiecznego AB (rys. 347 i 348) otrzymamy:

$$P = k_2 \frac{a}{e_1} \int_{y=e_1}^{y=r-e_2} \frac{y \cdot dF}{r+y}$$

Dla przekrojów zazwyczaj używanych: prostokąta, trapezu i elipsy i przy założeniu, że kształt haka będzie w przybliżeniu czynił zadość warunkowi $r = a + e_1$, równanie powyższe można uprościć do:

$$b_1 = \frac{P}{k_2 a} C;$$

spółczynnik C ma wartości następujące:

dla przekroju prostokątnego:

$$\frac{1}{C} = -2 + \left[1 + \frac{2a}{h} \right] \left[\ln \left(\frac{h}{a} + 1 \right) \right];$$

dla przekroju trapezowego:

$$\frac{1}{C} = -\frac{(1+\beta)^2}{(2+\beta)\beta} \frac{3}{2} + \left[1 + \frac{3(1+\beta)}{2+\beta} \frac{a}{h} \right] \cdot \left[\left\{ \frac{1}{\beta} + \left(1 - \frac{1}{\beta} \right) \left(1 + \frac{a}{h} \right) \right\} \ln \left(\frac{h}{a} + 1 \right) - \left(1 - \frac{1}{\beta} \right) \right];$$

dla przekroju eliptycznego:

$$\frac{1}{C} = \pi \left[\left(1 + \frac{2a}{h} \right) \left\{ \frac{2a}{h} + 1 - \sqrt{\left(\frac{2a}{h} + 1 \right)^2 - 1} \right\} - \frac{1}{2} \right].$$

Wartości współczynnika C podaje tablica poniższa:

1. Prostokąt.

$h : a =$	1	1,5	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	3,5	4
$C =$	12,59	7,25	5,76	5,39	5,07	4,79	4,53	4,31	4,10	3,92	3,22	2,75	2,41

2. Trapez (jeżeli $\beta = \frac{b_1}{b_2} = \frac{h}{a} + 1$).

$h : a =$	1	1,5	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,75	3	3,5	4
$C =$	15,0	8,96	7,25	6,85	6,42	6,05	5,77	5,48	5,25	5,06	4,55	4,18	3,59	3,28

3. Elipsa.

$h : a =$	1	1,5	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,75	3
$C =$	21,51	12,58	10,07	9,41	8,89	8,47	7,96	7,58	7,23	6,92	6,24	5,73

Obliczając wymiary haka, należy przedewszystkiem wybrać prześwit a gardzieli haka, a mianowicie:

dla haków do lin $a = 0,75 d$ do d , jeżeli $d =$ średnicy liny,

dla haków do łańcuchów $a = d$ do $1,5 d$, jeżeli $d =$ grubości żelaza w ogniwie;

dalej zakłada się stosunek $h : a =$ około 2 do 3,

a nadto dla przekroju trapezowego $\frac{b_1}{b_2} = \beta$, przyczem pożądanem jest $\beta = \frac{h}{a} + 1$;

obliczywszy współczynnik C lub dobrawszy go z tablic powyższych, otrzymamy największą szerokość haka:

$$b_1 = \frac{P}{k_2 a} C, \text{ przyczem}$$

dla żelaza spawalnego, w wyborowym, wisnym gatunku można liczyć $k_2 \leq 1000 \text{ kg/cm}^2$.

Zewnętrzna średnica gwintu d (rys. 347) w cm, oblicza się (w myśl str. 435) ze wzoru:

$$P = 300 d^2 \text{ do } 240 d^2.$$

Przy zastosowaniu podkładki (rys. 347) średnica szypuły haka bywa: $d_1 = d + 0,4$ cm.

Szypuła powinna mieć dostatni luz w obsadzie. Należy ją wogóle zabezpieczyć od gięcia, które w niej powstaćby mogło wskutek często nieuniknionego, ukośnego działania siły. Jeżeli więc hak wisi, np. w silnie obciążonym, luźnym krążku wciągu wielokrążkowego, to należałoby zawieszać poprzecznik obsady na przegubach działających w dwóch kierunkach, albo też wytoczyć kulisto górną część otworu obsady i takiz kształt nadać dolnej powierzchni podkładki pod nasrubkiem szypuły.

Poprzecznik (rys. 347) i jego czopy oblicza się na gięcie, a nadto w czopach należy uwzględniać ciśnienie, powierzchniowe, które nie powinno przekraczać $k \geq 100$ kg/cm².

Haki podwójne (rys. 350) obliczamy, posilkując się wzorami powyżej podanymi, zakładając przekrój niebezpieczny w przybliżeniu w AB i wprowadzając zamiast P siłę składową siły P_1 , działającą prostopadle do AB , t. j. $P_1 \sin \varphi$, poczem otrzymamy:

$$b_1 = \frac{P_1 \sin \varphi}{k_2 a} C.$$

Siła P_1 ma najczęściej kierunek ukośny do linii środkowej haka; oznaczamy ją, rozkładając siłę P na dwie składowe, działające w przewidywanym kierunku.

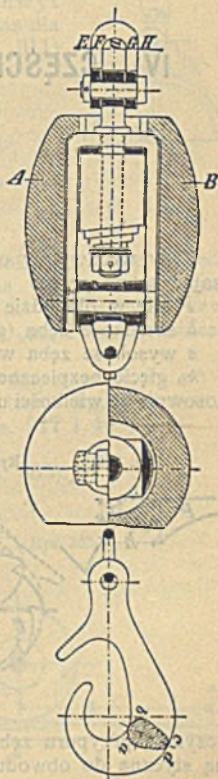
Jeżeli nie jest wykluczonem, że hak podwójny będzie obciążony jednostronnie połową ciężaru $\frac{1}{2} P$, to wypada nadto sprawdzić przekrój CD podług wzoru:

$$b_1 = \frac{\frac{1}{2} P}{k_2 a} C.$$

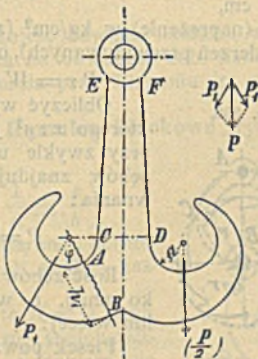
Jeżeli ciężar podnosimy na znaczną wysokość, a dźwignica stoi nisko, to haki otrzymują nadwagę, aby zdołały ściągnąć na dół łańcuch lub linę.

Udoskonalone urządzenie z taką nadwagą przedstawiono w rys. 349: oprawę haka zaopatrzone w sprężynę wewnętrzną, łagodzącą wstrząśnienia; przez górne ucho oprawy przetyka się linę, a kawałek łańcucha ≈ 1 m długości, wstawiony między hak i dolne ucho przyłączone do pałaka sprężyny, ułatwia branie ciężaru na hak.

Rys. 349.



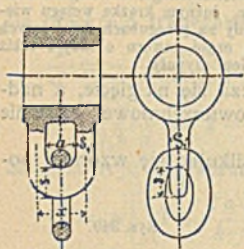
Rys. 350.



2. W ucha, rodzaju przedstawionego w rys. 351, wczepiają się końce liny lub łańcucha, np. przy wciągach. Szerokość prześwitu gardzieli a dobiera się podług grubości liny lub żelaza łańcuchowego d . Oznaczając przez P ciężar największy w kg, przez s wysokość, a przez s_1 szerokość przekroju eliptycznego w cm, wreszcie przez x (p. rys. 351) odległość podpór — otrzymamy w myśl sposobu obciążenia 5 (p. str. 374) równanie:

$$\frac{1}{8} P x = W k_b \approx 0,1 s_1 s^2 k_b,$$

z którego obliczamy s , zakładając naprężenie $k_b = 900$ dla zwykłego żelaza spawalnego, a wymiar s_1 dowolnie, np. $s_1 = d$.



IV. CZĘŚCI MASZYN WSTRZYMUJĄCE (WSTRZYMNIKI).

A. Wechwyty.

a. Wechwyty zębate.

Zęby wechwyków obliczają się na gięcie (a nie na cięcie). Oznaczając zatem przez:

P siłę w obwodzie w kg,

b szerokość zęba (grubość koła) w cm,

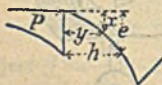
e wysokość zęba w cm,

k_b gięcie bezpieczne (naprężenie) w kg/cm² (zazwyczaj $k_b \leq 300$, stosownie do wielkości uderzeń przewidywanych), otrzymamy (rys. 352):

$$P x = W k_b = \frac{1}{6} b y^2 k_b.$$

Rys. 352.

Rys. 353.



Obliczyć wypada przekrój, dla którego $x : y^2$ jest największością; przy zwykle używanych zarysach zębów znajduje się e lub b z równania:

$$P = b e \frac{k_b}{4}.$$

Ilość zębów bywa 8 do 12, rzadko mniej, a wyjątkowo tylko 20 lub więcej:

Piesek powinien się łatwo zślizgiwać ku środkowi koła po płaszczyźnie przyporu zęba. Płaszczyzna ta powinna zatem z płaszczyzną styczną do obwodu koła tworzyć kąt większy niż $90^\circ +$ kąt tarcia. Warunkowi temu czynimy zadość, obierając za skrajny punkt

przyporu (rys. 353) punkt C , leżący na przecięciu się obwodu koła wechwyutowego z kołem o średnicy AB , przechodzącym przez środki osi A i B . Styczna, przeprowadzona z punktu C do koła, opisanego promieniem $0,3 r$ do $0,4 r$ około środka B , wyznaczy pożądany kierunek płaszczyzny przyporu.

b. Wechwyty zakleszczające.

W przeciwstawieniu do zębatych działają one bez hałasu, a stosują się głównie u niektórych mechanizmów podsuwających.

Jeżeli μ jest współczynnikiem tarcia (p. str. 217 i 469), to zakleszczenie warunkuje się (kąt γ podług rys. 354) wzorem:

$$\operatorname{tg} \gamma < \mu.$$

Zakładając $\mu = 0,10$ do $0,15$ otrzymujemy z wzoru tego γ najwyżej 5° do 8° . Celem powiększenia tak małego kąta stosuje się najczęściej wechwyty w rowek kliniasty (p. str. 469), a natenczas dla kąta pochylenia ścianek rowka 2α (por. rys. 311) będzie:

$$\operatorname{tg} \gamma < \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha},$$

czyli, np. dla $\mu = 0,10$ do $0,15$, oraz $\alpha = 15^\circ$,

• będzie: $\gamma \approx 15^\circ$ do 20° .

Rys. 354.



B. Hamulce.

Koła hamulcowe osadzają się wedle możliwości na wale napędowym, a jeżeli wał ten jest przesuwany, to na wale następnej przystawki. Ponajczęściej wystarczają wówczas do zwyczajnych dźwigni tarcze hamulcowe, o średnicy 30 do 40 cm. Poniżej oznaczać będziemy przez:

K nacisk na rękojeść dźwigni hamulca w kg,

P siłę hamowaną na obwodzie koła hamulca w kg,

μ współczynnik tarcia przy ślizganiu (p. str. 217 i 469).

a. Hamulce klockowe (rys. 355).

Mamy:

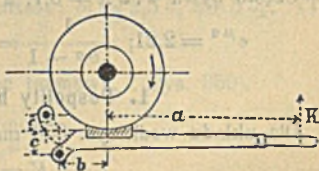
$$K = P \frac{b}{a+b} \left(\frac{1}{\mu} \pm \frac{c}{b} \right).$$

Rys. 355.

Znak — dotyczy kierunku obrotu wskazanego w rysunku, znak + zaś odwrotnego.

Jeżeli $b : c = \mu$, to $K = 0$, czyli że hamulec staje się samohamownym, wszakże $b : c$ dobiera się zawsze nieco większe niż μ .

Układ dźwigni, wrysowany kropkowano, dałby wartość $c = -c$, czyli:



$$K = P \frac{b}{a+b} \left(\frac{1}{\mu} \mp \frac{c}{b} \right).$$

Jeżeli klocek kliniasty wciska się w takiż rowek na obwodzie koła, to we wzorach powyższych μ zastępuje się wartością:

$$\frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}, \quad (\text{p. str. 469}).$$

b. Hamulce stożkowe.

Stosują się rzadko oddzielnie, najczęściej przy wciągach ślimaczych. W myśl wzorów ze str. 469, będzie:

$$K = P \frac{b \sin \alpha + \mu \cos \alpha}{a \mu},$$

przyczem a oznacza ramię siły K , b odległość osi stożka od punktu obrotu dźwigni hamulcowej, α zaś połowę wierzchołkowego kąta stożka.

c. Hamulce taśmowe.

Oprócz powyżej podanych, wprowadzamy tu oznaczenia:

e podstawa logarytmów naturalnych (p. str. 40 i 233)

α kąt łuku opiętego taśmą hamulca, wyrażony w mierze łukowej,

s grubość, a b szerokość taśmy hamulcowej, w cm,

k_s bezpieczne ciągnięcie w taśmie w kg/cm².

Na zasadzie wzorów wyprowadzonych na str. 233, będzie:

1) dla obrotu w lewo (strzałka 1 w rys. 356):

$$\text{siła wyprężająca taśmę lewą } S_1 = P \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}, \text{ prawą } S_2 = P \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1};$$

2) dla obrotu w prawo (strzałka 2 w rys. 356):

$$\text{siła wyprężająca taśmę lewą } S_1 = P \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}, \text{ prawą } S_2 = P \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Przekrój taśmy hamulcowej określa się z największej siły, jaka wypręża ją:

$$bs = \frac{P}{k_s} \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Grubość s należy brać z zapasem, uwzględniając ścieranie się taśmy, jednak s nie większe niż 0,3 cm, a $b \geq 8$ cm.

Wartość $e^{\mu\alpha}$ dla $\mu = 0,18$ i dla rozmaitych stosunków $\alpha : 2\pi$ podano w ostatniej rubryce tablicy na str. 232.

Często bywa $\alpha : 2\pi = 0,7$, a natenczas dla $\mu = 0,18$ otrzymamy:

$$e^{\mu\alpha} = 2,21; \quad \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} = 0,83; \quad \text{oraz} \quad \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = 1,83.$$

1. Pospolity hamulec taśmowy.

Dla układu wedł. rys. 356 mamy:

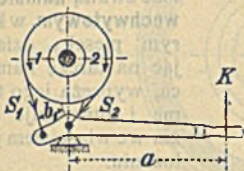
$$K = \frac{S_1 b_1}{a};$$

a dla układu wedł. rys. 357 będzie:

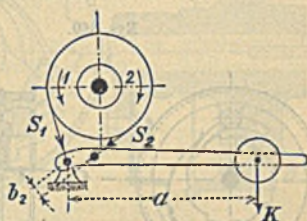
$$K = \frac{S_2 b_2}{a}$$

Siła K na rękojęść dźwigni będzie najmniejsza, gdy przyczepimy do dźwigni mniej wyprężony koniec taśmy; przy odwrotnym przy-czepieniu hamowanie będzie natomiast spokojniejsze.

Rys. 356.



Rys. 357.



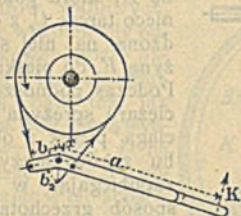
2. Hamulec różnicowy. (Rys. 358).

Mamy tu:
$$K = \frac{S_1 b_1 - S_2 b_2}{a} = \frac{P b_1 - b_2 e^{\mu \alpha}}{a e^{\mu \alpha} - 1}$$

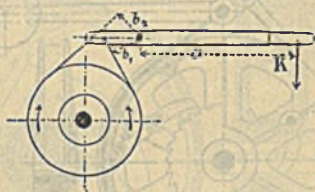
Siła K może być dowolnie mała, równocześnie wszakże hamo-wanie staje się bardzo niejednostajnem.

Dla $b_1 \leq b_2 e^{\mu \alpha}$ wartość K staje się $= 0$ lub ujemną, a hamu-lec samohamownym, b_1 dobiera się jednak nieco większe od $b_2 e^{\mu \alpha}$.

Rys. 358.



Rys. 359.



Przy $\alpha : 2\pi = 0,7$ zaleca się wartość: $b_1 = 2,5 b_2$ do $3 b_2$. (Ta-blica dla $e^{\mu \alpha}$ p. str. 232).

3. Dwukierunkowy hamulec taśmowy. (Rys. 359).

Zakłada się tu: $b_1 = b_2$; i otrzymuje:

$$K = \frac{P b_1 e^{\mu \alpha} + 1}{a e^{\mu \alpha} - 1}$$

Siła K w stosunku do P bywa tu bardzo znaczna, to też hamulce taśmowe są w tym przypadku nie o wiele korzystniejsze od hamulców klockowych, które zalecają się bardziej prostotą swej budowy.

d. Hamulce wechwytowe i korby zabezpieczone.

1. Wechwyty łączy się z hamulcem ponajczęściej w jedną całość zwaną hamulcem

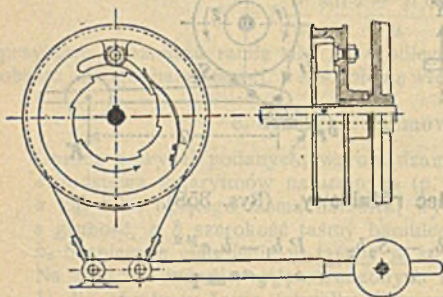
wechwytowym, w którym pieśak, działając na tarczę hamulca, wypręża jego taśmę i utrzymuje ciężar we właściwym położeniu.

Celem opuszczenia ciężaru zluźnia się nieco hamulec, pozostający pozatem zazwyczaj w stanie wyprężonym.

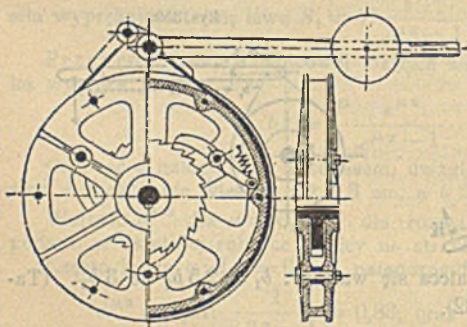
Rysunki 360, 361 i 362 przedstawiają kilka układów takich hamulców wechwytowych. W hamulcu rys. 362, między tarczą E i zabierem A umieszczono sprężynę D , która pokręca nieco tarczę C , z osadzoną na niej sprężyną I' , do pieśaka B . Podczas podnoszenia ciężaru sprężyna wyciąga pieśak z obrotu zębów tarczy E , zapobiegając w ten sposób grzechotaniu, jakie pojawia się w innych wstrzyownikach tego rodzaju. *)

2. Osadzając na wale dźwignicy, między korbą i zębniem, sprzęgło cierne, którego jedna połówka ma wstrzyownik pieśkowy (wechwytowy), otrzymujemy tak zwaną

Rys. 360.



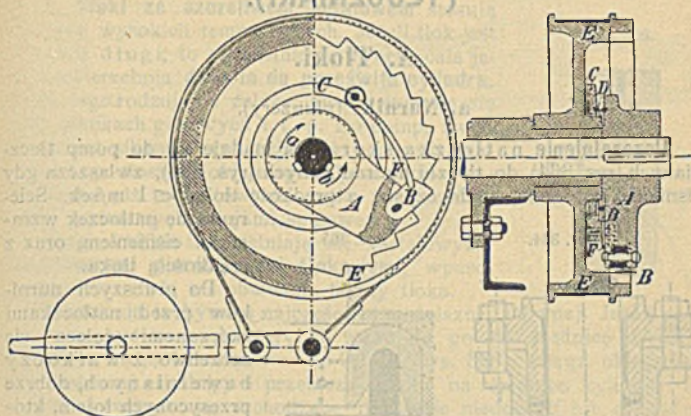
Rys. 361.



*) Ad. Ernst, Die Hebezeuge. 2 wydanie, Berlin 1895, J. Springer.

korbę zabezpieczoną, która się podczas opuszczania ciężaru nie kręci, lecz działa jako hamulec. *)

Rys. 362.

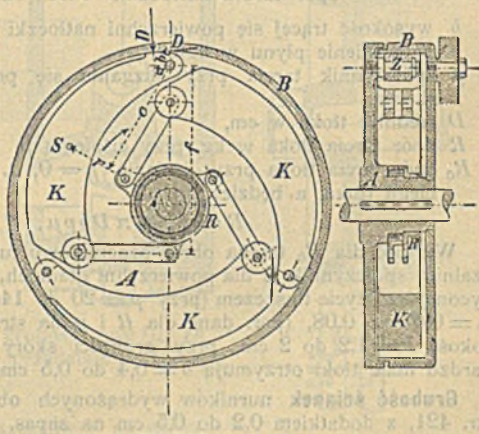


e. Hamulce samodiałające, czyli odśrodkowe. *)

Hamulce te hamują samodzielnie po przekroczeniu pewnej, określonej prędkości opadania ciężaru, stosują się zatem jako hamulce bezpieczeństwa w dźwigach i t. p. Budowa

ich opiera się zazwyczaj na zastosowaniu ciężarów wahliwych, które wskutek siły odśrodkowej bądźto naprężają taśmę hamulcową, bądź też, jak w rys. 363, cisną swymi występami *D* na wewnątrz walca *B* i, powodując w ten sposób tarcie, hamują. Prędkość opadania (ilość obrotów hamulca) można nastawiać przez naprężanie lub odprężanie skrętnej sprężyny *R*.

Rys. 363.



*) Ad. Ernst, Die Hebezeuge. 2 wydanie, Berlin 1895, J. Springer.

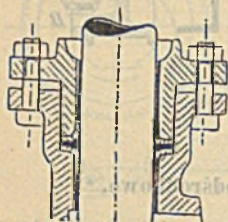
V. TŁOKI, TŁOCZYSKA I DŁAWNICE (TŁOCZNIAKI).

A. Tłoki.

a. Nurniki (plunzery).

Uszczelnienie natłoczką skórzaną nadaje się do pomp tłoczni-
anych (rys. 364), do tłocznii hydraulicznych (rys. 365), zwłaszcza gdy
ciśnienie jest duże, woda czysta, a prędkość tłoka < 1 m/sek. Ście-
ranie się natłoczek wzra-
sta z ciśnieniem, oraz z
prędkością tłoka.

Rys. 364.



Rys. 365.



Do grubszych nurni-
ków przed natłoczkami
skórzanymi zaleca się
uszczelnienie z warkoczy
bawełnianych, dobrze
przesyconych olejem, które,
poczynając już od
4 atm. ciśnienia, wyka-
zują znacznie mniejszy
opór tarcia niż szczeliwa
samodziałające.

Opór tarcia natłoczki. Niech oznacza:

b wysokość trącej się powierzchni natłoczki w cm,

p naciśnienie płynu w kg/cm^2 ,

μ współczynnik tarcia przy ślizganiu się powierzchni tłoka po
skórze,

D średnicę tłoka w cm,

R opór tarcia tłoka w kg, przy ciśnieniu p ,

R_0 opór tarcia tłoka przy ciśnieniu $p = 0$, t. j. podczas jałowego
biegu tłoka, a będzie:*)

$$R = R_0 + \pi D b p \mu.$$

Wartość dla R_0 trzeba obrać szacunkowo lub oznaczyć doświad-
czalnie; współczynnik μ dla powierzchni gładkich, oraz dla skóry prze-
syczonej należy użyć tłuszczem (przy $p = 20$ do 140 atm.) bywa około:
 $\mu = 0,07$ do 0,08, (por. dane dla R i μ na str. 219). Starczy wy-
sokość $b = 1,2$ do 2 cm, przy grubości skóry $s = 0,4$ do 0,6 cm;
bardzo małe tłoki otrzymują $b = 0,4$ do 0,5 cm, a $s \approx 0,15$ cm.

Grubość ścianek nurników wydrążonych oblicza się według 2.,
str. 421, z dodatkiem 0,2 do 0,5 cm na zapas.

*) C. v. Bach, Zeitschr. d. V. d. Ing., 1886, str. 155.

b. Tłoki tarczowe.

1. Tłoki tarczowe, z natłoczkami skórzanymi (rys. 366) stosują się do czystej wody o temperaturze $< 30^{\circ}$ i do 5 atm. ciśnienia.

2. Tłoki ze szczeliwem metalowym stosują się przy wysokich temperaturach. Jeżeli tłok jest bardzo długi, to uszczelnienie tworzy cała jego powierzchnia dotarta do przeswitu cylindra. Tłoki tego rodzaju, z żelaza lanego, spotyka się przy silnikach gazowych i t. p. Do pomp, zwłaszcza zaś sikawek (rys. 367), i do pomp skraplaczy i t. p. stosują tłoki ze spiżu, pracujące w cylindrach bądź to spiżowych, bądź też przynajmniej wyłożonych tulejami spiżowymi.

Tłoki krótkie uszczelniają się metalowymi, szczelnymi pierścieniami tłokowymi, wpasowanymi w rowki na obwodzie tarczy tłoka.

Pierścienie te bywają najczęściej lanożelazne (żeliwne). Jeżeli pierścień ma być samoprężny, to toczy się go na średnicę większą, wycina z niego kawałek $a = \approx 0,1 D$, (rys. 368), ściąga okleszczką do właściwej średnicy i przetacza zlekka na średnicę cylindra D . Przedziały zakrywają zachodzące na siebie niedocinki lub oddzielna wkładka. Przedziały kilku pierścieni na jednym tłoku powinny się mijać nawzajem.

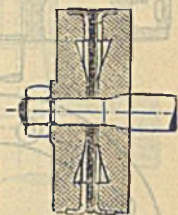
Wymiary pierścieni zależą od budowy tłoka. Pierścienie nasadzone na tłok całkowity (rys. 368) otrzymują albo grubość jednolitą: $s \geq \frac{1}{30} D$, albo też grubość największą: $s \geq \frac{1}{25} D$, która się stopniowo zmniejsza ku przedziałowi, aż do wartości $0,7 s$.

Wysokość $b = 2s$.

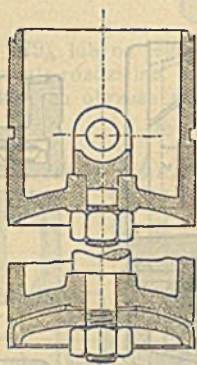
Pierścienie nasadzone na tłok rozdzielny, po zdjęciu oddzielnej pokrywy (rys. 377), miewają grubość $s = \frac{1}{20} D$, zmniejszającą się na przedziale do $0,7 s$, $b = s$ do $1,5 s$, $a = 0,075 D$.

Jeżeli pierścienie szczelninowe nie są samoprężne, to zakłada się pod nie pier-

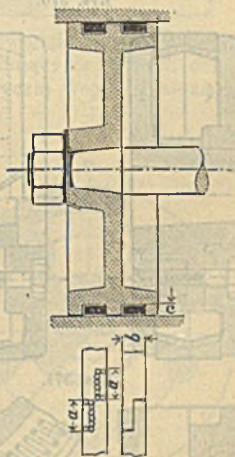
Rys. 366.



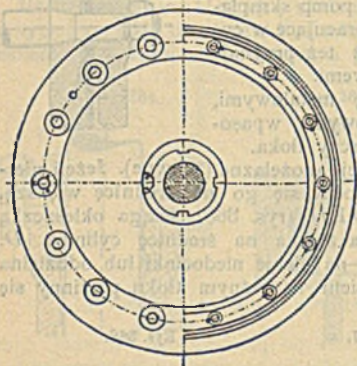
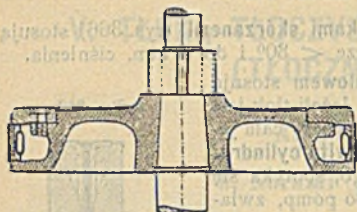
Rys. 367.



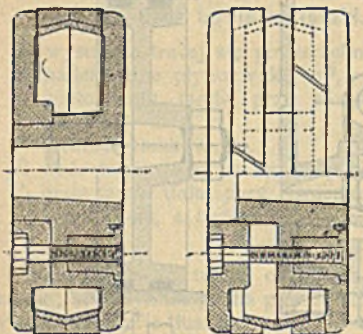
Rys. 368.



Rys. 369.



Rys. 370.



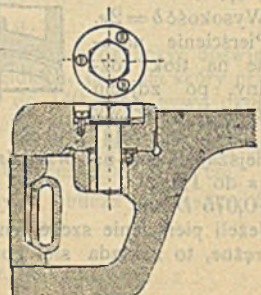
Rys. 371.



Rys. 372.



Rys. 373.

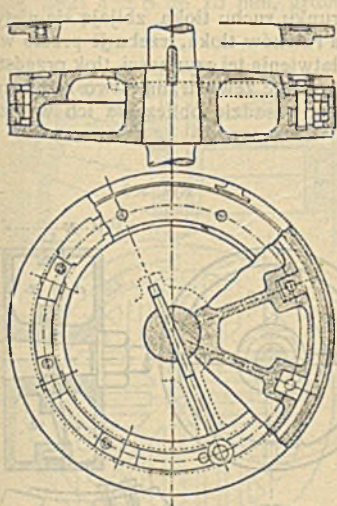


ścien rozprężny, który przyciska je zazwyczaj równocześnie i do cylindra i do boków zatoczeń tłoka (w kierunku osi). Rys. 370 przedstawia układ, w którym wyprężenie powstaje wskutek ściągnięcia śrubami pokrywy tłoka. W układzie rys. 372 kliniki wyprężają sprężynę falistą. Sprężyna zwijana śrubowo w pierścieniu, elipsowata (rys. 373) lub trapezowata (rys. 371).

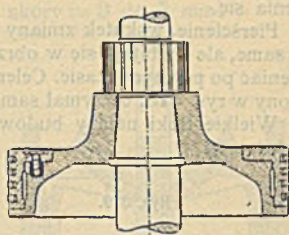
Kadłub tłoka bywa bądź to wklęsły, a natenczas odkuwany, lub dwuwklęsły, (p. rys. 368), bądź też wydrążony. Tłoki wklęsłe stosują przeważnie z odlewu stalowego (tłok szwedzki, do stojących silników parowych, zwłaszcza na parowcach p. rys. 368, 369, 373, 375, 376). Tłoki wydrążone odlewa-

ją się albo w całości z żelaza lanego (rys. 374), a natenczas ziemie formierską wydlubuje się przez otwory rdzeniowe, zostawione w pia-

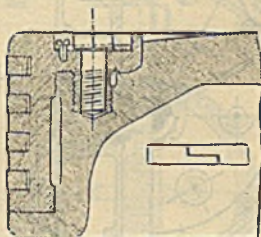
Rys. 374.



Rys. 375.



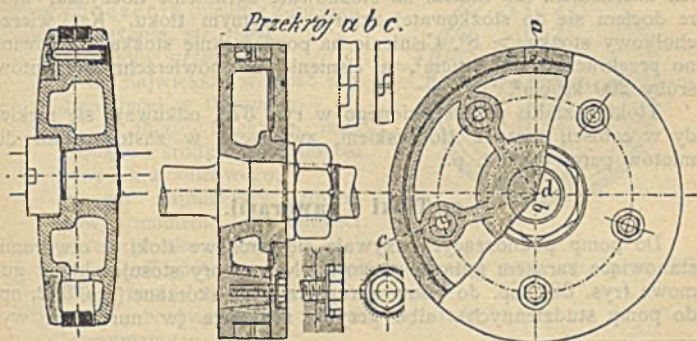
Rys. 376.



ście, denku tłoka (rys. 379), lub na jego obwodzie (rys. 377); albo też tłoki wydrążone bywają rozdzielne, składające się z dwóch denek, (rys. 370, 378, 380), których obrzeża zazwyczaj wspólnie służą za

Rys. 377.

Rys. 378.



opory pierścieniem tłokowym. Denka te łączą się ze sobą łbikami o naśrubkach wykonanych ze spiżu, ze względu na rdzewienie, a po-

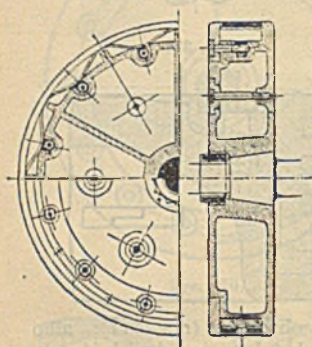
siadają one nadto dziury gwintowane na śruby odporowe. Często naśrubek tłoczyska służy zarazem za złączniak obu połówek tłoka (p. rys. 380).

Wszystkie śruby należy jak najstaranniej zabezpieczać od rozluźnienia się.

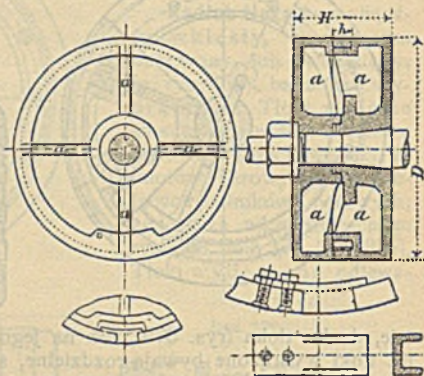
Pierścienie, wskutek zmiany kierunku ruchu tłoka, zbijają się nietylko same, ale i wbijają się w obrzeża rowków tłoka, trzeba je przeto wymieniać po pewnym czasie. Celem ułatwienia tej czynności, tłok przedstawiony w rys. 375, otrzymał sam całą część zewnętrzną łatwo zamienną.

Wielkie tłoki należy budować na zasadzie obliczenia ich wytrzymałości. *)

Rys. 379.



Rys. 380.



Osadzenie tłoków na tłoczysku dokonywa się przez dociśnięcie ich naśrubkiem lub klinem na stożkowate zgrubienie tłoczyska, które dociera się do stożkowatej dziury w samym tłoku. Kąt wierzchołkowy stożka $> 8^{\circ}$. Ciśnienie na powierzchnię stożka nie powinno przekraczać 400 kg/cm^2 , a ciśnienie na powierzchnię gwintów śruby 200 kg/cm^2 .

Tłoki kształtu przedstawionego w rys. 375, odkuwają się niekiedy w całości, wraz z tłoczyskiem, zwłaszcza w zastosowaniu do młotów parowych i t. p.

c. Tłoki z zaworami.

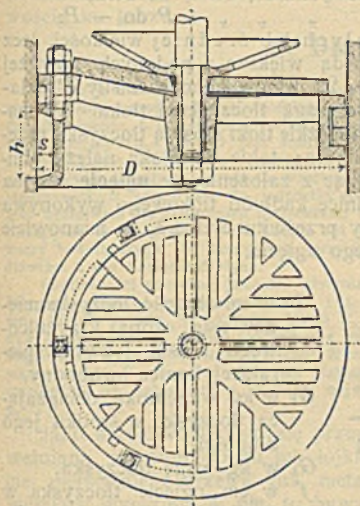
Do pomp podnoszących używają się tarczowe tłoki z otworami, stanowiące zarazem gniazdo zaworu. Na zawory stosują: kłapy gumowe (rys. 331, np. do pomp skraplaczy) lub skórzane (rys. 332, np. do pomp studziennych), albo grzybki metalowe (w nurnikach wy-

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. Wytrzymałość i tarcie tłoków parowych. 1893 r. str. 1084 i 1890 r. str. 85.

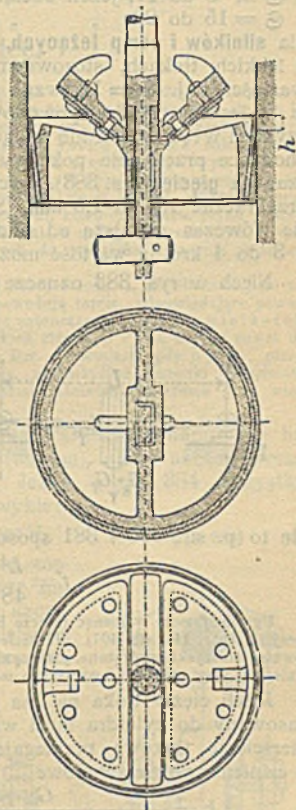
drażonych, np. pomp Rittinger'a). Przekrój otworów powinien być dostateczny dla przepływu wody.

Wysokość uszczelnienia (rys. 381) $h = 4\sqrt{D}$, a grubość jego $s = \sqrt{D}$, jeżeli h , s i D w mm. Wysokość uszczelniająca natłoczki (rys. 382) $h = 8$ do 15 mm, grubość skóry = 3 do 5 mm.

Rys. 381.



Rys. 382.



B. Tłoczyska.

Tłoczyska pracują ponajczęściej na wyboczenie (według 2-go sposobu obciążenia, str. 346).

Oznaczamy przez:

P w kg największą wartość siły działającej w tłoczysku,

l w cm długość tłoczyska, mierzona od środka tłoka do osi czopa krzyżulcowego,

J w cm^4 najmniejszy, równokowy moment bezwładności przekroju tłoczyska,

E w kg/cm^2 spólczynnik sprężystości danego materiału (p. str. 331, 333 i nast.),

\mathcal{S} stopień bezpieczeństwa przeciw wyboczeniu, a otrzymamy:

dla tłoczyska pełnego, o średnicy d w cm,

$$P = \frac{\pi^2 E J}{l^2 \mathcal{S}} \approx \frac{E}{2 \mathcal{S}} \cdot \frac{d^4}{l^2};$$

Kollmann'a: Tłoczysko odkute krzywo, ze strzałką równą przewidywanemu ugięciu, ustawiamy na tokarce krzywością ku górze, podpierając je na właściwej odległości L , i obciążając we właściwym miejscu ciężarem G_k , poczem toczymy je nożem krążącym dokoła niego.

Rozumie się, że przy składaniu silnika tłoczysko trzeba założyć w takim samym położeniu, w jakim leżało na tokarce, t. j. krzywością ku górze.

C. Dławnice.

Tarcie w dławnicach, podług H. Lang'a (p. str. 219), niezależne od wysokości uszczelnienia, pozostaje w zależności od współczynnika tarcia μ (odnoszącego się do jednostki obwodu, t. j. wyrażonego w kg/cm), oraz od ciśnienia p płynu i wyraża się wzorem: $R = \mu p D \pi$, jeżeli D jest średnicą tłoczyska. Podług Gallner'a natomiast, (p. str. 542) tarcie R pozostaje w zależności i od tarcia R_0 przy biegu jałowym i od wysokości uszczelnienia, a wyraża się wzorem: $R = R_0 + \pi D b p \mu$, w którym, rozumie się, współczynnik μ odnosi się do jednostki pola i wyraża się w kg/cm². Wzór Gallner'a jest właściwym dla uszczelnień natłoczkami skórzanemi, które ciśnieniem płynu p przyciskają się do tłoczyska,—wzór Lang'a zaś dla dławnicy z nabojem szczeliwym, z warkoczy bawełnianych lub konopnych, przyciskanych do tłoczyska wyłącznie naciskiem dławnika, a nie ciśnieniem płynu.

Okoliczności poboczne, jako to: stwardniały nabój szczeliwa, niewłaściwe jego założenie, nadmierne dociśnięcie dławnika i t. p. powodują tarcie, odpowiadające pewnemu ciśnieniu p_0 atm. we wzorze na tarcie R , które natenczas staje się też wielkością stałą, niezależną od ciśnienia płynu. dla wszystkich ciśnień $p < p_0$, a więc nawet dla biegu jałowego i ma wówczas wartość: $R = \mu p_0 D \pi$. Natomiast, gdy $p > p_0$, otrzymamy wzór: $R = \mu p D \pi$. Powyżej wspomniane, niekorzystne warunki przejściowe uwzględnia się, zakładając p_0 równem największemu ciśnieniu roboczemu p , a więc: $p_0 = p$.

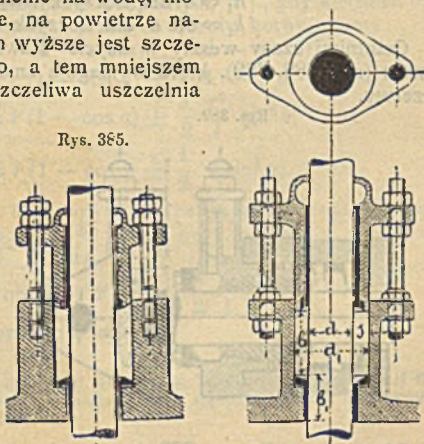
Jako szczeliwo używa się przeważnie warkocz konopny lub bawełniany, nasycony lojem lub łojkiem (talkum), nadto azbest, wreszcie pierścienie z drzewa lub metalu. Jeżeli w rys. 384 wszystkie wymiary wyrazimy w cm, to bywa zwykle:

$$s = 0,8\sqrt{d}; \quad d_1 = d + 2s; \quad h \approx d_1. \quad \text{Rys. 384.}$$

Gdy chodzi o uszczelnienie na wodę, można brać h nieco mniejsze, na powietrze natomiast nieco większe. Im wyższe jest szczeliwo, tem dłużej trwa ono, a tem mniejszem jest też tarcie. Nabój szczeliwa uszczelnia tylko, dopóki nie straci swej sprężystości.

Rys. 385.

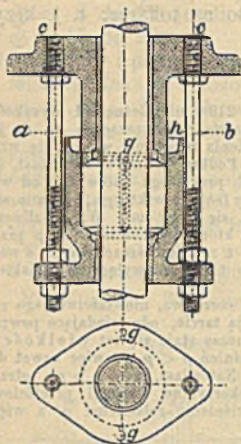
W rys. 385 dławnica składa się z dławnicy, przylanej do cylindra, a zaopatrzonej w spizowaną tuleję dławniczaną. Dławnik ma podobną tuleję dławniczkową i dociąga się śrubami dławnikowemi, przechodzącymi przez kołnierze dławnicy. Rys. 386 przedstawia budowę odwrotną, w której dławnik stanowi całość z cylindrem, dławnica zaś, wykonana oddzielnie, ma kołnierz dławniczy (jak i na rys. 384) i dociąga się śrubami dławniczanymi.



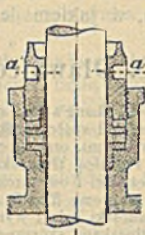
Rys. 387 przedstawia dławnicę do nurników, z natłoczkami skórzanymi i dławikiem dokręcanym na gwint.

Przy zastosowaniu naboju z konopi, nie należy stosować dławika dokręcanego na gwint, włókna bowiem, wchodząc między zwoje gwintu, zacinają się w nich. Lepiej będzie naciąć gwint zewnętrzny na dławni, wstawić dławik bez kołnierza, (najczęściej samą tylko tuleją) dociskając go dokrętką dławikową.

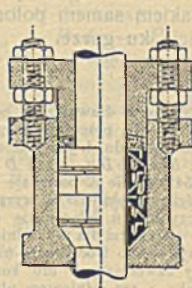
Rys. 386.



Rys. 387.



Rys. 388.



Oznaczając przez i ilość śrub dławikowych, δ (w cm) ich średnicę, p nadciśnienie pynu w kg/cm^2 , otrzymujemy i z równania (p. str. 436):

$$\frac{1}{2} \pi (d_1^2 - d^2) \cdot p + 3 = 170 \delta^2 i \text{ do } 135 \delta^2 i,$$

w którym d_1 i d oznaczono podług rys. 384.

Wartość p wypada podstawić nie mniejszą niż 3, a nadto wyjątkowo tylko stosować śruby o $\delta \geq 1,3$ cm.

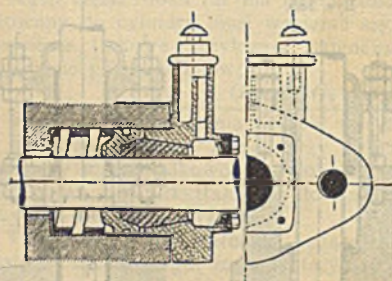
Długość tulei dławnianej (rys. 384) ma być:

$$h_1 \approx d \text{ dla tłoczyk leżących,}$$

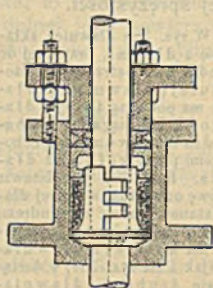
$$h_1 \approx 0,5 d \text{ dla tłoczyk stojących.}$$

Ostatnimi czasy weszły w użycie dławnice ze szczeliwem metalowym (rys. 388, 389), które wymagają smarowania starannego i bez przerwy.

Rys. 389.



Rys. 390.



Dławnica wedł. rys. 389 stosuje się u parowozów pruskich kolei państwowych, i posiada stożek wykonany z białego metalu o skła-

dzie: 15^o/_o antymonu, 20^o/_o cyny i 65^o/_o ołowiu. Dławnica wedł. rys. 389 stosuje się często do silników parowcowych, o dużym ciśnieniu pary; pierścienie metalowe mają gwintowane otworki ułatwiające ich wyjmowanie z dławni. W dławnicy wedł. rys. 390 za szczeliwo służy trójdziała tuleja z miękkiej miedzi, okolona warkoczem konopnym, który zwiększa jej przesuwalność w bok. Marynarka niemiecka stosuje ją w coraz to szerszym zakresie.

VI. NAPĘD KORBOWY.

A. Wzajemna zależność ruchów.

Oznaczamy przez:

r promień korby w m, $s = 2r$ skok tłoka w m,

l długość korbowodu w m,

$\lambda = r : l$ stosunek długości, najczęściej $\lambda = 1/3$, *)

x droga tłoka (krzyżulca), mierzona od położenia martwego w m,

α kąt przynależnego położenia korby,

β kąt przynależnego odchylenia korbowodu,

v stała prędkość czopa korby w m/sek.,

c chwilowa prędkość tłoka (krzyżulca) w m/sek.,

n ilość obrotów korby na min.,

P nacisk tłoka w kg,

T składowa nacisku korby po stycznej (prostopadle do korby) w kg.

We wzorach poniższych znak + odnosi się do ruchu tłoka naprzód, t. j. w kierunku ku osi obrotu korby, znak — zaś do ruchu wstecznego.

a. Droga x tłoka (krzyżulca).

Przy korbowodowym napędzie pospolitym, t. j., gdy kierunek drogi tłoka (krzyżulca) przechodzi przez oś obrotu korby, mamy:

$$x = r(1 - \cos \alpha) \pm l(1 - \cos \beta),$$

$$= r(1 - \cos \alpha) \pm l[1 - \sqrt{1 - (\lambda \sin \alpha)^2}].$$

Albo w przybliżeniu: $x = r(1 - \cos \alpha) \pm \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \sin^2 \alpha$,

$$= r(1 - \cos \alpha) \pm \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha.$$

Kresa $\overline{aa_1}$ (p. rys. 391 str. 552), czyli t. zw. uchybienie drogi, jest zatem w przybliżeniu: $\overline{aa_1} = \frac{1}{2} \frac{(r \sin \alpha)^2}{l} = \frac{\lambda K^2}{2l}$.

Dla $\alpha = 90^\circ$ (ćwierć obrotu): $x = r + \frac{1}{2} \frac{r^2}{l}$.

Dla $\alpha = 180^\circ$ (pół obrotu): $x = 2r$.

*) W parowozach λ bywa zazwyczaj mniejsze, p. Tom II, Dział XI, rozdz. II B. c.

***) Zastosowanie tego wzoru p. Fränzel, Nowsze stawidła silników parowcowych Zeitschr. d. V. d. Ing. 1889, str. 935.

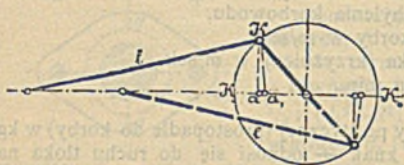
Gdy $l = \infty$ ($\lambda = 0$), będzie $x = r(1 - \cos \alpha)$, a uchybienie drogi znika; p. pod d. str. 560).

Wykreślenie drogi toka przedstawia rys. 391. Gdy $l = \infty$, będzie $x = K_0 a$, czyli rzutem pionowym drogi czopa korby $K_0 K$ na kierunek drogi toka. Jeżeli jednak $l = l$, to, zataczając łuk $K a_1$ promieniem l , około środka krzyżulca, otrzymujemy drogę:

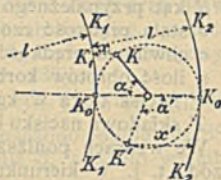
$$x = K_0 a_1.$$

Wykreślanie rzutów promieniem l dla licznych punktów K jest i kłopotliwe i powoduje niedokładności. Unika się tego, zataczając promieniem l (sposób Müller'a) jedynie dwa łuki K_1 i K_2 , styczne do kołowej drogi czopa korby w punktach martwych K_0 , i odmierzając, w kierunku ruchu krzyżulca, długości $K K_1 = x$, oraz $K' K_2 = x'$ (p. rys. 392). Albo też, sposobem Brix'a ^{*)}, można za wierzchołek kąta α obracać nie istotny środek M obrotu korby (p. rys. 393), lecz punkt O , przesunięty o długość $Z = \frac{r^2}{2l}$ od M , w kierunku ruchu naprzód, a natenczas dla danego α rzut prostopadły do kierunku ruchu krzyżulca daje szukaną wartość: $x = K_0 a$.

Rys. 391.



Rys. 392.



W korbowodowym napędzie mimoosiowym, t. j. gdy kierunek drogi krzyżulca mija prostopadle oś obrotu korby w oddaleniu a ,

Rys. 393.



Rys. 394.



(rys. 394), punkty martwe czopa K, K_1 nie leżą na tej samej średnicy, a skok $s > 2r$ określa się wzorem:

$$s = \sqrt{(l+r)^2 - a^2} - \sqrt{(l-r)^2 - a^2}.$$

Np. dla $a = 0,5 r$,

$\lambda = 1/5$,

będzie: $s = 2,01 r$:

a „ $a = r$,

$\lambda = 1/2$,

„ $s = 2,04 r$.

^{*)} Zeitschr. d. V. D. Ing. 1897, str. 431 i nast., A. Brix, Wykres biegunowy, dwu-
środkowy dla suwaka poruszanego mimośrodem.

b. Prędkość c tłoka (krzyżulca).

$$c = v \frac{\sin(\alpha \pm \beta)}{\cos \beta} = v \frac{CD}{r} = v \frac{\sqrt{r}}{r} \quad (\text{rys. 395, wzgl. 396}).$$

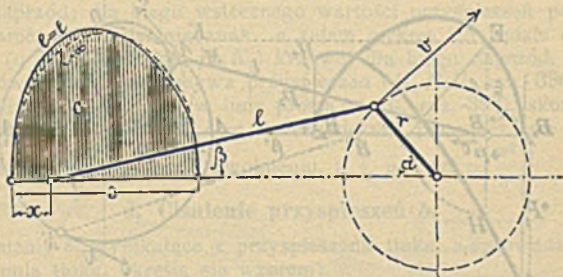
W przybliżeniu dla $l = l$ będzie: $c = v \sin \alpha (1 \pm \lambda \cos \alpha)$.

Dla $\alpha = 0$ i $\alpha = 180^\circ$ będzie: $\beta = 0$, $c = 0$;

dla $\alpha + \beta = 90^\circ$ będzie: $c_{\max} = \frac{v}{\cos \beta}$, a $\text{tg } \beta = \lambda$;

dla $\alpha = 90^\circ$ będzie: $c = v$.

Rys. 395.



Dla $l = \infty$ mamy $c = v \sin \alpha$, a $c_{\max} = v$, gdy $\alpha = 90^\circ$.

Średnia prędkość krzyżulca (tłoka): $c_m = \frac{2sn}{60} = \frac{2rn}{30}$.

Prędkość czopa korbowego: $v = \frac{2\pi rn}{60} = \frac{\pi rn}{30}$, a więc:

$$v = \frac{\pi}{2} c_m = 1,571 c_m; \quad c_m = \frac{2}{\pi} v = 0,637 v.$$

Dla $\lambda = 1/3$ będzie: $c_{\max} = 1,02 v = 1,6 c_m$.

Pole zakreskowane w rys. 395 jest wykresem prędkości dla całej drogi krzyżulca.

c. Przyspieszenie p tłoka (krzyżulca).

Dokładne wykreślenie przyspieszenia p otrzymamy, wychodząc z danego wykresu krzywej prędkości B_1EB_2 (rys. 396), w którym podnormalna $BJ = p = \frac{dc}{dt}$ (por. str. 145 rys. 47)*. Odcinając $BH = BJ$ jako rzędną, otrzymamy krzywą przyspieszeń H_1HH_2 .

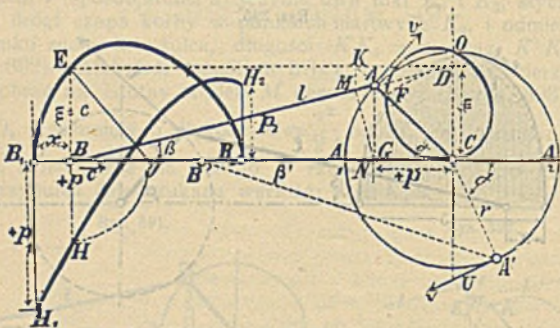
Można również wykreślić p , nie znając krzywej prędkości, w sposób następujący: **)

*) Pröll, Graphische Dynamik, 1874.

***) Civil-Ingenieur, 1879, str. 612, gdzie Mohr podaje ogólny sposób wykreślenia przyspieszeń w napędach korbowodowych, mimoosiowych (p. str. 524). Inne wykreślenie podaje Rittershaus w tymże roczniku, na str. 461. Nadto patrz: Zeitschr. d. V. d. Ing. r. 1883, str. 283 i n.; r. 1895, str. 716 i n.; r. 1896, str. 983 i n.

BA przedłużamy poza A , aż do punktu D na CO , prostopadłej do BC ; z D prowadzimy równoległą do CB aż do jej przecięcia w K z przedłużoną linią CA ; z K kreślimy prostopadłą do KD , a w punkcie M , w którym ona przecina prostą BD , kreślimy $MN \perp BD$. Wielkość CN jest szukanym przyspieszeniem $p = CN = BH$. Wartości dodatnie dla p (przyspieszenia krzyżulca) dają wielkości CN , leżące na lewo od C ; wartości ujemne (zwolnienia) dają natomiast wielkości CN , leżące na prawo do C .

Rys. 396.



W rys. 396 podziałką przyspieszeń jest: $(v^2 : r) = r$, a podziałką prędkości $v = r$.

W punktach martwych B_1 i B_2 przyspieszenia krzyżulca (tłoka) są:

$$p_1 = \frac{v^2}{r} (1 + \lambda) \quad \text{i} \quad p_2 = \frac{v^2}{r} (1 - \lambda).$$

Przybliżenie określa nam przyspieszenia wzór: *)

Rys. 397.

$$p = \frac{v^2}{r} (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2 \alpha).$$



Jeżeli (rys. 397) położenia tłoka uważać będziemy za odcięte, a przyspieszenia jego p za rzędne, to otrzymamy krzywą zbliżoną do paraboli AB , którą najdogodniej wykreślić metodą stycznych obwijających, podaną na str. 111 (p. rys. 20 na str. 110). Położenie obu skrajnych stycznych w A i B oznaczamy najspodniej za pomocą kres Z_1 i Z_2 , podanych w tablicy poniższej dla kilku wartości λ ; dla innych zaś łatwo je obliczyć podług wzorów także tablicą objętych.

*) S. Radinger, Ueber Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, 3 wydanie: Wiedeń 1892.

Kresa:	dla $\lambda = \frac{1}{3}$	$\lambda = \frac{1}{3,5}$	$\lambda = \frac{1}{4}$	$\lambda = \frac{1}{4,5}$	$\lambda = \frac{1}{5}$	$\lambda = \frac{1}{6}$
$Z_1 = \frac{(1 + \lambda)^2}{1 + 4\lambda} r$	$\frac{16}{21} r$	$\frac{27}{35} r$	$\frac{25}{32} r$	$\frac{121}{153} r$	$\frac{4}{5} r$	$\frac{49}{60} r$
$Z_2 = \frac{(1 - \lambda)^2}{1 - 4\lambda} r$	$-\frac{4}{3} r$	$-\frac{25}{7} r$	∞	$\frac{49}{9} r$	$\frac{16}{5} r$	$\frac{25}{12} r$

Krzywa w rys. 397 przedstawia przyspieszenia przy biegu krzyżulca naprzód; dla biegu wstecznego wartości przyspieszeń pozostają te same, lecz zmieniają znak, a zatem wykres ich będzie odwróceniem (o 180° około osi $K_0 K_0$) krzywej dla biegu naprzód.

Zarówno dokładna krzywa przyspieszeń ($II_1 H H_2$, rys. 396), jak i przybliżona, przechodzi w linię prostą ($A_1 B_0$, rys. 397), skoro tylko założymy $l = \infty$, t. j. $\lambda = 0$. Największe przyspieszenie równa się wówczas największemu zwolnieniu, t. j. $p_1 = p_2 = \frac{v^2}{r}$.

d. Ciśnienie przyspieszeń b .

Ciśnienie b , wynikające z przyspieszenia tłoka, a sprowadzone do 1 cm² pola tłoka, określa się wzorem:

$$b = \frac{q}{g} p \text{ kg/cm}^2,$$

w którym g oznacza przyspieszenie ciężkości = 9,81 m/sek², q zaś wagę (w kg) części poruszających się naprzód i wstecz, sprowadzoną do jednego skoku tłoka $2r$, oraz do 1 cm² pola tłoka.

Według Radingera bywa średnio dla leżących silników parowych:

$$\begin{aligned} \text{bez skraplacza: } q &= 0,28 \text{ kg/cm}^2, \\ \text{z skraplaczem: } q &= 0,33 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

Gdy przyspieszenie p ma wartość ujemną, wówczas do ciśnienia pary wypada dodać wartość b , a na odwrót odjąć ją, gdy p ma wartość dodatnią.

Ciśnienie b wyrazi się (rys. 396 i 397) przez tę samą krzywą przyspieszeń, skoro tylko zastosujemy właściwą podziałkę do mierzenia wielkości, a mianowicie:

$$\frac{q}{g} \frac{v^2}{r} \text{ (kg)} = r \text{ (m)}.$$

Będzie więc (w rys. 397) krzywa AB krzywą ciśnień przyspieszenia, jeżeli:

$$K_0 A = \frac{q}{g} \frac{v^2}{r} (1 + \lambda); \quad K_0 B = \frac{q}{g} \frac{v^2}{r} (1 - \lambda).$$

B. Wzajemna zależność sił i pracy.

a. Stosunek sił.

Nacisk normalny na tor krzyżulca w kg: $N = P \operatorname{tg} \beta = S \sin \beta$;

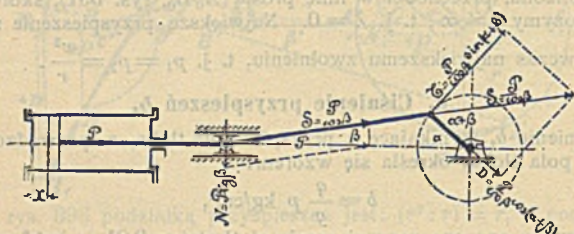
$$\text{dla } \alpha + \beta = 90^\circ: \quad \dots \dots \dots N = P \frac{r}{l};$$

dla $\alpha = 90^\circ$ ($\beta = \beta_{\max}$):

$$N_{\max} = P \operatorname{tg} \beta_{\max} \approx P \sin \beta_{\max} \approx P \frac{r}{l}.$$

Siła w korbowodzie w kg:	$S = \frac{P}{\cos \beta}$;
dla $\alpha = 90^\circ$ ($\beta = \beta_{\max}$):	$S_{\max} = \frac{P}{\sqrt{1 - \lambda^2}}$;
dla $l = \infty$:	$S = P$.
Nacisk korby po styczney w kg:	$T = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$;
dla $\alpha = 0, \alpha = 180^\circ$:	$T_0 = 0$;
dla $\alpha = 90^\circ$ ($\beta = \beta_{\max}$):	$T = P$;
dla $\alpha + \beta = 90^\circ$:	$T_{\max} = S = P \sqrt{1 + \lambda^2}$;
dla $l = \infty$:	$T = P \sin \alpha$.
Nacisk na łożyska korby w kg	$= S$.

Rys. 398.



(Wykresy powyższych sił podano w Dziale V, rozdz. VIII. A. a.)

b. Stosunki prac.

$$\text{Praca nacisku tłoka: } P c \cdot dt = P v \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} dt;$$

$$\text{Praca nacisku korby po styczney: } T v \cdot dt = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} v \cdot dt;$$

obie te prace są sobie równe.

Oznaczając przez P_m w kg średni nacisk na tłok, przez T_m w kg średni nacisk korby po styczney, otrzymamy z

$$P_m 2r = T_m r \tau,$$

$$P_m = \frac{\pi}{2} T_m, \quad T_m = \frac{2}{\pi} P_m \quad \text{lub} \quad P_m c_m = T_m v.$$

c. Stosunki oporów tarcia.

Uzupełniając oznaczenia podane pod A, następującemi:

d w m średnica czopa korby,

d_1 w m „ „ krzyżulca,

D w m „ „ wała korbowego,

μ współczynnik tarcia, oraz zakładając, że P jest wielkością stałą, a mianowicie $= P_m$ (odnośnie do jednego skoku tłoka), otrzymamy całkowitą pracę na tłok: $A = P 2r$.

Pracę tarcia, rozmałą dla różnych części napędu korbowego, podaje tablica poniższa:

Miejsce tarcia	Przybliżona praca tarcia kgm	Stosunek pracy tarcia do pracy całkowitej	Przy założeniu $\mu = 0,00$, oraz	Stosunek pracy tarcia do pracy całkowitej
Tor krzyżulca	$A_1 = \mu P \frac{r^2 \pi}{l \cdot 2}$	$\frac{A_1}{A} = \frac{\mu \pi r}{4 l}$	$r : l = 1/5$	$\frac{A_1}{A} = 0,009$
Czop krzyżulca	$A_2 = \mu P d_1 \beta_{\max}$	$\frac{A_2}{A} = \frac{\mu \beta_{\max} d_1}{2 r}$	$\frac{d_1}{r} = 0,20$	$\frac{A_2}{A} = 0,001$
Czop korby	$A_3 = \mu P \frac{\pi d}{2}$	$\frac{A_3}{A} = \frac{\mu \pi d}{4 r}$	$\frac{d}{r} = 0,25$	$\frac{A_3}{A} = 0,012$
Czop wała korbowego	$A_4 = \mu P \frac{\pi D}{2}$	$\frac{A_4}{A} = \frac{\mu \pi D}{4 r}$	$\frac{D}{r} = 0,45$	$\frac{A_4}{A} = 0,021$

Całkowita praca tarcia ($= A_1 + A_2 + A_3 + A_4$) daje przeto przy powyższych założeniach **stratność** $\frac{A_1 + A_2 + A_3 + A_4}{A} = 0,043$,

t. zn., że 4 do 5% pracy całkowitej zużywa się w napędzie korbowym na przezwyciężenie oporów tarcia, w przypuszczeniu, że P podczas całego skoku będzie niezmiennie.

C. Korby i mimośrody.

Czop korby oblicza się podług str. 489 i 490.

a. Korby. (Rys. 399 i 400).

Aby wedle możliwości zmniejszyć moment przeginający wał korbowy, a skręcający samą korbę, t. j. moment nacisku czopa korby, ramię a (rys. 400) powinno być jak najmniejsze.

Spotyka się też:

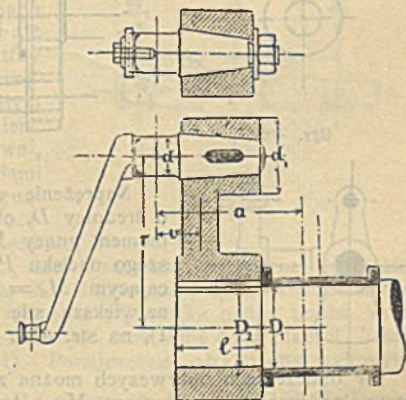
$l \propto D_2$, jeżeli korba osadza się na wał na gorąco lub ciśnieniem hydraulicznem,

$l \geq 1,25 D_2$, jeżeli osadza się ją w sposób zwykły.

D_2 bywa o kilka mm $< D_1$,

Średnica zewnętrzna piasty korby przy czopie wała $= 1,8 D_2 + 2$ cm.

Rys. 399 i 400.



Średnica zewnętrzna piasty korby przy czopie korby: $d_1 = 2d$ dla korb kutych, a $d_1 = 2,5d$ dla korb z żelaza lanego.

Zbieżność stożka w rys. 399 $\frac{1}{25}$ do $\frac{1}{15}$.

Ramię korby:

Siła P , z jaką na czop korby działa korbówód, daje składowe D i T (rys. 400 i 401), które w przekroju, oddalonym o z od środka czopa korbowego, powodują następujące wyężenia:

- a) siła normalna D : siłę normalną D , oraz moment gnący $M_2 = Dv$;
 b) siła tnąca T : siłę tnącą T , moment gnący $M_1 = Tz$, oraz moment skręcający $M_d = Tv$.

Siłę normalną D i tnącą T można zaniedbać, momenty zaś M_1 , M_2 i M_d trzeba złożyć według wzorów podanych pod 3), na str. 412, i obliczyć naprężenia największe w przekroju.

Ponajczęściej, w warunkach zwykłych, miarodajnym jest obciążenie korby w punkcie martwym, zwłaszcza że nagła zmiana kierunku działania siły w tym położeniu korby skłania do wyboru nieznaicznego naprężenia bezpiecznego. W tym położeniu korby mamy: $M_1 = 0$; $M_d = 0$; $M_2 = Pv$ (p. rys. 400); siłę cisnącą lub ciągnącą $= P$. Oznaczając przeto przez h szerokość korby w kierunku płaszczyzny obrotu czopa, przez b jej grubość w kierunku doń prostopadłym, otrzymamy:

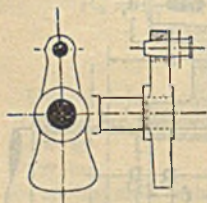
$$\frac{M_b}{\frac{1}{6}b^2h} + \frac{P}{bh} \leq kb, \quad \text{t. j.} \quad P\left(v + \frac{b}{6}\right) \leq kb \frac{b^2h}{6},$$

z którego to wzoru, założywszy b , znajdujemy h .

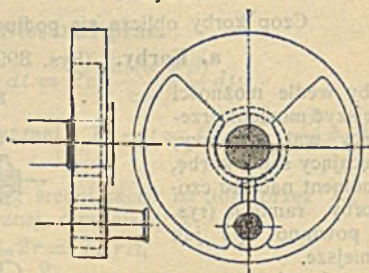
Rys. 401.



Rys. 402.



Rys. 403.



Naprężenie w czopie wała korbowego, o średnicy D , oblicza się, składając ze sobą moment gnący $M = Pa$, (skutkiem największego nacisku P na tłok) z momentem skręcającym $M_d = Tr$, (spowodowanym przez największą siłę styczną T) według zasady 1), na str. 411.

W obliczeniach dorywczych można zaniedbać moment M_d , podstawiając wzamian we wzorce $M = Pa$ zamiast ramienia a długość

kresy ukośnej między środkiem czopa korby, a środkiem czopa wała korbowego.

Naprężenia w czopach i korbach można też oznaczać sposobem wykreślnym *).

Przykłady kształtu korb osadzanych na końcu wała:

rys. 401, korba kuta, niewyrównoważona;

rys. 402, korba kuta, z przeciwwagą;

rys. 403, korba lana, wyrównoważona.

b. Wał wykorbiony; (rys. 404).

Na **czop korby** działa moment gnący $P_1 a_1 = P_2 a_2$, przyczem:

$$P_1 = P \frac{a_2}{a_1 + a_2}; \quad P_2 = P \frac{a_1}{a_1 + a_2}.$$

A gdy $a_1 = a_2$, to $P_1 = P_2 = \frac{P}{2}$.

Średnicę czopa d określa wzór:

$$P_1 a_1 = P_2 a_2 = k_b \frac{\pi}{32} d^3 \approx 0,1 k_b d^3;$$

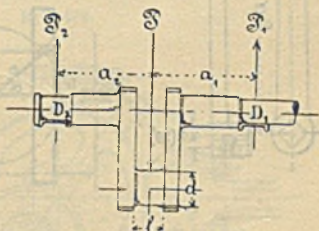
baczyć wszakże trzeba, aby ciśnienie na jednostkę powierzchni było $k \geq 60 \text{ kg/cm}^2$ (p. str. 489 i 490).

Ramię o grubości b podlega momentom gnącym $M_1 = Tz$ (p. rys. 401) i $D \left(\frac{l}{2} + \frac{b}{2} \right) - D_2 \left(a_2 + \frac{l}{2} + \frac{b}{2} \right)$, oraz momentowi skręcającemu: $T \left(\frac{l}{2} + \frac{b}{2} \right) - T_2 \left(a_2 + \frac{l}{2} + \frac{b}{2} \right)$. Momenty te składa się, podobnie jak powyżej pod a., por. str. 412, p. 3), przyczem znów działanie bezpośrednie sił normalnych D i tnących T można zaniedbać.

Jeżeli ramiona mają przekrój prostokątny, o szerokości h (w kierunku obrotu), to wymiar h brać należy znacznie większy niż średnica wała, aby moment, który skręca wał, powodował jednakowe naprężenia tnące na całym obwodzie złącza ramion z wałem.

Rys. 404 przedstawia wał, którego kawałek między siłami P_2 i P podlega tylko sile gnącej P_2 ; natomiast w drugiej części występuje nietylko gięcie spowodowane przez siłę P_1 , lecz i skręcenie wywołane przez składową siłę P , t. j. przez siłę T . Z momentów tych oznacza się średnice wała i jego **czopów** D_1 , oraz D_2 , które nadto trzeba zabezpieczyć od zagrzewania się, obierając, stosownie do prędkości, $k = 12$ do 15 kg/cm^2 (por. str. 491). Ponajczęściej oba czopy wykonywu-

Rys. 404.



*) Reuleaux, Der Konstrukteur, 4 wydanie str. 415 i nast., 1882/89. Brunświk. F. Vieweg & Sohn.

ją się jednakowej średnicy, a mianowicie podług większej z wartości obliczonej dla D_1 i D_2 .

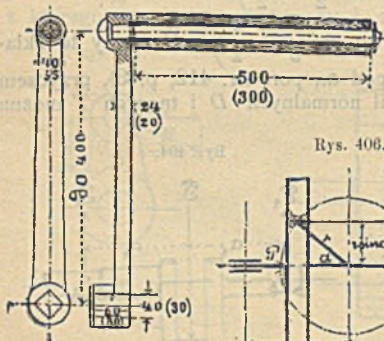
Gdy chodzi o ścisłość wyliczenia takich wałów, zwłaszcza gdy ramiona nie są prostopadłe do osi, lub gdy ma się do czynienia z kilkoma wykorbieniami (osie napędowe parowozów), dogodniej będzie, stosować **wykreślną metodę obliczenia.** *)

c. Korby ręczne.

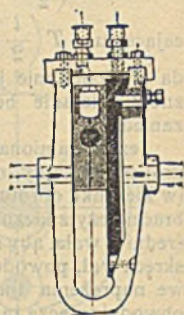
Promień korby na dwóch robotników miewa zwykle do 40 cm, a na jednego do 35 cm. Wymiary większe, podane w rys. 405, dotyczą pierwszego przypadku, mniejsze zaś (zawarte w nawiasach) drugiego. Żelazny rdzeń dźwierzaka miewa 20 (17) mm średnicy, sam zaś dźwierzak drewniany, albo z rury gazowej przyrządzony, a luźno na rdzeniu osadzony, 40 do 50 mm. Wałek napędzany korbą miewa 40 (30) mm średnicy i zakańcza się kwadratowo na długości 60 (45 mm).

Wielkość parcia wywieranego przez robotnika na korbę bywa 10 do 15 kg, przy krótkotrwałem wyężeniu zaś do 20 kg. Prędkość obwodowa dźwierzaka zakłada się 0,5 do 1,0 m/sek. O korbach zabezpieczonych p. str. 541.

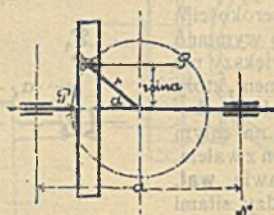
Rys. 405



Rys. 407.



Rys. 406.



d. Krzyżulec na korbie. (Rys. 406).

Droga tłoka w m: $x = r(1 - \cos \alpha)$.

Nacisk w prowadnikach w kg: $N = \frac{Pr \sin \alpha}{a}$ (bardzo znaczny).

*) Reuleaux, Der Konstrukteur, 4 wydanie, str. 423 i nast., 1882/89, Brunświk. F. Vieweg & Sohn.

Strata pracy na jeden obrót w kgm:

$$A_r = 2P\mu \frac{r^2}{a} \pi + 4P\mu r;$$

stratność bywa bardzo wielka, bo 0,2 do 0,3 pracy całkowitej A .

Krzyżulec na korbie stosuje się do małych maszyn i silników (zwłaszcza do pomp parowych, o wspólnym tłoczysku i o bezpośrednim działaniu), zastosowanie jego zmniejsza bowiem długość całego ustroju. W rys. 407 przedstawiono nastawiany prowadnik dla takiego krzyżulca.

e. Mimośrodny.

Rozmiary mimośrodny zależą od średnicy wała, na którym siedzi mimośród, od jego mimośrodkowości i od pracy, jaką ma przenosić.

Jeżeli oznaczymy przez:

P w kg nacisk w środkowej płaszczyźnie mimośrodny,

q w cm ramię mimośrodny, t. j. jego mimośrodkowość,

D_0 w cm średnicę teoretyczną wała, odpowiadającą danemu momentowi skręcenia: $M_d = Pr = 0,2 k_d D_0^3$ (p. str. 397),

D w cm istotną średnicę wała,

s w cm najmniejszą grubość piasty mimośrodny,

x w cm wysokość odsady na obwodzie, którą mimośród wgłębia się w przynależną obręcz, (x = grubości odsady czopa o średnicy D_0 , p. str. 489),

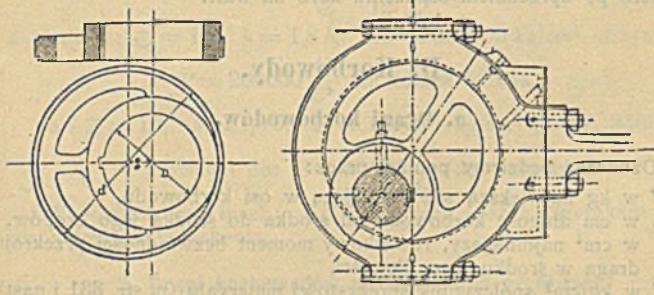
b w cm szerokość mimośrodny,

d w cm największą średnicę zewnętrzną mimośrodny (p. rys. 408),
to będzie:

$$d = D + 2s + 2x + 2q.$$

Rys. 408.

Rys. 409.



Grubość piasty w mimośrodkach lanożelaznych bywa:

$$s = 0,2 (D_0 + \frac{1}{2} D) + 0,5 \text{ cm do } 0,25 (D_0 + \frac{1}{2} D) + 0,5 \text{ cm.}$$

Mimośrodzy z żelaza zlewne lub ze stali bywają o 20 do 30% cieńsze.

Ponieważ szerokość b mimośrodzu jest równoznaczna z długością czopa, jaki zastępujemy mimośrodem, przeto powinna ona czynić zadosyć warunkom, mającym zapobiegać **grzaniu się** czopa (p. wzór IV, str. 491), określa się więc wzorem:

$$b \geq \frac{Pn}{w}$$

Spółczynniki w można nadawać wartości:

$w = 10000$ dla żelaza zlewne lub stali (obręcz mimośrodzu) po żelazie lanem (tarcza mimośrodzu);

$w = 20000$ dla metalu białego (wyłożenie obręczy) po żelazie lanem;

dla mimośrodków w parowozach, gdzie przewiew powietrza silnie ochładza mimośrodky, w może być większe.

Praca nacisku mimośrodu (w kgcm) na 1 obrót jest: $A = P4\varrho$,

strata pracy przez tarcie w mimośrodku na 1 obrót jest: $A_1 = P\mu_1\pi d$,

" " " " wała " " " " $A_2 = P\mu_1'\pi D$,

$$\text{sprawność zatem } \eta = \frac{A}{A + A_1 + A_2} = \frac{1}{1 + \mu_1 \frac{\pi d}{4\varrho} + \mu_1' \frac{\pi D}{4\varrho}};$$

np. $\varrho = 60$ mm, $D = 200$ mm, $d = 400$ mm, $\mu_1 = \mu_1' = 0,06$, wykazuje: $\eta = 0,08$.

Przykłady ustroju mimośrodków przedstawiają rys. 408 i 409.

Piasty powinny być długie, aby tarcz mimośrodu przy osadzeniu nie odchyliła się od płaszczyzny prostopadłej do osi wała; dlatego też piasta wystaje często poza tarcz (p. rys. 408). Zaklinianie na wale podł. str. 465 i 466.

Tarcze mimośrodków mogą też być dzielone, a to w celu osadzenia ich w miejscach ścienionych wała, albo też na wałach korbowych, dopiero po uprzednim osadzeniu korb na wale.

D. Korbowody.

a. Drągi korbowodów.

Oznaczać będziemy poniżej przez:

P w kg największą siłę działającą w osi korbowodu,

L w cm długość korbowodu od środka do środka jego czopów,

J w cm⁴ najmniejszy, równikowy moment bezwładności przekroju drąga w środku jego długości,

E w kg/cm² współczynnik sprężystości materiału (p. str. 331 i nast),

\ominus stopień bezpieczeństwa przeciw wyboczeniu (p. str. 346),

r w cm ramię (promień) korby,

n ilość obrotów korby na minutę.

1. Drągi korbowodów do małych i średnich prędkości.

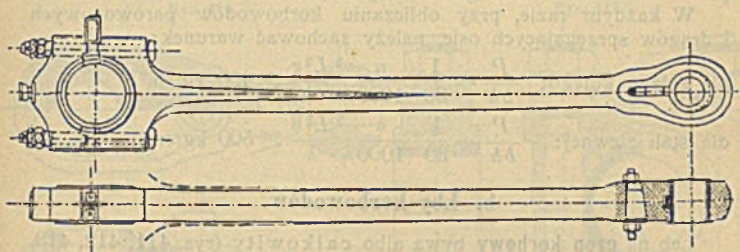
1. Dąg o przekroju kołowym (w środku średnica d_m).

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} E \frac{J}{L^2} \approx 40000 \frac{d_m^4}{L^2}, \quad (\text{por. rys. 201, str. 346}),$$

przy założeniu: $\mathfrak{S} = 25$, oraz $E = 2000000 \text{ kg/cm}^2$.

Średnica drąga zmniejsza się zazwyczaj ku czopowi korby do $0,8 d_m$, ku czopowi krzyżulca do $0,7 d_m$, jednakże wielka średnica czopa korby (np. na wałach wykorbionych) zniwala do powiększenia średnicy drąga w tę stronę (z rozbieżnością $1:1,3$), krótkość zaś czopa do ścięcia boków drąga (rys. 410).

Rys. 410.



Dla korbowodów maszyn bardzo wolno chodzących zakłada się \mathfrak{S} do 33; w razach zaś, gdy zmiana kierunku siły P łączy się z uderzeniem (np. w pompach) $\mathfrak{S} = 40$ do 60 i wyżej.

2. Dąg o przekroju prostokątnym (szerokość b cm, a wysokość w środku $h = 1,75 b$ do $2b$ w cm).

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} E \frac{1}{12} \frac{b^3 h}{L^2}.$$

Zakładając: $\mathfrak{S} = 15$, $h = 1,8 b$, $E = 2000000 \text{ kg/cm}^2$ otrzymamy:

$$P = 200000 \frac{b^4}{L^2} \text{ dla żelaza kutego,}$$

a $\mathfrak{S} = 15$, $h = 1,5 b$, $E = 120000 \text{ kg/cm}^2$ (p. str. 348)

$$\text{prowadzi do: } P = 10000 \frac{b^4}{L^2} \text{ dla sośniny.}$$

Wysokości przy łbach: $1,2 h$, względnie $0,8 h$, szerokość b była natomiast jednakowa.

2. Drągi korbowodów do znacznych prędkości.

Przedstawicielami tego rodzaju są, np. korbowody parowozów (p. Tom II, dział XI, rozdz. II. B. c. 4.). Zakładając przekrój pro-

stokątny, szerokości b i wysokości $h = 2b$; $\epsilon = \frac{20}{3}$ do $\frac{10}{3}$,
 $E = 2000000 \text{ kg/cm}^2$, otrzymamy:

$$P = 500000 \frac{b^4}{L^2} \text{ do } 1000000 \frac{b^4}{L^2}.$$

Założenie małego ϵ ma na celu otrzymanie jak najlżejszych korbowodów, w celu zmniejszenia szkodliwych kołysań parowozu, (p. Tom II, dział XI, rozdz. II. B. c. 6.); a jest to tembardziej uzasadnione, że, przy szybkich przemianach ciśnienia na ciągnięcie i na odwrót, nie starczy czasu na zupełne wytworzenie się przynależnych odkształceń. W celu jeszcze dalszego zmniejszenia ich wagi, korbodom u parowozu nadają przekrój I.

Drągi sprzęgające osie parowozów obliczają się na podstawie $\epsilon = \frac{20}{3}$, którąto większa wartość daje dostateczne bezpieczeństwo przeciw oddzielnemu ślizganiu się jednej z osi.

W każdym razie, przy obliczaniu korbowodów parowozowych i drągów sprzęgających osie, należy zachować warunek:

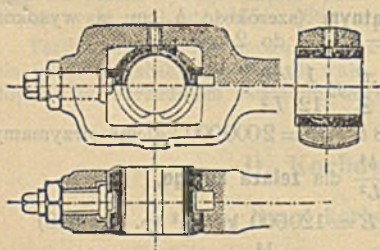
dla żelaza kutego: $\frac{P}{bh} + \frac{1}{30} \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \frac{L^2 r}{h} \leq 400 \text{ kg/cm}^2,$

dla stali zlewnej: $\frac{P}{bh} + \frac{1}{30} \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \frac{L^2 r}{h} \leq 500 \text{ kg/cm}^2.$

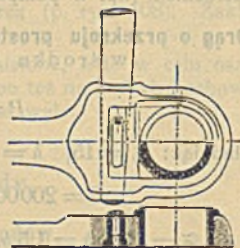
b. Łby korbowodów.

Łeb na **czop korbowy** bywa albo całkowity (rys. 411, 412, 413, 418, 419), w którym panewka nastawia się śrubą (rys. 411 i 419) lub klinem (rys. 412, 413 i 418), albo też dzielony, z pokrywą, na

Rys. 411.



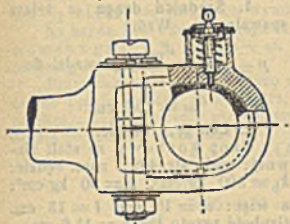
Rys. 412.



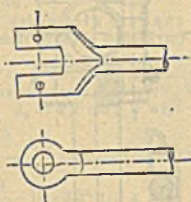
kształt łożyska (rys. 417 i 420), lub też z pałąkiem (rys. 421). Ustrój łba na **czop krzyżulca** pozostaje w zależności od ustroju samego krzyżulca; łby bywają bądźto zwykłe, całkowite (rys. 416) lub dzielone, w postaci łożysk, bądź też widlaste, również całkowite (rys. 418, 421) lub dzielone (rys. 420). W widlastych łbach całkowitych czop krzyżulca osadza się zazwyczaj niepokrętnie. Nastawki panewek w obu łbach należy tak rozłożyć, aby przesunięcia panewek nie zmieniały długości L korbowodu. Warunek ten przeocząją czę-

sto poważne nawet fabryki, (por. korbówód silnika parowego rys. 420 i lby przynależne. silnika Sulzer'owskiego rys. 417 i 425).

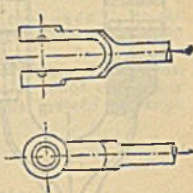
Rys. 413.



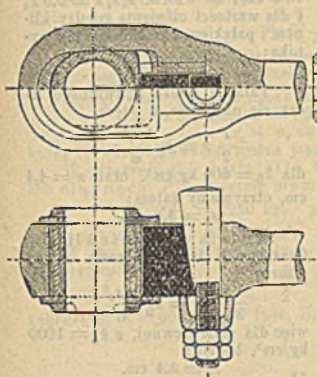
Rys. 414.



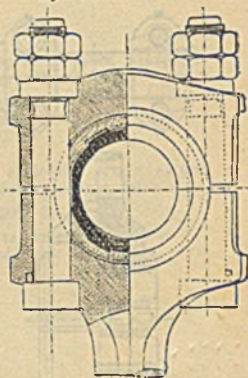
Rys. 415.



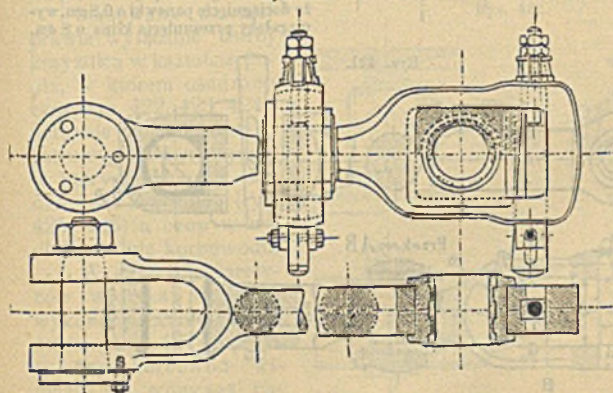
Rys. 416.



Rys. 417.



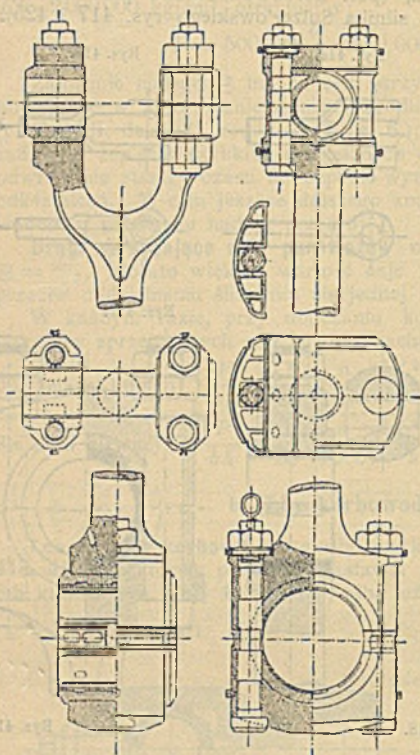
Rys. 418.



Rys. 419.



Rys. 420.



Przykład obliczenia korbowodu,
rys. 421.

Dane: $P = 7800$ kg; $n = 40$; $L = 250$ cm.

1. Średnica drąga (z żelaza spawalnego). Wzór:

$$P = 40000 \frac{d_m^3}{l^2}, \text{ prowadzi do}$$

$$d_m = 10,5 \text{ cm.}$$

2. Łeb przy korbie.

Czop korbowy ze stali złewnej; wedł. str. 489 i nast. będzie: $k_b = 500$ kg/cm², $k = 60$ kg/cm²; a więc: $d = 10$ cm, $l = 13$ cm. Grubość przeto łąba $b = 11,6$ cm.

Grubość klina: $s_3 = \infty \frac{1}{4} b \infty 3$ cm; ze wzoru: $s_3, s_4 k = 0,6 P$, i dla wartości ciśnienia między klinem i pałąkiem $k = 450$ kg/cm², wynika:

$$s_4 = 3 \text{ cm.}$$

Pałąk z żelaza spawalnego liczy się na gięcie, a więc:

$$\frac{P}{2} x = k_b \frac{b s_5^3}{6};$$

dla $k_b = 600$ kg/cm², oraz $x = 4,4$ cm, otrzymamy zatem:

$$s_5 = 3,8 \text{ cm.}$$

Średnia wysokość klinów (wszystkich trzech) określa się ze wzoru:

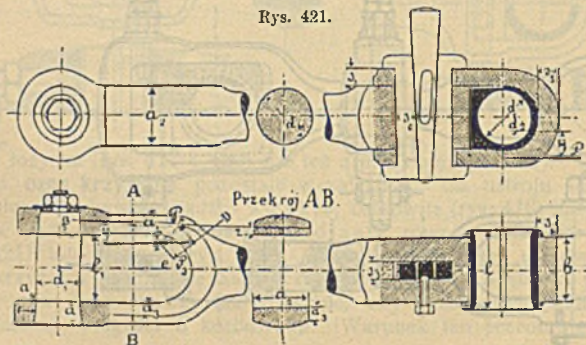
$$\frac{1}{3} \frac{P}{2} x = k_b \frac{s_3 s_4 s_5^2}{6},$$

więc dla stali złewnej, o $k_b = 1000$ kg/cm², będzie:

$$s_6 = 3,4 \text{ cm.}$$

Zbieżność każdego boku klina zabezpieczonego śrubą bywa 1 : 20, tak że dociągnięcie panewki o 0,8 cm, wymagałoby przesunięcia klina o 8 cm.

Rys. 421.



3. Łeb przy krzyżulcu.

Czop krzyżulca, ze stali zlewnej, jeżeli $k = 80 \text{ kg/cm}^2$, a $l_1 = 1,5 d_1$, otrzyma wymiary:

$$d_1 \approx 8 \text{ cm}; \quad l_1 = 12 \text{ cm}.$$

Łeb ten szkicuje się na oko, na podstawie znanego d_m i d_1 , a następnie sprawdza się właściwość nadanych wymiarów.

Na każdą połowę przekroju AB działa siła cisnąca lub ciągnąca $\frac{1}{2} P$, oraz moment gnący $\frac{1}{2} P (\frac{1}{2} a - z)$, jeżeli przez z oznaczymy odległość środka przekroju od brzegu prześwitu widel.

Przypuśćmy, że naszkicowano $a_1 = 4 \text{ cm}$, $a = 4,6 \text{ cm}$; $a_2 = 10 \text{ cm}$. Z założenia, że łeb będzie toczony na zewnątrz, współosiowo z drakiem, t. zn., że obwód zewnętrzny przekroju będzie kołem, otrzymamy: $a_3 = 2,7 \text{ cm}$; a więc średnia grubość przekroju będzie $= 3,3 \text{ cm}$. Wówczas:

$$\frac{a}{2} - z = \frac{4,6}{2} - \frac{3,3}{2} = 0,65 \text{ cm, czyli:}$$

$$\frac{1}{2} \cdot 7500 \cdot 0,65 = \frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 3,3^2 \sigma_2, \text{ a więc gięcie:}$$

$$\sigma_2 = 140 \text{ kg/cm}^2.$$

Siła cisnąca lub ciągnąca da nam zaś naprężenie:

$$\sigma_1 = \frac{3900}{10 \cdot 3,3} = 118 \text{ kg/cm}^2.$$

Całkowite zatem naprężenie będzie: $118 + 140 = 258 \text{ kg/cm}^2$, wobec naprężenia bezpiecznego dla żelaza spawalnego $k_b = k_z = 300 \text{ kg/cm}^2$ (por. III str. 337).

Możemy tedy wymiary naszkicowane nieco zmniejszyć, np. do:

$$a_1 = 3,6 \text{ cm}, \quad a = 4,2 \text{ cm}, \quad a_2 = 10, \text{ a otrzymamy wówczas:}$$

$$\sigma_1 + \sigma_2 = 135 + 180 = 315 \text{ kg/cm}^2,$$

która to wartość uważać można jeszcze za bezpieczną.

W przekroju CD działa siła tnąca P_s , którą można zaniedbać, oraz cisnąca lub ciągnąca P_n , wreszcie moment gnący $\frac{1}{2} P y$. W danym razie będzie:

$$P_n = 2250 \text{ kg}, \quad y = 3,6 \text{ cm}; \quad \frac{1}{2} P y = 3900 \cdot 3,6,$$

a więc: $\sigma_1 + \sigma_2 = 331 \text{ kg/cm}^2$, co również można uznać za jeszcze bezpieczne.

W oku widel, okalającym czop, występuje gięcie; grubość więc tego oka a , określa się równaniem:

$$\frac{P}{2} \cdot \frac{d_1 + a_1}{8} = k_b \frac{a a^2}{6},$$

zakładając $k_b = 600 \text{ kg/cm}^2$ (por. II, str. 337), otrzymamy:

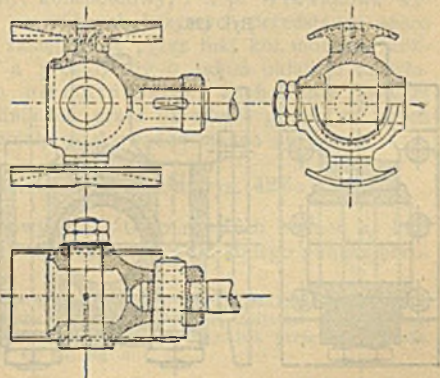
$$a_1 = 3,7 \text{ cm}.$$

E. Krzyżulce.

Rys. 422.

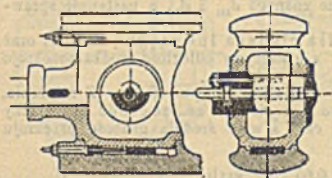
Stosowany dawniej prawie wyłącznie ustroj krzyżulca w kształcie pudła, w którym osadzano czop (rys. 422, 423, 424), ustępuje coraz bardziej ustrojowi odwrotnemu, w którym panewka osadza się w krzyżulcu, (rys. 425, 426) a czop w widlastym łbie korbowodu.

W silnikach parowców spotyka się czop wykonany łącznie z krzyżulcem, (rys. 427), a przynależny korbowód widlasty ma wówczas panewki (rys. 420). Szyb-

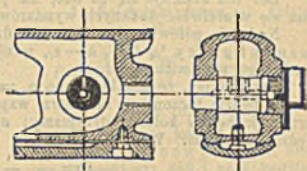


kobiegi mają niekiedy krzyżulce wykonane z jednego kawałka z tłoczyskiem, (rys. 426) zwłaszcza przy silnikach stojących.

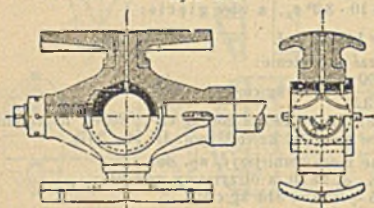
Rys. 423.



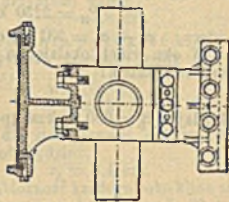
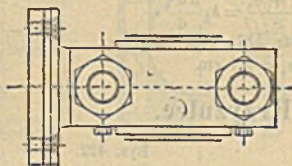
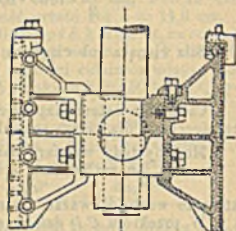
Rys. 424.



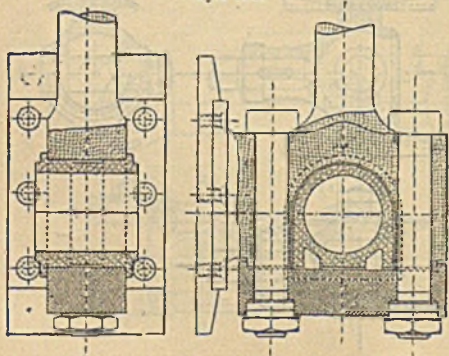
Rys. 425.



Rys. 427.



Rys. 426.



Ciśnienie na powierzchnie ślizgające się w silnikach stałych nie powinno przekraczać 2 do 3-ch kg/cm^2 , nawet przy średnich prędkościach. Tor ślizgania należy wykonywać tak mocno i tak dobrze go podierać, aby jego uginanie się było wykluczone (p. Dział VII, rozdz. III Silniki parowe).

F. Wodzydła.*)

a. Uwagi ogólne.

Wodzydła **pospolite** składają się z jednego stadła elementów kinematycznych: jednym z elementów jest **tor**, t. j. graniastosłup (najczęściej pusty), o osi wygiętej według krzywej żądanej (ponajczęściej podług krzywej płaskiej), zwany **obwodnicą**, drugi element **sanie**, czyli **obwodzik**, wypełniają graniastosłup pierwszy i suwają się po nim. Gdy promień krzywosci $= \infty$, t. j. gdy tor staje się prostym, obwodnica prostolinijna zwie się pospolicie **prowadnicą**, obwodzik zaś **prowadnikiem**, który w przypadkach szczegółowych może też być np. łyżwą lub krzyżulcem (por. E).

W wodzydłach **złożonych**, działa równocześnie kilka stadł elementów kinematycznych, połączonych wzajemnie ze sobą. Bywają więc: wodzydła torowe, złożone z samych obwodnic i sań; wodzydła przegubowe, złożone z wodzików z czopami i panwiami, wreszcie wodzydła mieszane, zawierające stadła obu rodzajów.

Jeżeli z 3 jakichkolwiek punktów A, B, C , zachowujących względem siebie położenie stałe, jeden, np. B , poruszać będziemy po linii prostej, A i C zaś równocześnie po dowolnych krzywych, to, umieszczając w torach punktów A i C obwodnice odpowiednie krzywym tych torów i przyczepiając do A i C stosowne sanie, otrzymamy, przy dowolnem ślizganiu się obydwóch sani po obwodnicach, ruch prostolinijny punktu B , czyli wodzydło po prostej, albo krócej **prostowód**.

Prostowody są najbardziej rozpowszechnionemi wodzydłami, a opierają się ponajczęściej na zasadzie powyższej, uproszczonej jeszcze przez umieszczenie wszystkich 3 punktów A, B, C na jednej prostej, przez sprowadzenie obu torów A i C do jednej płaszczyzny i wreszcie przez wybór dla toru punktu C krzywej takiego rodzaju, aby jej odpowiadał tor prosty dla punktu A (por. elipsa, str. 107, 15, β ; konchoida, str. 120; hyperbola, str. 105 i t. p.). Otrzymujemy w ten sposób prostowód eliptyczny, konchoidowy, i t. p. Prawidłowe wykonanie obwodnic według przeróżnych krzywych przedstawia sporo trudności, to też praktyka zastępuje je przez łuki kół, możliwie zbliżone do krzywosci toru, a prostowody o takim układzie są właściwie: wodzydłami po niemalprostej. Zachowanie poniżej miana prostowodów uzasadnia się przez określenie granic, w jakich dla celów praktycznych niemalprostą uważać można za prostą.

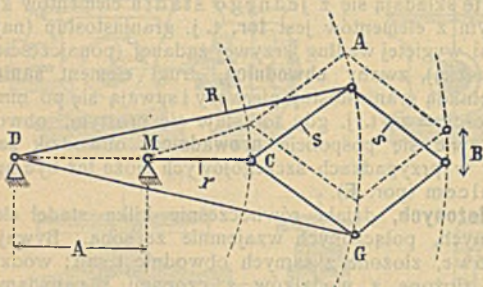
b. Prostowód ścisły Silvester'a (rys. 428-a).

Jest to ukośnik przegubowy $ABCG$, o równych bokach s , którego dwa wierzchołki A i G są wodzone (około stałego punktu obro-

*) Por. Kinematisches Skizzenbuch, nach Vorträgen v. F. Reuleaux, W. Ernst & Sohn, Berlin 1880/1892. Dalej o prostowodach pięcioprzegubowych, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1877, str. 217; Prostowody nieściśle, wytwarzane przez czworobok przegubowy płaski. Zeitschr. f. Mathem. & Physik, tom 43, str. 36.

tu D) dwoma nawodzikami jednakowej długości: $DA = DG = R$. Od wodzik $MC = r$, wahając się około stałego punktu obrotu M , wodzi wierzchołek C po łuku koła.

Rys. 428-a.



wodzi wierzchołek C po łuku koła.

Czwarty wierzchołek B ukośnika opisuje drogę, dla której iloczyn $DC \cdot DB$ jest wielkością stałą $\equiv R^2 - s^2$.

Promień krzywości tej drogi (jeżeli DM oznaczymy przez A) będzie:

$$\rho = \frac{r(R^2 - s^2)}{r^2 - A^2}$$

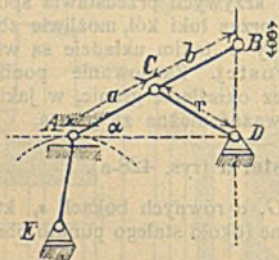
Z wzoru powyższego wnioskujemy, że:

- dla $r > A$, droga jest łukiem koła o dodatnim promieniu ρ , t. j. o wklęsłości zwróconej ku M ,
- dla $r < A$, punkt B opisuje koło o wypukłości zwróconej ku M , t. zn. o środku leżącym na linii DMB , lecz po drugiej stronie punktu B ,
- dla $r = A$, droga punktu B będzie ściśle dokładną prostą, prostopadłą do DMB .

Wodzikło Silwestera, będące dla wartości $r = A$ jedynym, dotychczas używanym, zupełnie ścisłym prostowodem, nie znalazło jednak szerszego zastosowania z powodu trudności wykonania, wynikających z tego, że aż w trzech przegubach (A, C, G) trzeba łączyć po 3 drążki naraz. Układ, w którym punkty obrotu M i D leżą wewnątrz ukośnika $ABGC$, wady tej nie usuwa. Zresztą prostowód ten jest nowszego pochodzenia.

c. Nieściśły prostowód eliptyczny (na elipsie) (rys. 428 do 432).

Rys. 428.



Punkt A waha się po prostej AD , punkt C po elipsie; punkt B po prostej prostopadłej do AD . Zastępując obwodnicę eliptyczną punktu C przez nawodzik CD o promieniu zbliżonym do promienia krzywości elipsy, otrzymujemy ruch punktu B po niemal-prostej.

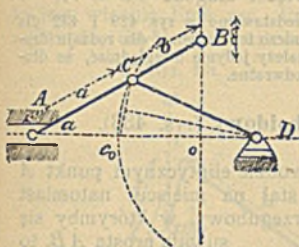
1. Zależnie od położenia C , t. j. punktu przyłączenia nawodzika, względem punktów A i B , rozróżniamy 3 rodzaje:

- Rodzaj pierwszy: C leży między A i B (rys. 429).
- „ drugi: C leży poza B (rys. 430).
- „ trzeci: C leży poza A (rys. 431).

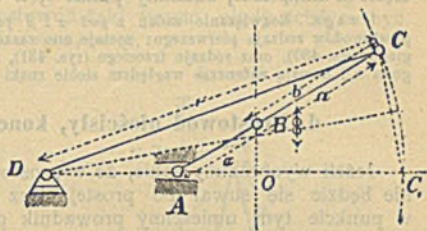
Prostowód trzeciego rodzaju daje drogę punktu B najbardziej różniącą się od prostej.

We wszystkich trzech rodzajach prostowodów prowadnicę punktu A możemy zastąpić (np. EA w rys. 428) odwodzikiem, który wodzi punkt A po łuku koła. Zmiana taka powoduje dalszą nieściśłość w ruchu prostoliniowym punktu B . Rys. 428 przedstawia prostowód Evans'a, t. j. rodzaj pierwszy wodzidła eliptycznego po niemalprostej, z odwodzikiem AE , a nadto z układem symetrycznym, w którym kąt $ADB = 90^\circ$, oraz $a = b = r$. Praktycznie zastosowalnym jest prostowód Evans'a, gdy $EA \geq BD$, a kąt wahań wodzika AB ma wartość: $2\alpha < 40^\circ$.

Rys. 429.



Rys. 430.

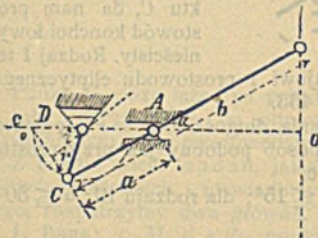


2. Przy budowie prostowodu eliptycznego, nieściśłego najczęściej są dane punkty A i B , poruszające się po prostych prostopadłych do siebie; należy oznaczyć długość r , punkt przyczepienia C nawodzika, oraz punkt jego obrotu D .

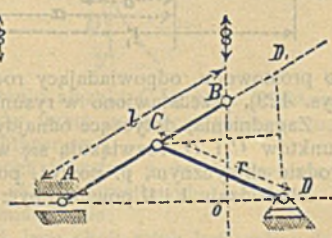
a) Dane: A, B , długość $AB = a + b$, oraz kąt wahań α , odpowiadający połowie skoku punktu B .

Zakładamy położenie punktu C , t. j. $AC = a$ i $BC = b$. Szukamy D .

Rys. 431.



Rys. 432.



Nakreśliwszy wodzik (rys. 429) w skrajnym położeniu ACB , odpowiadającym kątowi α , wykreślamy na prostej, stanowiącej drogę punktu A , środkowe położenie nawodzika, t. j. $OC_0 = BC = b$. Pro-

stopadła, wystawiona na środku linii C_0C , przecnie prostą AC_0O w szukanym punkcie D , określającym nawodzik $DC = r$.

Przy bardzo małym kącie odchylenia α , zachodzi w przybliżeniu stosunek:

$$r : a = a : b.$$

β) Dane: A, B ; $AB = a + b$; kąt α .

Zakładamy: położenie punktu D na AD , wyprowadzonej z A , prostopadłe do drogi punktu B .

Szukamy: położenia punktu C .

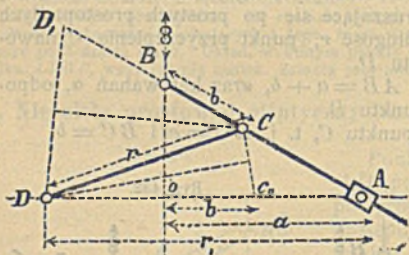
Narysowawszy (rys. 432) wodzik AB w skrajnym położeniu, mamy punkt O , jako środkowe położenie punktu B . Przedłużamy wówczas linię AB o kawałek $BD_1 = OD$, a połączywszy D_1 z D , i wystawiwszy na połowie DD_1 prostopadłą, otrzymujemy, jako jego przecięcie z linią AB , szukany punkt C , a więc i długość $CD = r$.

Uwaga. Rozwiązanie zadań z pod α i β przedstawiono w rys. 429 i 432 dla prostowódów rodzaju pierwszego: zostaje ono zasadniczo tem samem i dla rodzaju drugiego (rys. 430), oraz rodzaju trzeciego (rys. 431), należy jedynie uwzględnić, że długości a i b mają natenczas względem siebie znaki odwrotne.

d. Prostowód nieściśły, konchoidowy (rys. 433).

Jeżeli wyobrazimy sobie, że w prostowodzie eliptycznym punkt A nie będzie się suwał po prostej, lecz stał na miejscu, natomiast w punkcie tym umieścimy prowadnik przegubowy, w którymby się

Rys. 433.



suwała prosta AB , to we wszystkich trzech rodzajach (rys. 429, 430, 431) krzywa opisywana przez punkt C będzie konchoidą (por. str. 120). Nawodzik CD , odpowiadający średniemu promieniowi krzywości konchoidy dla punktu C , da nam prostowód konchoidowy, nieściśły. Rodzaj I te-

go prostowodu, odpowiadający rodzajowi I prostowodu eliptycznego (rys. 429), przedstawiono w rysunku 433.

Zagadnienia, dotyczące odnajdywania długości $CD = r$ i położenia punktów C i D , rozwiązują się w sposób podobny jak przy prostowodzie eliptycznym, p. powyż. pod c.

Dla rodzaju I i II powinno być: $\alpha \leq 15^\circ$; dla rodzaju III: $\alpha \leq 30^\circ$.

e. Prostowód ściśły, hypocykloidowy.

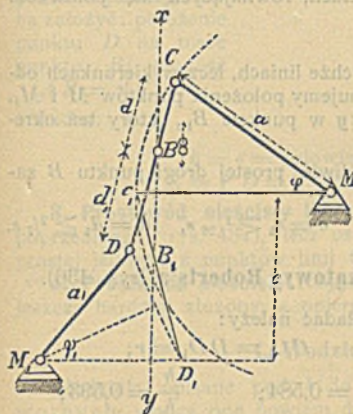
Polega na tej właściwości hypocykloidy (p. str. 114 pod 9.), że gdy promień R koła podstawowego (stałego) jest dwa razy większy

niż promień r koła tworzącego (ruchomego), to hypocykloida przechodzi w linię prostą, o długości $2R$. Prostowód ten, mało używany, pochodzi z 16 wieku.

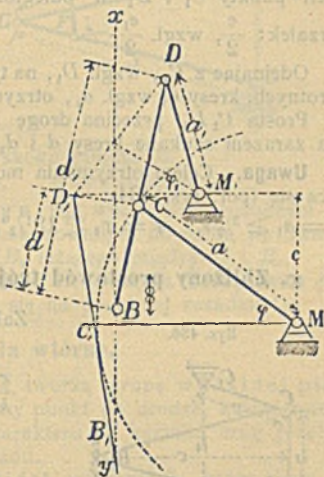
f. Prostowód nieściśły, lemniskatowy (Watt'a).

Gdy (rys. 434) nawodzik MC , wzgl. odwodzik M_1D , wodzi punkty D , wzgl. C , z łączki (wodzika) DC po łukach kół o środkach M i M_1 , to dowolny punkt z łączki DC , np. B , opisuje krzywą, zwaną lemniskatą (p. str. 120). Jeżeli odległość c (punktów obrotu M i M_1) tak dobierzemy, aby w środkowym położeniu C_1M wahania (o kąt φ i φ_1) nawodzik był równoległy do odwodzika, to prosta xy , stojąca prostopadłe na C_1M i połowiąca strzałkę łuku wahnięć nawodzika $e = a(1 \cos \varphi)$, przetnie linię CD w punkcie B , który opisuje lemniskatę najbardziej zbliżoną do linii prostej, a prostą tą jest właśnie linia xy . Prostowód taki przeto nigdy ściśłym być nie może, chyba dla wartości $a = a_1 = \infty$.

Rys. 434.



Rys. 435.



Punkt B może leżeć na przedłużeniu złączki CD , poza punktem D lub C (rys. 435), co odpowiada trzem rodzajom prostowodu, wspomnianym przy prostowodzie eliptycznym.

Z pośród wielu zadań, jakie mogą powstać z kombinacji rozmaitych wiadomych i niewiadomych układu prostowodu lemniskatowego, rozpatrzmy dwa główne, a mianowicie:

1. Dane: a , M , d i d_1 , punkt B , jego skok s lub kąt wahnięcia nawodzika $s = 2a \sin \varphi = 2a_1 \sin \varphi_1$, albo wreszcie strzałka łuku wahnięć $e = a(1 - \cos \varphi)$.

Szukane: a_1 i położenie punktu M_1 .

Nakreślamy nawodzik a w skrajnym położeniu MC i przykładowy złączkę (wodzik) CD tak, aby punkt B leżał na prostej xy , połowiącej strzałkę łuku, zakreślanego przez punkt C (przy wahaniu o kąt 2φ).

Tak samo postępujemy dla średniego położenia nawodzika MC_1 , a otrzymamy punkt D_1 . Ze środka kresy DD_1 wyprowadzamy do niej prostopadłą, która przetnie w punkcie szukanym M_1 linię D_1M_1 , prowadzoną przez D_1 równoległe do MC_1 . Znając punkt M_1 , znamy i długość odwodzika $M_1D = a_1$.

Strzałka łuku wahnięć odwodzika $e_1 = a_1(1 - \cos \varphi_1)$.

2. Dane: długości nawodzika i odwodzika: a i a_1 , ich odległość c w środkowym położeniu, (t. j. gdy są sobie równoległe), oraz skok s punktu B .

Szukane: położenie punktów M i M_1 , oraz punktu B .

Z danych s , a i a_1 oznaczamy kąty φ i φ_1 , dalej strzałki e i e_1 .

Założywszy dowolną linię xy jako drogę punktu B , prowadzimy do niej dwie prostopadłe w odległości wzajemnej c i odcinamy na nich punkty C_1 i D_1 w odległościach, równających się połówkom strzałek: $\frac{e}{2}$, wzgl. $\frac{e_1}{2}$.

Odcinając z C_1 , wzgl. D_1 , na tychże liniach, lecz w kierunkach odwrotnych, kresy a , wzgl. a_1 , otrzymujemy położenia punktów M i M_1 .

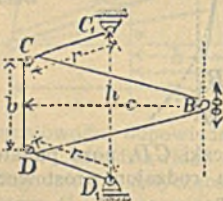
Prosta C_1D_1 przecina drogę xy w punkcie B_1 , który też określa zarazem szukane kresy d i d_1 .

Uwaga. Celem otrzymania możliwie prostej drogi punktu B zaleca się (por. rys. 434):

$$a = a_1 \geq \frac{3}{2}s, \quad \varphi = \varphi_1 \leq 19\frac{1}{2}^\circ, \quad e = e_1 \leq \frac{1}{26}s, \quad d = d_1 \geq \frac{2}{7}s.$$

g. Zbliżony prostowód trójkątowy, Roberts'a (rys. 436).

Rys. 436.



Zakładać należy:

$$CC_1 = DD_1 = r;$$

$$\frac{r}{h} = 0,584; \quad \frac{b}{h} = 0,593;$$

$$\frac{c}{h} = 1,112.$$

h. Prostowody bliźniacze.

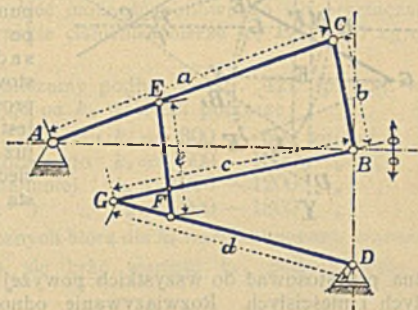
We wszystkich, opisanych powyżej prostowodach punktem wyjścia do wodzenia jednego punktu po prostej były 2 inne punkty, wodzone po odpowiednich krzywych. W wodzidłach natomiast bliźniaczych ściśle wodzenie po prostej osiąga się przez symetrię układu.

1. Prostowód ściśle Carthwright'a składa się z dwóch korb o jednakowym ramieniu, osadzonych na dwóch wałach, obracających się z jednakową prędkością kątową, lecz w kierunku odwrotnym, (np.

waly sprzężone parą równych kół zębatach). Jeżeli korby ustawimy symetrycznie względem linii prostopadłej do linii środków obu wałów, a przechodzącej przez środek ich odległości, to, osadzając na korbach dwa jednakowej długości korbowody, działające na wspólny przegub B , otrzymamy ruch przegubu B po prostej, a mianowicie po osi symetrii całego układu.

2. Odmianę prostowodu Carthwright'a, polegającą na niesymetrii układu, przedstawia prostowód nieściśły, rys. 437. Korby jednakowe zastąpiono tu nawodzikami AC i odwodzikami GD , rozmaitej

Rys. 437.



długości; koła zębate zastąpiono złączką EF ; korby CB i GB są też nierównej długości. Aby się punkt B poruszał po niemalprostej, trzeba założyć: położenie punktu D na torze punktu B ; długość $AB = AC = a$,

a nadto:

$$b = e = \text{połowie skoku punktu } B, \\ CE = FD = 0,618 a, \quad d = c = 0,809 a.$$

3. Prostowód nieściśły Harvey'a jest wodzidłem podobnym do poprzedniego (rys. 437), lecz ustosunkowanym do ruchu po niemalprostej jednego z punktów linii CB , leżącego między C i B .

4. Prostowód nieściśły rosyjskiego kienematyka Czebyszewa jest jeszcze bardziej złożony, a opiera się na podobnej zasadzie*).

i. Wodzidla wtórne.

Wodzidla opisane pod b do h tworzą grupę wodzideł pierwotnych, wodzą one bowiem dany punkt po drodze, której kształt może być zupełnie odmiennego charakteru od kształtu dróg przebieganych przez składowe części układu.

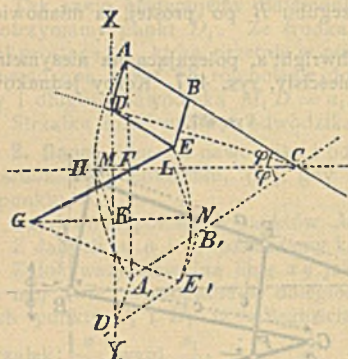
Istnieją wszakże układy wodzideł wtórnych, które służą do przeniesienia ruchu pewnego punktu, wodzonego już po drodze pożądanej wodzidłem pierwotnym, na punkt inny, kierując go po drodze, która pozostaje w określonym stosunku wzajemności z drogą punktu pierwszego (por. str. 157). Najważniejszy i najprostszy taki układ wtórny jest t. zw. równoległobok Watt'a.

Oznaczamy w rys. 438 literą Z punkt przecięcia się linii CD z BE . Zasada równoległoboku Watt'a polega na tem, że jeżeli w przegibnym układzie dwóch prostych CB i BZ , mającym przegub w B , a punkt stały w C , zbudujemy na liniach CB i BZ (lub ich przedłużeniach) równoległobok przegubowy $BEDA$ z wierzchołkiem D , le-

*) Dingler, Polyt. Journal 1862.

żącym na prostej CZ (lub jej przedłużeniu), to droga zakreślona przez punkt D będzie podobną do drogi punktu Z .

Rys. 438.



Watt stosował swój równoległobok do swego prostowodu (f) przedstawionego w całokształcie w rys. 438. Zasadniczym układem prostowodu lemniskatowego jest $GEB C$, równoległobokiem zaś $B A D E$. Punkt D jest punktem wtórnie wodzonym po niemalprostej $X Y$, zasadniczy zaś punkt prostowodu, wodzony po niemalprostej, równoległej do $X Y$, jest wspomniany powyżej już punkt Z , leżący na przecięciu się prostej $D C$ z prostą $B E$.

Równoległobok Watta można przystosować do wszystkich powyżej opisanych prostowodów ścisłych i nieścisłych. Rozwiązywanie odnośnych zadań sprowadza się do sposobów podanych przy odpowiednich prostowodach.

VII. CZĘŚCI MASZYN NA PRZEWODY PŁYNÓW (PRZEWODNIKI).

A. Cylindry.

Najczęściej lanożelazne (żeliwne), lecz odlewają też cylindry ze stali, brązu, spiżu, brązu nąfosforzonego, z metalu „Delta“ i innych stopów; żelazo kute używa się rzadko. Odlew żelazny na cylindry ma być ścisły, mocny i nie za miękki; odlewając pionowo i z dużym nadlewem, otrzymuje się odlew ścisły, a grubość ścianek równomierną.

a. Cylindry do pomp i tłoczni.

1. Nieuwzględniając ciśnienia płynu, lecz tylko dogodność wykonania, przewodu i ustawienia, nadajemy lanożelaznym, niewytaczanym **cylindrom pomp** grubość ścianek:

$$s = \frac{1}{30} D + 1,0 \text{ cm, przy odlewaniu pionowym.}$$

$$s = \frac{1}{10} D + 1,2 \text{ cm, przy odlewaniu poziomem.}$$

Dla znaczniejszych nadciśnień płynów p_i (kg/cm^2) obliczamy grubość ścianek podług 1. str. 421, (p. też str. 579); by uwzględnić możliwą mimoosiowość rdzenia przy odlewie, zwiększamy jeszcze o 0,3 — 0,6 cm obliczoną grubość ścianek. Nadto, z uwagi na możliwe uderzenia, zmiany temperatury i t. p., ciągnięcie bezpieczne k_z dla zwykłego odlewu żeliwnego nie powinnyby przekraczać 200 kg/cm^2 . Z wyników obliczeń podług powyższych dwóch sposobów wybieramy wartość większą.

Niezależnie od powyższego pogrubiamy jeszcze ścianki o 0,5 do 1,0 cm dla cylindrów, które mamy wytaczać, a zwłaszcza, gdy po ich wytarciu się, chcemy mieć możliwość ponownego ich przetaczania. Dla lanej stali (na wysokie ciśnienia) bierze się $k_z \leq 500 \text{ kg/cm}^2$, a $s \geq 1,5 \text{ cm}$.

2. Cylindry tłoczni obliczamy podług 1. str. 421 (p. tabl. wartości ξ str. 579), dobierając na k_z wartości poniższe:

dla lanej żelaza *) i spizu	$k_z = 300 - 600 \text{ kg/cm}^2$,
dla brązu nąfosforzonego	$k_z = 500 - 1000 \text{ "}$,
dla lanej stali conajmniej	$k_z = 1000 - 1200 \text{ "}$,
dla kutego żelaza **)	$k_z = 900 - 1800 \text{ "}$.

Tylko w razach koniecznych biorą dla k_z wartość większą, krańcową.

Dla lanej stali poleca się brać wartość k_z , podaną przez dostawcę. ***)

Jeżeli za pomocą tłoka cylindra trzeba wytworzyć pewien nacisk P (w kg), to zewnętrzny promień r_a (por. str. 421, 1.) będzie najmniejszością, gdy $p_i = 0,36 k_z$, a mianowicie:

$$r_{a \text{ min}} = 1,5 r_i \text{ lub } s_{\text{min}} = 0,5 r_i.$$

b. Cylindry parowe.

Dla cylindra o średnicy wewnętrznej D cm wystarcza zazwyczaj grubość ścianek s , określona wzorami:

$$s = \frac{1}{50} D + 1,3 \text{ cm przy odlewaniu pionowym,}$$

$$s = \frac{1}{40} D + 1,5 \text{ cm przy odlewaniu poziomem.}$$

Bliższe szczegóły p. Dział VII, rozdz. III, C. a.

*) Trudności wykonania ścisłego odlewu na cylindry tłoczni wstają w miarę zgrubiania ścianek. Przez parokrotne przetapianie surowca, przyczem odlewa się z niego płyty, albo też przez dedawanie żelaza spawalnego w kopolaku (t. zw. metal Stirling'a) otrzymuje się materiał, dla którego można bezpiecznie liczyć $k_z = 500 - 750 \text{ kg/cm}^2$. Przy kształtowaniu wypada baczyć szczególnie na łagodne przejścia między odmiennymi przekrojami.

**) Cylindry takie wykonywa się z kratownika nawiniętego śrubowo, zwój przy zwoju, na walec; oddzielne zwoje skuwają się ze sobą uderzeniami młota w kierunku osi cylindra.

***) Niemiecko-Austryackie rurownie Mannesmann'owskie podają $k_z = 1250 - 3000 \text{ kg/cm}^2$ dla stali martynowskiej, a $k_z = 2000 - 4500 \text{ kg/cm}^2$ dla stali tyglowej.

B. Rury.

a. Uwagi ogólne.

Średnicę wewnętrzną (prześwit) przewodu rurowego określamy zazwyczaj z warunku, aby opór tarcia, albo też prędkość przeprowadzanej cieczy lub gazu, nie przekraczały granic oznaczonych. Dla kosztowniejszych przewodów wypadałoby określać ich prześwit dokładniej, w ten sposób, aby suma wydatków bieżących na użytkowanie (eksploatacyę) przewodu (zmniejszających się przy większym prześwicie), łącznie z kosztami umorzenia, utrzymania i procentów (zwiększającymi się wraz z prześwitem) były razem ilością możliwie najmniejszą. *)

W długich przewodach ułożonych na małej głębokości pod ziemią, jak również w przewodach cieczy gorących, albo pary, trzeba nadto uwzględniać wydłużenia przewodu pod wpływem zmian temperatury; dla zrównoważenia takich wydłużeń stosują się grube uszczelki sprężyste, z gumy lub azbestu, lepiej jednak włączając w przewód rury faliste, albo t. zw. wydłużki, t. j. uginające się, wygięte rury miedziane, (p. rozdz. niniejszy B. pod g.); mniej zalecenia godne są wydłużki dławnicowe, gdyż po krótkim czasie przestają być szczelnymi. Siły działające w kierunku osi rur należy uwzględniać przy zmianie jej kierunku (umocowanie zagięć i kolan ściąganiami).

b. Rury żelazne, lane (żeliwne).

Podług sposobu połączenia rozróżniamy rury: mufowe (kielichowe) i kołnierzowe. Ze względu na wykonanie, przewóz, zakładanie i t. p., jako też na działanie sił i wyteżeń dodatkowych, jakie, np. w rurach zakopanych powstają przez nierównomierne podparcie, przez osiadanie gruntu i t. p., rury wykonywamy o ściankach grubszych, niżby wymagało obliczenie podług 1. str. 421 lub podług tablicy poniższej, a mianowicie dla żeliwnych rur na zwykle przewody, o prześwicie D cm, określamy s wzorami:

$$s = \frac{1}{60} D + 0,7 \text{ cm dla rur stojąco lanych,}$$

$$s = \frac{1}{50} D + 0,9 \text{ cm dla rur leżąco lanych,}$$

o ile ciśnienie robocze nie przewyższa 10 kg/cm^2 , a próbne 20 kg/cm^2 i o ile przewód nie podlega znaczniejszym zmianom temperatury. W przewodach parowych, o prześwicie ponad 10 cm , wartości powyższe na grubość ścianek zwiększamy o $12,5$ do 25% ; natomiast przewody o małych ciśnieniach wewnętrznych (np. wiatrowe, gazowe i t. d.) mogą mieć ścianki nieco cieńsze, (por. uwagi na str. 580 i 581).

Rury o wysokiem ciśnieniu (np. tłoczniane) otrzymują grubości ścianek, obliczone podług wzoru 1 str. 421, z dodaniem $0,7 \text{ cm}$ dla rur stojąco lanych, a z dodatkiem nieco większym dla leżąco lanych.

(Ciąg dalszy na str. 582).

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1890, str. 103, 150, 1008.

Wartości ξ do obliczania grubości ścianek rur o wewnętrznym ciśnieniu.

$$s = 0,5 \left(\sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} - 1 \right) D = \xi D,$$

podług wzoru I na str. 421, w którym s oznacza grubość ścianki rurowej w cm, D średnicę prześwitu w cm, k_z ciągnięcie bezpieczne materiału w kg/cm², p_i największe nadciśnienie wewnętrzne w rurze.

p_i kg/cm ²	k_z w kg/cm ²									
	100	140	180	200	300	400	500	600	800	1000
10	0,0467	0,0324	0,0248	0,0223	0,0146	0,0109	0,0087	0,0072	0,0054	0,0039
12	0,0572	0,0394	0,0301	0,0269	0,0176	0,0131	0,0104	0,0087	0,0065	0,0052
14	0,0681	0,0467	0,0355	0,0317	0,0207	0,0154	0,0122	0,0102	0,0076	0,0060
16	0,0795	0,0541	0,0410	0,0366	0,0238	0,0176	0,0140	0,0116	0,0087	0,0069
18	0,0915	0,0618	0,0467	0,0416	0,0269	0,0199	0,0158	0,0130	0,0097	0,0077
20	0,1040	0,0697	0,0525	0,0467	0,0301	0,0223	0,0176	0,0146	0,0109	0,0087
25	0,1383	0,0906	0,0675	0,0599	0,0383	0,0281	0,0223	0,0184	0,0137	0,0109
30	0,1775	0,1134	0,0835	0,0738	0,0467	0,0342	0,0269	0,0223	0,0165	0,0131
35	0,2231	0,1383	0,1003	0,0885	0,0554	0,0403	0,0317	0,0261	0,0193	0,0154
40	0,2773	0,1657	0,1187	0,1040	0,0644	0,0467	0,0366	0,0301	0,0223	0,0176
45	0,3431	0,1962	0,1383	0,1206	0,0738	0,0532	0,0416	0,0342	0,0252	0,0199
50	0,4258	0,2303	0,1594	0,1383	0,0835	0,0599	0,0467	0,0383	0,0281	0,0223
55	0,5345	0,2686	0,1822	0,1572	0,0936	0,0667	0,0519	0,0425	0,0311	0,0246
60	0,6871	0,3132	0,2071	0,1775	0,1040	0,0738	0,0572	0,0467	0,0342	0,0269
65	0,9256	0,3647	0,2344	0,1994	0,1150	0,0810	0,0626	0,0510	0,0373	0,0293
70	1,3856	0,4258	0,2644	0,2231	0,1264	0,0885	0,0681	0,0554	0,0403	0,0317
80		0,5029	0,3351	0,2773	0,1508	0,1040	0,075	0,0644	0,0467	0,0366
90		0,8881	0,4258	0,3431	0,1775	0,1206	0,0915	0,0738	0,0532	0,0416
100		1,6213	0,5488	0,4258	0,2071	0,1383	0,1040	0,0835	0,0599	0,0467
110			0,7303	0,5345	0,2401	0,1572	0,1172	0,0936	0,0667	0,0519
120			1,0411	0,6871	0,2773	0,1775	0,1311	0,1040	0,0738	0,0572
130			1,7962	0,9256	0,3196	0,1994	0,1457	0,1150	0,0810	0,0626
140				1,3856	0,3685	0,2231	0,1612	0,1264	0,0885	0,0681
150				3,1056	0,4258	0,2490	0,1775	0,1383	0,0961	0,0738
160					0,4946	0,2773	0,1949	0,1508	0,1040	0,0795
180					0,6871	0,3431	0,2332	0,1775	0,1206	0,0915
200					1,0411	0,4258	0,2773	0,2071	0,1383	0,1040
220					2,1322	0,5345	0,3288	0,2401	0,1572	0,1172
210						0,6871	0,3903	0,2773	0,1775	0,1311
260						0,9256	0,4656	0,3196	0,1994	0,1457
280						1,3856	0,5607	0,3685	0,2231	0,1612
300						3,1056	0,6871	0,4258	0,2490	0,1775
320							0,8672	0,4946	0,2773	0,1949
340							1,1557	0,5792	0,3085	0,2134
360							1,7430	0,6871	0,3431	0,2332

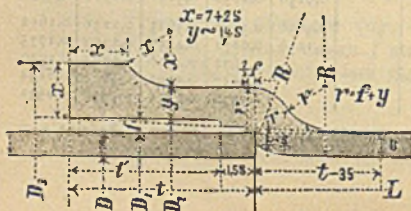
Przykład. Dane $p_i = 60$ kg/cm², $k_z = 180$ kg/cm², $D = 140$ mm, a będzie: $s = 0,2071 \cdot 140 = 29$ mm.

Normy niemieckie na żeliwne (lanożelazne) rury

Opracowane wspólnie przez Towarzystwo Inżynierów niemieckich i Towarzystwo

Rury kielichowe (mufowe) rys. 439												
Średnica zewnętrzna D	Normalna grubość ścianki s	Średnica zewnętrzna rury D ₁	Waga 1-mro mufy gładkiej rury, t. j. bez kielicha lub kołnierza	Rury kielichowe (mufowe) rys. 439								
				Szerokość szczeliny f	Średnica wewnętrzna kielicha D ₂	Średnica zewnętrzna kielicha D ₃	Wewnętrzna wysokość kielicha l	Głębokość szczeliny f' = l - 1,5 s	Zwykła długość użytkowa L	Waga kielicha	Waga całej rury z połączoną długością danej rury i rury używanej na mufę	Waga rury o poprzednio podanej długości używanej na mufę
mm	mm	mm	kg/m b.	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	kg	kg
40	6	56	8,175	7	70	116	74	62	2	2,68	20,18	10,09
50	8	66	10,57	7,5	81	127	77	65	2	3,14	24,28	12,14
60	8,5	77	13,26	7,5	92	140	80	67	2	3,89	30,41	15,21
70	8,5	87	15,20	7,5	102	150	82	69	3	4,35	49,95	16,65
80	9	98	18,24	7,5	113	163	81	70	3	5,09	59,81	19,94
90	9	108	20,29	7,5	123	173	86	72	3	5,70	66,57	22,19
100	9	118	22,34	7,5	133	183	88	74	3	6,20	73,22	24,41
125	9,5	144	29,10	7,5	149	211	91	77	3	7,64	94,94	31,65
150	10	170	36,44	7,5	185	239	94	79	3	9,89	119,21	39,74
175	10,5	196	44,34	7,5	211	267	97	81	3	12,00	145,08	48,36
200	11	222	52,86	8	238	296	100	83	3	14,41	172,99	57,66
225	11,5	248	61,95	8	264	324	100	83	3	16,89	202,71	67,57
250	12	274	71,61	8,5	291	353	103	84	4	19,61	236,05	76,51
275	12,5	300	81,85	8,5	317	381	103	84	4	22,51	271,91	87,48
300	13	326	92,68	8,5	343	409	105	85	4	25,78	309,65	99,13
325	13,5	352	104,08	8,5	369	437	105	85	4	28,83	348,15	111,29
350	14	378	116,07	8,5	395	465	107	86	4	32,23	388,51	124,15
375	14	403	128,04	9	421	491	107	86	4	34,27	430,43	138,61
400	14,5	429	136,89	9,5	448	520	110	88	4	39,15	486,71	146,68
425	14,5	454	145,15	9,5	473	545	110	88	4	41,26	528,38	155,46
450	15	480	158,87	9,5	499	573	112	89	4	44,90	580,32	170,10
475	15,5	506	173,17	9,5	525	601	112	89	4	48,97	641,65	185,41
500	16	532	188,04	10	552	630	115	91	4	54,48	706,64	201,66
550	16,5	583	212,90	10	603	683	117	92	4	62,34	813,94	228,49
600	17	634	238,90	10,5	655	737	120	94	4	72,15	1026,75	256,69
650	18	686	273,86	10,5	707	793	122	95	4	83,10	1178,54	294,64
700	19	738	311,15	11	760	850	125	96	4	98,04	1342,64	335,66
750	20	790	350,76	11	812	906	127	97	4	111,29	1514,33	378,58
800	21	842	392,69	12	866	964	130	98	4	129,27	1700,03	425,01
900	22,5	945	472,76	12,5	970	1074	135	101	4	160,17	2051,21	512,80
1000	24	1048	559,76	13	1074	1184	140	104	4	195,99	2435,03	608,76
1100	26	1152	666,81	13	1178	1296	145	106	4	243,76	2911,00	727,75
1200	28	1256	783,15	13	1282	1408	150	108	4	294,50	3427,10	856,78

Rys. 439.



Normalne grubości ścianek s obowiązują przewodziem dla rur wodocigowych, pracujących pod ciśnieniem około 10 atm., a próbowanych na 20 atm. Grubości te można nieco zmniejszać dla wodociągów o ciśnieniu zwykłym (4 do 7 atm.) oraz dla przewodów o nieznanym ciśnieniu (np. gazowych, wiatrowych, kanalizacyjnych, zlewowych i t. p.). Natomiast wypada je zwiększać dla przewodów par-

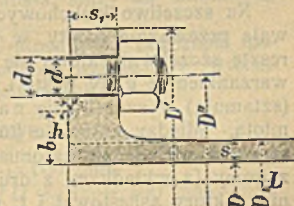
*) Mnożąc wagi w kg na mb, podane w tabeli, przez 0,774, otrzymamy wagi jednej rażone w funtach ros.

kielichowe (mufowe) i kołnierzowe (flanszowe).

niemieckich Zawodowców gazowych i wodocigowych; przejrzane w roku 1862.

Rury kołnierzowe (flanszowe) rys. 440													
Średnica zewnętrzna D	Grubość s	Szerokość b	Wysokość h	Średnica otworu na śruby D ₁	Śruby			Średnica otworu na śruby d ₂	Zwykła długość użytkowa L	Waga jednego kołnierza wraz z pogrubieniem z przylgami	Waga całej rury o poprzednio podanej długości używanej na mufę	Średnica zewnętrzna D	
					Grubość d	cał. ang.	Długość l						
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	kg	mm	
140	18	25	3	110	4	12,7	1/2	70	15	2	1,89	21,28	10,64
160	18	25	3	125	4	15,9	5/8	75	18	2	2,41	25,96	12,98
175	19	25	3	135	4	15,9	5/8	75	18	2	2,96	32,44	16,22
185	19	25	3	145	4	15,9	5/8	75	18	3	3,21	32,02	17,34
200	20	25	3	160	4	15,9	5/8	75	18	3	3,84	62,40	20,80
215	20	25	3	170	4	15,9	5/8	75	18	3	4,37	69,61	23,20
230	20	28	3	180	4	19,0	3/4	85	21	3	4,96	76,94	25,65
260	21	28	3	210	4	19,0	3/4	85	21	3	6,26	99,82	33,27
290	22	28	3	240	6	19,0	3/4	85	21	3	7,69	124,70	41,57
320	22	30	3	270	6	19,0	3/4	85	21	3	8,96	151,00	50,33
350	23	30	3	300	6	19,0	3/4	85	21	3	10,71	180,00	60,00
370	23	30	3	320	6	19,0	3/4	85	21	3	11,02	207,89	69,30
400	24	30	3	350	8	19,0	3/4	100	21	3	12,98	240,79	80,26
425	25	30	3	375	8	19,0	3/4	100	21	3	14,41	274,37	91,46
450	25	30	3	400	8	19,0	3/4	100	21	3	15,32	308,68	102,89
490	26	35	4	435	10	22,2	7/8	105	25	3	19,48	351,20	117,07
520	26	35	4	465	10	22,2	7/8	105	25	3	21,29	390,79	130,26
550	27	35	4	495	10	22,2	7/8	105	25	3	24,79	420,70	140,23
575	27	35	4	520	10	22,2	7/8	105	25	3	25,44	461,55	153,85
600	28	35	4	545	12	22,2	7/8	105	25	3	27,64	490,73	163,58
630	28	35	4	570	12	22,2	7/8	105	25	3	29,89	536,39	178,80
655	29	40	4	600	12	22,2	7/8	105	25	3	32,41	584,33	194,78
680	30	40	4	625	12	22,2	7/8	105	25	3	34,69	633,50	211,17
700	33	40	5	675	14	25,4	1	120	28,5	3	44,28	727,26	242,42
740	33	40	5	725	16	25,4	1	120	28,5	3	47,41	811,52	270,51
840	33	40	5	775	18	25,4	1	120	28,5	3	50,13	921,84	307,28
900	33	40	5	830	18	25,4	1	120	28,5	3	56,50	1046,45	348,82
950	33	40	5	880	20	25,4	1	120	28,5	3	59,81	1171,90	390,63

Rys. 440.



wych, w których znaczne różnice temperatur powodują naprężenia dodatkowe, oraz dla przewodów narażonych na szczególnie szkodliwe wpływy zewnętrzne (p. str. 578).

Zewnętrzna średnica rury (D₁) pozostaje niezmienną; każda przeto zmiana grubości ścianki zmienia średnicę przeswitu (D). Niezmiennym ma też być kształt wnętrza kielicha, sposób jego przechodzenia w rurę i szerokość f szczeliny, a więc i naboju olowanego.

Dozwala się chybiać w wadze rur normalnych do ± 3% wagi teoretycznej, którą w tabelcy powyższej obliczono na zasadzie ciężkości właściwej żelaza 7,25.

Dziwny na śruby kołnierzach rur rozkładają się symetrycznie do płaszczyzny pionowej, przechodzącej przez osi rury, tak jednak, aby żadna śruba w płaszczyźnie tej nie leżała. Aby ułatwić otrzymanie pożądanej długości przewodu, niektóre rurownie w pałty dostarczane rur kielichowych lub kołnierzowych dają pewną ilość rur o 0,5 do 1 m dłuższych niż normalne. Dobrze będzie określić te szczególne przy zamówieniu.

stopy ang. przez 5,210, jednego sażena; a przez 1,730, jednego arszyna; wszystkie wy-

Przy obliczeniu podstawia się we wzór za p_i największe ciśnienie robocze w kg/cm^2 , a $k_2 = 200 \text{ kg/cm}^2$.

Odlewanie rur „na leżąco“ jest sposobem starym. Daleko lepsze wyniki daje odlew „na stojąco“ bez podpinek i przypinek, z dostatecznie długim nadlewem, przez co osiąga się ściśłość odlewu, jednakową grubość ścianek i gładkość zewnętrznej powierzchni rury. Przy takim odlewaniu koniec z kielichem powinien znajdować się u góry.

Ciśnienie próbne dla rur lanożelaznych (żeliwnych) równa się zazwyczaj podwójnemu ciśnieniu roboczemu, a zwiększa się w przypadkach szczególnych. Podczas próby uderza się mocno młotkiem po rurze pozostającej pod ciśnieniem cieczy, co pozwala wykrywać nieprawidłowe naprężenia pierwotne, powstałe podczas stygnięcia odlewu.

Płoczaraki wodne do próbowania bywają różnego rodzaju: zwykle, ręczne używają się do małych rur; do większych stosują akumulatory z pompami pędzonymi mechanicznie, a do rur bardzo wielkich urządzenia z hydraulicznym zakładaniem rury na próbarkę.

Próby na gięcie, dokonywane w hucie „Fryderyk-Wilhelm“ w Mülheimie, z normalnymi rurami kielichowymi (p. str. 580) przy sposobie 2-gim obciążenia (str. 372) i przy długości $l = 2,62 \text{ m}$. wykazały poniższe obciążenia łamiące P :

Prześwit rury $D = 80 \text{ mm}$	$P = 1400$ do	1770	kg,
„ „ 100 „	$P = 2060$ „	2780	„
„ „ 125 „	$P = 2930$ „	4120	„
„ „ 175 „	$P = 7350$ „	9200	„
„ „ 200 „	$P = 10140$ „	13280	„

W rys. 439 (str. 580) i 440 (str. 581) zakreskowano na krzyż te części przekroju, dla których obliczono w tablicy normalnej wagi kielichów i kołnierzy. W rys. 440 szyjka pod kołnierzem przechodzi z wolna na grubość s ścianki rury w grubość, przybliżenie równą grubości d śruby, przyczem pochyłość zewnętrzna jest 1:5, a szyjka łączy się z kołnierzem przez stosowne zaokrąglenie profilu.

Aby nie obrabiać całego storcu kołnierza, dodają występ pierścieniowaty, nazwany przylgą, do której przylega uszczelka.

Wytężanie śrub kołnierzowych, podług danych tablicy str. 581, dla rur o większych prześwitach i przy ciśnieniu roboczem 10 kg/cm^2 , należałoby już uznać za nadmierne; przy zwiększonym ciśnieniu nie można pomijać tej okoliczności.

By rury lano (żeliwne) wodociągowe i gazowe chronić od rdzewienia, powlekają je gorącym asfaltem lub mazią. Rury już oczyszczone i wypróbowane zagrzewa się do 100 lub 150° i zanurzywszy je w kąpiel gorącą, pozostawia się je w niej przez czas dłuższy. Przed zanurzeniem smarują wewnątrz wnętrze kielicha i koniec rury zewnątrz mlekiem wapiennym, aby maź się trwale do nich nie przyczepiła. Smarują też gorące rury lakiem asfaltowym wprost pendzlem.

Na szczeliwo kielichowych rur gazowych i wodociągowych używają przeważnie nabity w szczeliwnię sznur smolony (maziony) — resztę szczeliwni zalewa się ołowiem (osłaniając brzeg kielicha obwarzankiem z gliny tłustej). Tak sznur jak i ołów nabijają się (sztamują) w szczeliwnię nabijakiem i dobijakiem za pomocą młota. Między kołnierze (lub ich przylgi) łączących się rur kołnierzowych wkłada się natomiast uszczelki, t. j. pierścienie płaskie z gumy (z wkładkami z drutu lub tkaniny), z ołowiu, tektury z mianą, tektury asbestowej i t. p. — w przewodach parowych stosują też i profilowane uszczelki miedziane.

Na kosztą ułożenia rur kielichowych pod ziemią liczą około $\frac{1}{3}$ wartości rur.

Kształtki normalne, oraz długości użytkowe zasuw do przewodów lanożelaznych (żeliwnych).

Opracowane wspólnie przez Towarzystwo Inżynierów niemieckich i Towarzystwo niem. Zawodowców gazowych i wodociagowych, w r. 1882.

Rozczepka prosta (prostka z odnogą prostą) **A** i **B** *) (rys. 441 i 442).

$$a = 0,2 D + 0,5 d + 100 \text{ mm,}$$

$$l = 0,1 d + 120 \text{ mm,}$$

$$r = 0,05 d + 40 \text{ mm,}$$

l = głębokości kielicha odnogi podług średnicy prześwitu d .

D	d	L
Średnica prostki	Średnica odnogi	Długość użytkowa
mm	mm	m
40 do 100	40 do 100	0,8
125 " 325	40 " 325	1,0
350 " 500	40 " 300	1,0
	325 " 500	1,25
550 " 750	40 " 250	1,30
	275 " 500	1,25
	550 " 750	1,50

Kieliszek E (rys. 445).

$L = 300 \text{ mm}$, zdatny dla $D \geq 40 \text{ mm}$.

Półprostka kołnierzowa F (rys. 446).

$L = 600 \text{ mm}$ dla $D = 40 \text{ do } 475 \text{ mm}$,

$L = 800 \text{ mm}$ dla $D = 500 \text{ do } 750 \text{ mm}$.

Kolanko J (rys. 449).

$R = 250 \text{ mm}$ dla $D = 40 \text{ do } 90 \text{ mm}$,

$R = D + 150 \text{ mm}$ dla $D \geq 100 \text{ mm}$,

$m = D + 200 \text{ mm}$ dla $D = 40 \text{ do } 375 \text{ mm}$,

$m = 600 \text{ mm}$ dla $D \geq 400 \text{ mm}$.

Złączka jest prostką możliwie małej długości, z obustronnymi kielichami.

Korek, t. j. kawałek rury z dnem przewodem, służy do zamknięcia przewodu kończącego się kielichem.

Oprócz rozczepek zwykłych **A**, **B** i **C** stosują też **rozczepki podwójne**, **AA**, **BB** i **CC**, mające po dwie odnogi przeciwległe; wymiary ich takie same jak dla rozczepki pojedynczych.

Kształtki kołnierzowe.

Dla rys. 452 do 455 będzie $L = D + 100 \text{ mm}$,

a dla rys. 454:

$$l = \frac{1}{2} (D + d) + 100 \text{ mm.}$$

Rozczepka skośna (prostka z odnogą skośną) **C** (rys. 443).

$$a = 0,1 D + 0,7 d + 80 \text{ mm,}$$

$$c = 0,1 D + 80 \text{ mm,}$$

$$l = 0,75 a \text{ i } r = d.$$

D	d	L
Średnica prostki	Średnica odnogi	Długość użytkowa
mm	mm	m
40 do 100	40 do 100	0,8
125 " 275	40 " 275	1,0
300 " 425	40 " 250	1,0
	275 " 425	1,25
450 " 600	40 " 250	1,00
	275 " 425	1,25
650 " 750	450 " 600	1,50
	40 " 250	1,00
	275 " 425	1,25
	450 " 600	1,50
	650 " 750	1,75

Krzywka K (rys. 450).

$R = 10 D$; zdatna dla $D \geq 40 \text{ mm}$.

Krzywka L (rys. 448).

$R = 5 D$; zdatna dla $D \geq 300 \text{ mm}$.

Zwężka R (rys. 447).

$L = 1,0 \text{ m}$.

Nasówka Ů (rys. 444).

$L = 4 l$, gdy l = głębokości kielicha, określonej podług średnicy D .

małej długości, z obustronnymi

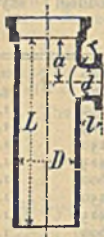
*) Litery tłustymi czcionkami drukowane oznaczają te litery, jakimi w Niemczech mianują dane kształtki, zastępując w ten sposób nazwę literą, czego jednak naśladować nie warto.

Sposób niemieckiego oznaczania rodzaju i wymiarów kształtek wskazują przykłady, umieszczone nad rys. 441 do 450; podaje się nazwa kształtki literą, oraz prześwit D w mm, pod linią zaś ułamek—przy rozczepkach prześwit odnogi, przy krzywkach liczbę sztuk na ćwierć obwodu (t. j. $90 : \alpha$).

Zastępując oznaczenia niemieckie, t. j. litery, właściwymi nazwami, otrzymamy podobno, dogodno, a łatwiej zrozumiało oznaczenia, np. rozczepka prosta $\frac{300}{100.100}$ oznaczałoby rozczepkę podwójną, 300 mm średnicy, o dwóch odnogach prostych, po 100 mm średnicy; kolano $\frac{150}{135^\circ}$ oznaczałoby kolano 150 mm śred., o kącie 135° między ramionami, t. j. $180^\circ - \alpha$ (rys. 449).

Rys. 441.

$$A \frac{300}{150}$$



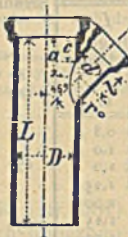
Rys. 442.

$$B \frac{300}{150}$$



Rys. 443.

$$C \frac{300}{150}$$



Rys. 444.

$$Ü 300$$



Rys. 445.

$$E 300$$



Rys. 447.

$$R \frac{300}{200}$$



Rys. 448.

$$L \frac{300}{3}$$



Rys. 449.

$$J 300$$

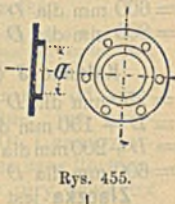


Rys. 450.

$$K \frac{300}{6}$$



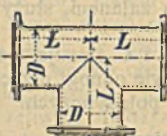
Rys. 451.



Rys. 452.



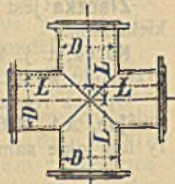
Rys. 453.



Rys. 454.



Rys. 455.



Przy wyliczaniu wag kształtek, zakładając ciężkość właściwą lanego żelaza (żeliwa) = 7,25 dodaje się do wagi teoretycznej 15%, a dla krzywek 20%. W rozczepkach z odnogą posiadającą prześwit 400 mm lub więcej, a przeznaczonych na ciśnienie ponad 2 atm., zgrubia się ścianki, w razie potrzeby zaś wzmacnia nadto dolaniami zębami. Wszelkie kształtki ponad 750 mm prześwitu nie uważają się za normalne.

Długość użytkowa zasuw:

- Zasuw z kołnierzeniami $L = D + 200$ mm,
 z kielichami, łoża zasuwki natłaczane $L = 0,7 D + 100$ mm,
 z kielichami, łoża osadzone na ołów $L = D - 2t + 250$ mm.

**Wagi kształtek kielichowych, lanożelaznych (żeliwnych) w kg.,
jednej z fabryk niemieckich.**

D mm	Rozczepka kielichowa, z prostą odnogą kołnierkową (A, rys. 441)						Rozczepka kielichowa, prosta (B, rys. 442)							
	D	80	100	150	200	300	400	D	80	100	150	200	300	400
40	14	14
50	19	19
60	22	22
70	27	27
80	30	30	31	31
90	33	32	34	33
100	37	35	37	38	36	38
125	54	49	51	55	50	52
150	68	59	63	68	.	.	.	70	60	64	70	.	.	.
175	88	79	81	84	.	.	.	90	80	82	86	.	.	.
200	97	88	90	91	97	.	.	100	89	91	94	100	.	.
225	106	95	97	100	104	.	.	110	96	98	102	107	.	.
250	125	111	113	116	121	.	.	130	112	114	118	124	.	.
275	144	126	128	131	136	.	.	150	127	129	133	139	.	.
300	162	146	148	152	155	162	.	170	147	149	154	158	170	.
350	241	174	178	182	187	199	.	250	175	179	184	190	207	.
400	299	210	212	216	222	234	299	310	211	213	218	225	242	310
450	348	240	243	248	255	268	340	354	246	249	254	260	276	346
500	414	284	288	293	300	312	388	416	287	290	295	301	320	396
550	562	327	330	337	346	426	452	582	328	331	340	350	437	468
600	630	367	370	377	386	473	500	658	368	371	380	390	485	516

D mm	Rozczepka skośna, kielichowa (G, rys. 443)						Nasówka (J, rys. 444) kg	Kieliszek (E, rys. 445) kg	Półprostka (I, rys. 446) kg	Krzywki L = 1.0 m (K, rys. 450)			
	D	80	100	150	200	300				Kąt α =			
										45°	30°	22.5°	15°
40	16	7	9	8	7	6	.	.
50	21	8	11	10	9	7	.	.
60	25	10	13	12	13	9	.	.
70	31	12	15	14	16	13	.	.
80	37	37	14	17	16	21	16	14	.
90	40	39	17	19	18	25	18	16	.
100	48	42	48	.	.	.	19	21	20	30	22	18	.
125	65	57	60	.	.	.	24	26	26	45	33	28	.
150	82	69	72	82	.	.	31	32	32	66	48	39	.
175	106	88	91	101	.	.	38	39	40	94	66	53	.
200	119	95	98	108	119	.	45	47	48	.	87	70	.
225	132	102	105	115	126	.	53	55	54	.	112	90	.
250	152	115	118	128	139	.	62	62	63	.	142	113	83
275	178	133	136	146	157	.	71	70	71	.	176	140	.
300	229	149	152	162	173	229	82	78	80	.	215	170	123
325	255	164	167	177	188	245	91	85	90	.	.	202	.
350	282	179	182	192	203	261	103	95	100	.	.	240	173
375	310	199	202	212	223	281	114	104	110	.	.	272	.
400	354	218	221	231	242	309	125	116	120	.	.	.	230
425	371	229	232	243	256	330	135	126	130
450	457	250	253	263	276	355	146	138	140	.	.	407	290
475	500	270	273	284	297	380	157	152	150
500	550	294	297	307	320	410	175	167	212	.	.	.	376

**Wagi kształtek kielichowych, lanożelaznych (żeliwnych) w kg.,
jednej z fabryk niemieckich.**

Zwęzka (R, rys. 447)																	
D mm	Średnica <i>d</i> przeswitu w końcu kielichowym w mm																
	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450
60	16
70	19	20
80	21	22	24
90	23	25	27	28
100	24	26	30	32	34
125	27	29	32	35	37	40
150	34	35	38	40	43	45	50
175	41	43	45	47	49	51	56	62
200	.	49	52	54	56	58	63	69	71
225	.	.	58	61	62	64	69	75	80	82
250	.	.	66	68	70	72	77	82	88	90	93
275	.	.	.	76	77	79	84	90	96	102	104	105
300	.	.	.	82	84	86	91	97	103	110	118	124	126
325	94	96	100	106	112	119	126	134	136	137	.	.	.
350	103	108	114	120	127	134	141	146	150	.	.	.
375	118	124	130	136	142	148	154	162	167	.	.
400	130	136	142	148	157	163	172	176	.	.
425	145	154	160	166	174	184	190	198	.
450	166	172	178	185	194	204	212	.
475	184	190	196	204	218	224	232
500	208	215	232	238	245	.
550	260	270	280	.	.

**Kształtki kołnierzone, lanożelazne (żeliwne),
(rys. 451 do 455 na str. 584).**

D mm	Średnica kołnierza mm	Pokrywka na kołnierz kg	Krzyżka (ko- lano) kołnie- rzowa kg	Rozczepka kołnierzowa kg	Krzyżka kołnierzowa kg	D mm	Średnica kołnierza mm	Pokrywka na kołnierz kg	Krzyżka (ko- lano) kołnie- rzowa kg	Rozczepka kołnierzowa kg	Krzyżka kołnierzowa kg
40	140	2,5	7	10	13	225	370	21	65	88	117
50	160	3	8	13	17	250	400	25	80	110	147
60	175	3,5	10	15	20	275	425	29	95	135	180
70	185	4	13	19	25	300	450	33	110	165	205
80	200	4,5	15	21	28	325	490	39	130	190	255
90	215	5	18	25	33	350	520	45	150	220	295
100	230	6	20	29	39	375	550	50	175	255	340
125	260	8	26	40	53	400	575	54	200	290	390
150	290	10	35	52	69	425	600	60	226	328	436
175	320	13	45	64	85	450	630	66	255	370	490
200	350	17	55	76	102	475	655	70	.	.	.

c. Rury z żelaza kowalnego.

1. **Rury nitowane** na wielkie prześwity. Obliczenie grubości s blachy, p. str. 421, 422, wykonanie p. str. 437 i nast. Średnica nitów zależy od grubości s, a ta znów nietylko od ciśnienia roboczego, lecz i od sił zewnętrznych, od przewidywanego przerdzewiania i wogóle zużywania się rury.

Połączenie rur uskutecznia się za pośrednictwem nanitowanych na końce rury kołnierzyków (pierścieni z kątownika), na śruby, których podziałka pozostaje w zależności od podziałki nitów w kołnierzyku. Gdy odstęp śrub nie przekracza 160 mm, to grubość kątownika na kołnierzyk bywa $\leq \frac{4}{5}$ średnicy śruby.

2. **Rury lutowane** (twardo) stosują do ogrzewań parowych (p. dział XIV, rozdz. II, B. b. 2.) Wymiary kołnierzyków lanożelaznych i śrub najdogodniej przystosować do wymiarów normalnych, podanych w tablicach str. 581.

3. **Rury spawane** mają szew albo do styku, albo lepiej na zakładkę. W zależności od przeznaczenia, np. na przewody cieczy, gazu, powietrza, pary, do urządzeń ogrzewalnych, przewietrzających lub skraplających i t. p., rury te dostarczają się albo w stanie surowym, albo też asfaltowane, mazione, malowane minią, farbą olejną lub wreszcie elektrolitycznie powleczone warstwą miedzi, 0,5 do 6 mm grubą.

Rury na wysokie ciśnienie wewnętrzne łączą się śrubami przechodzącymi przez kołnierze (flansze) kołnierzyki (flansze nasadzane i t. p.) lub obroże (flansze luźne). Obroże chwytają koniec rury za: 1) wywiniecie końca, 2) obrączki nakuwane, nalutowane lub na gwint nakręcane na rurę, 3) małe kołnierzyki nanitowane lub nalutowane na koniec rury. Kołnierze, kołnierzyki i obroże miewają wpusty, względnie wpustki pierścieniowato zataczane dla lepszego uszczelnienia (p. ustęp h.). Ciśnienie próbne bywa $1\frac{1}{2}$ do 2 razy większe od roboczego.

Normy na rury parowe, bardzo wysokiego ciśnienia 8 do 20 atm., stosowne na przewody pary przegrzanej, pođano w końcu niniejszego rozdziału o rurach, pod h.

Rury gazowe (szew do styku), na przewody gazu i wody o niskim ciśnieniu, łączą się złączkami gwintowanymi na gwint narznięty na końcu rury (p. str. 431), a wyrabiają w następujących nominalnych średnicach prześwitu:

$\frac{1}{8}'' - \frac{1}{4}'' - \frac{3}{8}'' - \frac{1}{2}'' - \frac{5}{8}'' - \frac{3}{4}'' - \frac{7}{8}'' - 1'' - 1\frac{1}{4}'' - 1\frac{1}{2}'' - 1\frac{3}{4}'' - 2'' - 2\frac{1}{4}'' - 2\frac{1}{2}'' - 2\frac{3}{4}'' - 3'' - 3\frac{1}{2}''$ i 4'' ang. średnicy.

Najwięcej używane są rury $\frac{1}{4}''$ do 3'' średnicy. Istotne średnice prześwitu rur gazowych, zwłaszcza mniejszych, są po części znacznie większe od nominalnych, t. zn. ścianki bywają cieńsze, bo gwint zewnętrzny jest ustalony. O łącznikach gazowych (fitingach), jako to: złączkach, kolankach, krzywkach, rozczepkach, krzyżkach itp. itp. p. dział XVII, rozdz. III, C. b. 2. Rury gazowe, oraz ich łączniki, na przewody wodociągowe bywają cynkowane.

(Ciąg dalszy na str. 589).

Rury spawane na zakładkę, t. zw. kotłowe,

bezpieczne na nadciśnienie robocze 15 atm.

Średnica zewn.		Zwykła grubość ścianki	Kołnierzyk		Średnica wienca śrub	Śruby			Waga rury	
cali ang.	mm		Średnica kołnierza	Grubość kołnierza		Średnica dziury	Grubość śruby	Ilość śrub	łącznie z kołnierzykami	bez kołnierzyków
		mm	mm	mm	mm	mm	cali ang.	kg/mh.		
1 ¹ / ₂	38,1	2 ¹ / ₄	96	8	68	11,5	3/8	4	2,20	1,97
1 ³ / ₄	41,3	2 ³ / ₄	99	8	71	11,5	3/4	4	2,40	2,17
1 ⁵ / ₄	44,4	2 ¹ / ₂	103	8	75	11,5	3/4	4	2,57	2,32
1 ⁷ / ₄	47,6	2 ¹ / ₂	106	8	78	11,5	3/4	4	2,74	2,49
2	50,8	2 ¹ / ₂	116	10	84	15	1 ¹ / ₂	4	3,22	2,97
2 ¹ / ₄	54,0	2 ¹ / ₂	121	10	89	15	1 ¹ / ₂	4	3,50	3,15
2 ³ / ₄	57,1	2 ¹ / ₂	124	10	92	15	1 ¹ / ₂	4	4,00	3,65
2 ¹ / ₂	60,3	3	129	10	97	15	1 ¹ / ₂	4	4,60	4,20
2 ³ / ₄	63,5	3	133	12	101	15	1 ¹ / ₂	4	4,90	4,45
2 ⁵ / ₄	66,8	3	140	12	108	15	1 ¹ / ₂	4	5,40	4,90
3	76,2	3	146	12	114	15	1 ¹ / ₂	4	5,90	5,35
3 ¹ / ₄	82,5	3 ¹ / ₄	163	12	126	18	1 ¹ / ₂	4	7,05	6,35
3 ³ / ₄	88,9	3 ¹ / ₄	169	14	132	18	1 ¹ / ₂	4	7,66	6,78
3 ¹ / ₂	95,2	3 ¹ / ₄	175	14	138	18	1 ¹ / ₂	4	8,17	7,30
4	101,6	3 ¹ / ₄	185	14	148	18	1 ¹ / ₂	4	10,00	9,01
4 ¹ / ₄	108,0	3 ¹ / ₄	191	14	154	18	1 ¹ / ₂	4	10,60	9,56
4 ¹ / ₂	114,3	3 ¹ / ₄	197	14	160	18	1 ¹ / ₂	4	11,20	10,10
4 ³ / ₄	120,7	4	204	14	167	18	1 ¹ / ₂	4	12,63	11,46
5	127,0	4	226	16	179	21	1 ¹ / ₂	4	13,68	12,03
5 ¹ / ₄	133,4	4	231	16	184	21	1 ¹ / ₂	4	14,35	12,65
5 ¹ / ₂	139,7	4 ¹ / ₂	239	16	192	21	1 ¹ / ₂	4	16,70	14,90
5 ³ / ₄	146,1	4 ¹ / ₂	245	16	198	21	1 ¹ / ₂	6	17,40	15,55
6	152,4	4 ¹ / ₂	254	16	207	21	1 ¹ / ₂	6	18,10	16,20
6 ¹ / ₄	158,8	4 ¹ / ₂	261	16	214	21	1 ¹ / ₂	6	19,10	17,00
6 ¹ / ₂	165,1	4 ¹ / ₂	269	16	222	21	1 ¹ / ₂	6	19,70	17,65
6 ³ / ₄	171,5	4 ¹ / ₂	275	16	228	21	1 ¹ / ₂	6	20,60	18,30
7	177,8	4 ¹ / ₂	286	18	240	21	1 ¹ / ₂	6	21,70	19,10
7 ¹ / ₂	192,5	5 ¹ / ₂	300	18	253	21	1 ¹ / ₂	6	27,70	24,90
8	203,2	5 ¹ / ₂	313	20	266	21	1 ¹ / ₂	6	29,90	26,60
8 ¹ / ₂	215,9	6 ¹ / ₂	327	20	280	21	1 ¹ / ₂	6	36,70	33,20
9	228,6	6 ¹ / ₂	341	20	294	21	1 ¹ / ₂	6	38,90	35,30
9 ¹ / ₂	241,3	6 ¹ / ₂	354	22	306	21	1 ¹ / ₂	8	41,40	37,20
10	254,0	6 ¹ / ₂	372	22	323	21	1 ¹ / ₂	8	44,30	39,50
10 ¹ / ₂	266,7	7	385	22	336	21	1 ¹ / ₂	8	49,50	44,50
11	279,4	7 ¹ / ₂	404	25	353	21	1 ¹ / ₂	8	55,90	49,60
11 ¹ / ₂	292,1	7 ¹ / ₂	417	25	365	21	1 ¹ / ₂	8	58,70	52,10
12	304,8	7 ¹ / ₂	430	25	379	21	1 ¹ / ₂	8	61,50	54,70
12 ¹ / ₂	317,5	8	442	25	392	21	1 ¹ / ₂	8	66,00	60,50

Długość zwykła 4 do 5 lub 6-ciu m, przy większej długości nadwyżka ceny. Przy długościach poniżej 4-ch m dopłata za nadmiar kołnierzyków. Do ogrzewań i na przewody parowe niższego ciśnienia wyrabiają rury (począwszy od 4 cali ang. śred. zewn.) o szwie na zakładkę, lecz mniejszej grubości ścianki. Rury powyższe bez kołnierzyków używają na rury kotłowe, np. dla parowozów, parowców i lokomobil, do kotłów stałych, na kotły wodnorurkowe i t. p., a na to cele wyrabiają też rury o ściankach nieco grubszych i z końcami rozszerzonymi lub zwężonymi, albo wreszcie z nadłutowanymi końcami miedzianymi.

rury podobne, lecz ze ściankami pogrubionemi o $\frac{1}{4}$ do 10 mm, przy niezmienniej średnicy zewnętrznej; zwykła długość bywa 4 — 6 m. Ciśnienie próbne 50 atm.

2. Rury bez szwu na wysokie ciśnienia z połączeniem na obroże. Połączenie to polega na pierwotnie szerokim wywinięciu rury na zewnątrz i powrotnym zawinięciu połowy szerokości wywoju ku środkowi. Storc rury tworzy wtedy powierzchnię wgłębioną ku środkowi, a dwa takie storce, dociśnięte obrożami, tworzą rowek pierścieniasty, w który wkłada się uszczelka gumowa lub gutaperkowa, okolona pierścieniem miedzianym, który, mając przekrój krzyża ukośnicie postawionego, zapobiega wytłoczeniu gumy na zewnątrz przez ciśnienie płynu.

Prześwit	Grubość ścianek	Długość zwykła	Ciśnienie próbne	Prześwit	Grubość ścianek	Długość zwykła	Ciśnienie próbne
mm	mm	m	atm.	mm	mm	m	atm.
30	3,5 i 4	5—7	25—525	125	4,5, 5 i 5,5	5—8	25—300
40	3,5 i 4	5—6	25—450	130	4,5, 5 i 5,5	5—8	25—250
50	3 i 3,5	5—6	25—425	150	5,5 i 6,5	5—8	25—250
60	3, 3,5 i 4	5—6	25—400	175	6 i 7	5—8	25—250
70	3, 3,5 i 4	5—6	25—350	191	6,5, 7 i 8	5—8	25—250
80	3,5, 4 i 4,5	5—7	25—350	207	13	4—5	375
90	3,5, 4 i 4,5	5—8	25—300	213	10	5—7	300
100	4, 4,5 i 5	5—8	25—300	210	8	5—7	25—200

Stosownie do zwiększającego się ciśnienia próbnego 25, 50, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500 i 525 atm. zwiększają się i wymiary połączeń kołnierzowych, średnic i ilość śrub, jakoteż i grubość ścianek (przy jednakowych prześwitach), w ten sposób, że zestawienie powyższe obejmuje 109 różnych gatunków rur.

3. Mannesmann'owskie, kielichowe rury stalowe zastępują mniej wytrzymałe rury lane. Zwykła długość 4 — 6 m. Ciśnienie próbne 70 atm. Zabezpieczają się od rdzy asfaltowaniem na gorąco i owinięciem jutą mazioną. Poniższe oznaczenia D , s , D_2 i t. d. wskazane w rys. 439 na str. 580.

Prześwit D	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	mm
Grubość ścianki s	3	3	3	3,25	3,5	4	4	4,5	5,5	6	"
Średnica wewnętrzna kielicha D_2	60	71	81	91,5	102	113	123	149	176	202	"
Grubość ścianki kielicha y	9	10	10	11	11	12	12	13	14	14	"
Głębokość kielicha t	87	91	94	97	99	102	105	109	112	115	"
Głębokość szczeliny t'	62	65	67	69	70	72	74	77	79	81	"
Waga na mb.	3,57	4,6	5,1	6,37	7,74	10,5	11,6	16,4	24,2	30,2	kg

4. Nadto wyrabiają rury mannesmannowskie—na przeróżne cele, a więc: do kołowców, na rury gazowe, studzienne, wiertnicze, Perkins'a (p. dział XIV, rozdz. II, B. b. I. β) tłoczniane, do manometrów (p. str. 587), rury na zesporki do kotłów; rurki kotłowe zamknięte z jednego końca, syst. Fielda; rury do nastawiania zwrotnic, hartowane rury ze stali narzędziowej na tuleje, czopy i sworznie u parowozów, silników parowych i t. p.; rury na słupy do telefonów, telegrafów, na drzewce chorągwi, na maszty do lamp i przewodników elektrycznych, na butelki do płynnego bezwodnika węglowego i t. p. i t. p.

e. Rury giętkie, opancerzone.

Rurę ołowianą, 52 mm średnicy i o ściance 4 mm grubej, osłania jedna warstwa sukna nasycanego, na którą nawija się pancierz z profilowanych drutów 6,5 grubych. Pancierz ten ochrania się od rdzewienia grubszą warstwą sukna nasycanego i owinięciem z drutu cynkowanego. Średnica zewnętrzna 82 mm. Waga 20 kg/m, ciśnienie próbne 50 atm. Rury te nadają się na przewody wodne i naftowe przez rzeki, jeziora i błota.

f. Rury ołowiane i cynowe.

Uwagi do tablic na str. 593 do 596.

Rury oznaczone w tablicach str. 593 i 595 gwiazdką (*) tną się na kawałki i przesyłają opakowane w słomę lub listwy, płaszczyłyby się bowiem przy zwijaniu w kęgi.

Wszystkie gatunki rur ołowianych wyrabiają się jako: 1) niecynowane, 2) wewnątrz siarkowane (za pomocą siarku sodowego), 3) wewnątrz i zewnątrz cynowane i 4) wewnątrz, albo zewnątrz cynowane, prócz rur o prześwicie 3, 4, 5, 6 i 7 mm, które są albo zupełnie niecynowane, albo też cynowane tylko zewnątrz.

Rury z ołowiu twardego. Wyrabiają je z ołowiu miękkiego, z domieszką 10%₀ względnie 15%₀ antymonu. Odznaczają się one (w porównaniu z rurami z ołowiu miękkiego) większą sprężystością przy zmianach temperatury, należy się im zatem pierwszeństwo na przewody parowe.

Rury cynowe, oprócz wskazanych w tablicy, wyrabiają i większe, do 60 mm prześwitu.

Rury ołowiane, z wnętrzem cynowem, 0,5 mm grubym, sprzedają się tylko w pełnej długości, w jakiej wychodzą z tłoczni.

Tablice podają wewnętrzne ciśnienie bezpieczne przy temperaturach średnich, t. j. do 30°. Ciśnienie to obliczono podług wzoru II str. 421, zakładając przy 5-ciu do 6-cio-krotnem bezpieczeństwie (p. str. 331 i 333): $k_g = 50 \text{ kg/cm}^2$ dla ołowiu twardego, $k_g = 25 \text{ kg/cm}^2$ dla ołowiu miękkiego i $k_g = 80 \text{ kg/cm}^2$ dla cyny. Zastrzeżono możliwość wahań na $\mp 5\%$ w wagach podanych w tablicach.

g. Rury miedziane, spiżowe i mosiężne.

Lutują się w szwie na twardo, w długościach do 4 m i przeciągają; albo też rury takie walcują lub wyciągają (ciągną) bez szwu, w długościach do 5 m. Prześwit rur tych bywa $D = 3$ do 250 mm, przy grubości ścianek $s = 0,75$ do 6 mm. Istnieją też rury bez szwu, wykonywane sposobem elektrolitycznym.

Promień krzywosci osi rur wyginanych, miedzianych bywa: $R = 2 D$ do $3 D$, dla rur o małych prześwitach, dla większych zaś $R = 4 D$ do $5 D$.

Rurownia Tow. Akc. Norblin, Bracia Buch i T. Werner w Warszawie wyrabia rury miedziane i mosiężne bez szwu, normalnej długości około 4 m; za dłuższe (do 6-ciu m, niektóre gatunki i do 12 m) nadwyżka ceny. Średnice zewnętrzne i wewnętrzne zmienia-

ją się w odstępach połówek milimetrów, (20; 20,5; 21; 21,5 i t. d.), a zatem grubości ścianek w odstępach po $\frac{1}{4}$ mm.

Gatunki najczęściej używane są:

rury miedziane: prześwit 6 do 125 mm, grubość ścianek 0,5 do 5 mm;
rury mosiężne: „ 5 „ 80 mm, „ „ 0,5 „ 3 mm.

Wagi podane w tablicach na str. 597 i 598 stosują się i do rur warszawskich, a dla średnic i grubości pośrednich, w tablicach nie wskazanych, wypada obliczyć wagi stosunkowo pośrednie (przez interpolację).

Rur wyginanych (wydłużeń, kolan i t. p. (p. str. 599) fabryka, powyższa nie wyrabia.

Streszczenie warunków technicznych, wymaganych przez rosyjskie ministerium komunikacji dla rur miedzianych:

§ 7. Rury mają być wyciągane, bez szwu, z czystej, zupełnie jednolitej miedzi; powierzchnia ma być gładka, bez wszelkich niedokładności.

§ 8. Dozwala się chybiać w wymiarach: długości: ± 10 mm; średnicy zewnętrznej: a) $D < 50$ mm: $o \pm 0,25$ mm; b) D od 50 do 100 mm: $o \pm 0,5$ mm; c) $D > 100$ mm: $o \pm 0,75$ mm; grubości ścianek ad a) $\pm 0,25$ mm, ad b) i c) $\pm 0,35$ mm.

§ 9. Próby: a) $D < 100$ mm, $s \geq 2,5$ mm: 35 atm.; $s < 2,5$ mm: 25 atm.;

b) D od 100 do 150 mm, $s \geq 3$ mm: 20 atm.; $s < 3$ mm 15 atm.;

c) $D > 150$ mm, $s \geq 4$ mm: 20 atm.; $s < 4$ mm 15 atm.

§ 10. 1) Wywijanie kołnierzy (wywojów):

a) D od 50 do 75 mm, wywój 18 do 20 mm szeroki;

b) D od 75 do 100 mm, gdy $s > 3,5$, wywój 20 do 24 mm szeroki.

2) Rozrywanie: Próbkę z rur wyłazonych: rozerwanie $K_z \geq 21$ kg/mm², a wydłużenie $\varphi \geq 25\%$ dla próbek wyciętych wzdłuż rury. Dla próbek w poprzek rury: $\varphi \geq 20\%$. Próbkom tym podlegają jednak tylko rury o $D > 100$ mm, przy $s \geq 3,5$ mm.

Streszczenie przepisów dotyczących rur miedzianych na statkach rządowej marynarki niemieckiej. *)

Rur lutowanych nie wolno wcale używać na wyższe ciśnienia pary. Na przewody parowe, o wysokim ciśnieniu, stosować należy albo rury wyciągane (ciągnione), albo z blachy miedzianej, nitowane na dwustronne żubki. Rury wyciągane lub nitowane, o przeświecie $D \geq 120$ mm i nadciśnieniu pary ≥ 7 kg/cm², powinny otrzymać kołnierzyki nanitowane, nie zaś nalutowane, a rury wyciągane nadto jeszcze owinięć linką stalową (drucianą), o średnicy d , nawiniętą gęsto, zwój przy zwoju, w taki sposób, aby przy pęknięciu jednego zwoju, sąsiednie się nie zluźwały. Stosunki wzajemne średnicy rury i obwodu linki stalowej normuje zestawienie poniższe:

$D =$	120 do 150	155 do 200	205 do 250	255 do 300	305 do 350	355 do 400 mm
$\pi d =$	7,5	10,0	12,5	15,0	17,5	20 mm

Grubość ścianki w rurze owijanej ma być przynajmniej 4 mm, aby można było na niej umocować należycie kołnierzyki; grubość s określamy (nie uwzględniając wytrzymałości owinięcia) z wzoru II na str. 421, podstawiając $k_z = 200$ kg/cm². Dla rur nieowijanych oblicza się s tak samo, dodaje się jednak do wyniku obliczenia jeszcze 0,15 cm.

*) Köhn von Jaski, Doświadczenia nad owinięciem rur miedzianych. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, str. 780 i nast., oraz Normy hamburskie 1898, VII wyd. str. 2. Hamburg 1898, Boysen i Maasch.

Rury ołowiane i cynowe.

Biura Handlowego Królewsko-Saskich Hut we Freibergu.

1. Rury z ołowiu twardego. *)

Średnica prześwitu mm	Grubość ścianki mm	Waga na mb. kg	Rura wytacza się w długościach do: m	Bezpieczno ciśnie- nie wewnętrzne atm.	Średnica prześwitu mm	Grubość ścianki mm	Waga na mb. kg	Rura wytacza się w długościach do: m	Bezpieczno ciśnie- nie wewnętrzne atm.	Średnica prześwitu mm	Grubość ścianki mm	Waga na mb. kg	Rura wytacza się w długościach do: m	Bezpieczno ciśnie- nie wewnętrzne atm.
13	1,5	0,8	60,0	11,5	35	3,0	4,1	16,6	8,5	52	2,0	3,9	3,1	3,5
15	1,5	0,9	53,0	10,0	36	1,5	2,0	3,1*	4,0	52	2,5	4,9	3,1	4,5
16	1,5	1,0	47,0	9,0	36	2,0	2,7	3,1*	5,5	52	3,0	5,9	3,1*	5,5
16	2,0	1,3	48,0	12,5	36	2,5	3,4	3,1*	6,5	52	3,5	6,9	3,1*	6,5
17	1,5	1,0	47,0	8,5	38	1,5	2,1	3,1*	3,5	54	2,0	4,0	3,1*	3,5
17	2,0	1,4	47,0	11,5	38	2,0	2,8	3,1*	5,0	54	3,0	6,0	3,1*	5,5
18	1,5	1,0	47,0	8,0	38	2,5	3,6	3,1*	6,5	54	3,5	7,2	8,4	6,0
18	2,0	1,4	46,0	11,0	38	3,0	4,4	15,4	7,5	56	2,0	4,1	3,1*	3,5
19	1,5	1,1	42,0	7,5	40	1,5	2,2	3,1*	3,5	56	3,0	6,3	3,1*	5,0
19	2,0	1,5	43,0	10,5	40	2,0	3,0	3,1*	5,0	56	3,5	7,4	8,0	6,0
20	1,5	1,2	39,0	7,5	40	2,5	3,8	3,1*	6,0	59	2,0	4,3	3,1*	3,0
20	2,0	1,6	45,0	10,0	40	3,0	4,6	14,5	7,5	59	3,0	6,6	3,1*	5,0
21	1,5	1,2	41,0	7,0	41	1,5	2,3	3,1*	3,5	59	3,5	7,8	3,1*	5,5
21	2,0	1,6	44,0	9,5	41	3,0	4,7	13,8	7,0	60	2,5	5,6	3,1*	3,0
22	1,5	1,3	38,0	6,5	42	1,5	2,3	3,1*	3,5	60	3,0	6,7	3,1*	5,5
22	2,0	1,7	42,0	9,0	42	2,0	3,2	3,1*	4,5	65	2,0	4,8	3,1*	3,0
23	1,5	1,3	38,0	6,5	42	2,5	4,0	3,1*	5,5	65	3,0	7,3	3,1*	4,5
23	2,0	1,8	39,0	8,5	42	3,0	4,8	13,5	7,0	65	4,0	9,8	7,3	6,0
24	1,5	1,4	35,0	6,0	44	1,5	2,4	3,1*	3,0	68	2,5	6,3	3,1*	3,5
24	2,0	1,9	37,0	8,0	44	2,0	3,3	3,1*	4,5	68	4,0	10,3	6,8*	2,5
25	1,5	1,4	31*	6,0	44	2,5	4,1	3,1*	5,5	70	3,5	9,2	3,1*	3,5
25	2,0	1,9	37,0	8,0	44	3,0	5,0	13,0	6,5	75	3,5	9,8	3,1*	4,5
26	1,5	1,5	31*	5,5	46	1,5	2,6	3,1*	3,0	75	4,0	11,2	5,6*	5,0
26	2,0	2,0	35,0	7,5	46	2,0	3,5	3,1*	4,0	80	2,5	7,3	3,1*	3,5
27	1,5	1,5	31*	5,5	46	2,5	4,3	3,1*	5,0	95	3,0	10,9	4,0*	3,0
27	2,0	2,1	33,0	7,0	46	3,0	5,3	12,2	6,5	100	3,5	12,7	3,4*	4,0
28	1,5	1,6	31*	5,0	48	1,5	2,7	3,1*	3,0	105	3,0	10,3	3,9*	2,5
28	2,0	2,1	33,0	7,0	48	2,0	3,6	3,1*	4,0	110	4,0	14,0	5,3*	3,5
29	1,5	1,6	31*	5,0	48	2,5	4,5	3,1*	5,0	115	2,5	10,5	3,3*	2,0
29	2,0	2,2	31,0	6,5	48	3,0	5,5	11,6	6,0	120	3,5	16,1	4,2*	2,5
30	1,5	1,7	31*	5,0	48	3,5	6,4	10,0	7,0	125	2,5	12,3	4,9*	2,0
30	2,0	2,3	30,0	6,5	50	1,5	2,8	3,1*	3,0	130	4,0	19,0	4,5*	3,0
32	1,5	1,8	31*	4,5	50	2,0	3,7	3,1*	4,0	135	3,5	15,7	4,2*	2,5
32	2,0	2,5	31*	6,0	50	2,5	4,7	3,1*	5,0	140	3,0	14,3	4,2*	2,0
35	1,5	2,0	3,1*	4,0	50	3,0	5,7	11,2	6,0	160	3,0	17,5	3,1*	1,5
35	2,0	2,7	3,1*	5,5	50	3,5	6,7	9,5	7,0	180	3,0	19,9	4,2*	1,5
35	2,5	3,4	20,0	7,0	52	1,5	2,9	3,1*	2,5	200	3,5	24,1	2,2*	1,5

*) P. uwagi na str. 591.

2. Rury z ołowiu miękkiego. *)

Galunki oznaczone drukiem tłustym są zawsze na składzie.

Średnica przświtu		Grubość ścianki		Waga na mb.		Rura wytacza się w długościach do:		Bezpieczno ciśnienie wewnętrzne		Średnica przświtu		Grubość ścianki		Waga na mb.		Rura wytacza się w długościach do:		Bezpieczno ciśnienie wewnętrzne	
mm	mm	kg	m	atm.	mm	mm	kg	m	atm.	mm	mm	kg	m	atm.	mm	mm	kg	m	atm.
3	1,0	0,14	77	16	13	3,0	1,7	43,5	11	22	5,5	5,4	13,1	12					
3	1,5	0,23	42	25	13	3,5	2,1	34,7	13	22	6,0	6,0	11,8	13					
3	2,0	0,35	28	33	13	4,0	2,4	30,4	15	22	2,5	2,3	30,8	5					
4	1,5	0,29	34	18	13	4,5	2,8	26,0	17	23	3,5	3,3	21,5	7					
4	2,0	0,40	62	25	13	5,0	3,2	22,8	19	23	4,5	4,4	16,0	9					
4	2,5	0,57	41	31	15	2,0	1,2	53,8	6	23	6,0	6,2	11,4	13					
4	3,0	0,70	33	37	15	2,5	1,6	41,6	8	24	2,5	2,4	29,5	5					
5	1,5	0,4	65	15	15	3,0	1,9	38,5	10	24	3,0	3,0	23,6	6					
5	2,0	0,5	58	20	15	3,5	2,3	30,5	12	24	4,0	4,0	17,7	8					
5	2,5	0,7	40	25	15	4,0	2,7	27,0	13	24	5,0	5,2	13,6	10					
5	3,0	0,9	32	30	15	4,5	3,1	23,5	15	24	6,0	6,4	11,0	12					
6	1,5	0,4	67	12	15	5,0	3,6	20,0	16	25	2,0	1,9	37,5	4					
6	2,0	0,6	48	16	16	3,0	2,1	34,0	9	25	2,5	2,5	28,4	5					
6	2,5	0,8	36	20	16	4,0	2,8	25,5	12	25	3,0	3,0	23,6	6					
6	3,0	1,0	29	25	16	5,0	3,7	19,5	15	25	3,5	3,6	19,7	7					
7	1,5	0,5	51	10	17	2,5	1,7	37,5	7	25	4,0	4,1	17,3	8					
7	2,0	0,7	40	14	17	3,5	2,5	28,8	10	25	4,5	4,7	15,0	9					
7	2,5	0,9	32	17	17	4,5	3,4	21,1	13	25	5,0	5,4	13,1	10					
7	3,0	1,0	29	21	18	2,5	1,8	36,0	7	25	5,5	6,0	11,8	11					
8	1,5	0,5	58	9	18	3,0	2,3	31,5	8	25	6,0	6,6	10,7	12					
8	2,0	0,8	56	12	18	3,5	2,7	27,0	9	26	2,5	2,5	28,4	5					
8	2,5	0,9	50	15	18	4,0	3,1	23,0	11	26	3,5	3,7	19,1	6					
8	3,0	1,2	38	19	18	4,5	3,6	20,0	12	26	4,5	4,9	14,5	8					
9	1,5	0,6	48	8	18	5,0	4,1	17,5	14	26	5,5	6,2	11,4	10					
9	2,0	0,8	60	11	18	5,5	4,6	15,6	15	27	3,0	3,2	21,8	5					
9	2,5	1,0	50,4	14	18	6,0	5,1	14,1	17	27	4,0	4,4	15,9	7					
9	3,0	1,3	38,7	16	19	3,0	2,4	30,0	8	27	5,0	5,7	12,2	9					
9	3,5	1,6	32,5	19	19	4,0	3,3	22,0	10	27	6,0	7,1	9,8	11					
10	1,5	0,6	45	7	19	5,0	4,3	16,7	13	28	2,5	2,7	25,9	4					
10	2,0	0,9	75	10	19	6,0	5,3	13,5	16	28	3,0	3,3	21,2	5					
10	2,5	1,1	60	12	20	2,5	2,0	36,0	6	28	3,5	3,9	17,9	6					
10	3,0	1,5	44	15	20	3,0	2,4	30,0	7	28	4,0	4,5	15,5	7					
10	3,5	1,7	40	17	20	3,5	2,9	25,0	8	28	4,5	5,2	13,4	8					
11	1,5	0,7	38	7	20	4,0	3,4	21,0	10	28	5,0	5,9	11,8	9					
11	2,0	0,9	73	9	20	4,5	3,9	18,5	11	28	5,5	6,6	10,6	9,5					
11	2,5	1,2	58	11	20	5,0	4,5	16,0	12	28	6,0	7,2	9,7	10					
11	3,0	1,5	44	13	20	5,5	5,0	14,4	13	29	3,0	3,4	20,5	5					
11	3,5	1,8	38	16	20	6,0	5,6	12,8	15	29	4,0	4,7	14,9	7					
12	1,5	0,8	32	6	21	3,0	2,6	27,5	7	29	5,0	6,1	11,4	8					
12	2,0	1,0	65	8	21	4,0	3,6	19,7	9	29	6,0	7,5	9,3	10					
12	2,5	1,3	58	10	21	5,0	4,6	15,4	12	30	2,5	2,9	24,1	4					
12	3,0	1,6	47	12	21	6,0	5,8	12,2	14	30	3,0	3,6	19,4	5					
12	3,5	1,9	38	15	22	2,5	2,2	32,2	5	30	3,5	4,2	16,6	6					
12	4,0	2,3	32	16	22	3,0	2,7	26,2	7	30	4,0	4,9	14,3	6					
12	4,5	2,6	25,2	18	22	3,5	3,2	22,1	8	30	4,5	5,5	12,6	7					
12	5,0	3,0	24,6	20	22	4,0	3,7	19,1	9	30	5,0	6,3	11,1	8					
13	2,0	1,1	62,0	7	22	4,5	4,2	16,9	10	30	5,5	7,0	10,0	9					
13	2,5	1,4	46,5	9	22	5,0	4,8	14,8	11	30	6,0	7,7	11,9	10					

*) P. uwagi na str. 591.

Średnica przewężu mm	Grubość ścianki mm	Waga na mb. kg	Rura wytłacza się w długościach do: m	Bezpieczne ciśnie- nie wewnętrzne atm.	Średnica przewężu mm	Grubość ścianki mm	Waga na mb. kg	Rura wytłacza się w długościach do: m	Bezpieczne ciśnie- nie wewnętrzne atm.	Średnica przewężu mm	Grubość ścianki mm	Waga na mb. kg	Rura wytłacza się w długościach do: m	Bezpieczne ciśnie- nie wewnętrzne atm.
32	2,5	3,1	22,5	4	44	5,0	8,7	10,3	5,5	65	9,0	23,4	4,8	6,5
32	3,0	3,8	18,6	4,5	44	5,5	9,8	9,0	6	68	4,5	11,8	6,5	3
32	3,5	4,5	15,6	5	44	6,0	10,8	8,1	7	68	5,5	14,0	5,4	4
32	4,0	5,1	13,6	6	44	7,0	12,7	6,7	8	68	6,0	15,9	4,7	4,5
32	4,5	5,8	12,0	7	46	3,5	6,2	10,4	3,5	68	7,5	20,2	5,4	5
32	5,0	6,6	11,0	8	46	4,0	7,1	9,1	4	68	8,5	22,7	4,8	6
32	5,5	7,4	9,5	8	46	4,5	8,1	11,1	4,5	70	4,5	11,9	6,2	3
32	6,0	8,1	11,6	9	46	5,0	9,1	9,7	5	70	5,0	13,4	5,2	3,5
35	3,0	4,1	16,6	4	46	5,5	10,1	8,7	6	70	6,5	17,7	4,2	4,5
35	3,5	4,8	14,1	5	46	6,0	11,1	7,8	6,5	70	7,5	20,7	5,2	5
35	4,0	5,6	12,1	5,5	46	7,0	13,2	6,4	7	70	9,0	25,3	4,2	6
35	4,5	6,3	10,7	6	48	4,0	7,4	8,6	4	75	5,0	14,2	5,0	3
35	5,0	7,2	9,4	7	48	5,0	9,4	9,3	5	75	6,5	18,8	5,6	4
35	5,5	8,0	8,5	8	48	6,0	11,5	7,4	6	75	7,5	22,0	4,8	5
35	6,0	8,8	10,5	8	48	7,0	13,7	6,1	7	79	5,5	15,6	6,9	3
36	3,5	4,9	13,9	5	50	4,0	7,7	8,4	4	79	7,5	21,8	4,5	4,5
36	4,0	5,7	11,9	5,5	50	4,5	8,7	10,1	4,5	80	5,0	15,1	5,2	3
36	4,5	6,5	10,4	6	50	5,0	9,8	8,8	5	80	7,0	21,6	4,7	4
36	5,0	7,3	9,3	7	50	5,5	10,9	7,8	5,5	80	9,5	30,3	3,4	5,5
36	5,5	8,1	8,4	7,5	50	6,0	12,0	7,0	6	90	4,5	16,9	2,9	2,5
36	6,0	9,0	10,2	8	50	7,0	14,2	5,8	7	90	5,5	20,2	4,9	3
38	3,0	4,4	15,4	4	50	8,0	16,0	7,5	8	90	6,5	23,5	5,8	3,5
38	3,5	5,2	13,0	4,5	52	4,0	8,0	7,9	3,5	90	9,0	32,0	4,6	4,5
38	4,0	6,0	11,3	5	52	4,5	9,0	9,3	4	90	10,5	37,9	3,6	5,5
38	4,5	6,9	9,8	6	52	5,0	10,2	8,2	4,5	95	4,0	14,6	3,1	2
38	5,0	7,7	8,7	6,5	52	5,5	11,3	7,4	5,5	95	6,5	23,1	5,7	3,5
38	5,5	8,5	8,0	7	52	6,0	12,4	6,9	5,5	95	8,0	28,8	4,6	4
38	6,0	9,2	10,0	8	52	7,0	14,7	5,7	6,5	100	3,5	12,7	3,1	1,7
40	3,0	4,6	14,5	3,5	52	7,5	15,9	7,3	7	100	5,5	18,8	3,3	2,7
40	3,5	5,4	12,4	4	54	4,0	8,3	10,0	3,5	100	7,5	29,0	4,3	3,7
40	4,0	6,3	10,6	5	54	4,5	9,4	8,8	4	105	5,0	20,4	4,1	2,3
40	4,5	7,1	9,5	5,5	54	5,0	10,4	8,0	4,5	105	7,0	26,5	4,6	3,3
40	5,0	8,0	8,3	6	54	6,0	12,8	6,4	5,5	110	5,0	20,6	3,6	2
40	5,5	8,9	10,2	7	54	8,5	19,0	6,0	7,5	110	8,0	34,4	3,3	3,6
40	6,0	9,8	9,4	7,5	56	4,0	8,5	9,9	3,5	115	5,5	26,1	4,3	2,3
41	3,5	5,6	11,6	4	56	5,0	10,9	7,7	4,5	115	7,5	32,9	3,3	3,2
41	4,0	6,4	10,1	4,5	56	5,5	12,0	7,0	5	120	5,0	23,2	4,4	2
41	4,5	7,3	8,9	5	56	7,5	17,0	6,7	6	120	9,0	41,3	2,4	3,7
41	5,0	8,2	7,9	6	59	4,0	9,0	9,1	3,5	125	6,5	30,8	3,1	2,6
41	5,5	9,1	10,0	6,5	59	5,0	11,4	7,2	4,2	125	8,5	39,4	2,5	3,4
41	6,0	10,1	9,0	7	59	6,0	14,1	5,9	5	130	6,2	27,6	3,4	2,3
42	3,5	5,7	11,4	4	59	7,0	16,7	6,8	6	135	7,5	37,1	2,3	2,7
42	4,0	6,6	9,8	4,5	59	8,0	19,1	5,9	6,5	140	5,0	22,3	3,1	1,5
42	4,5	7,5	8,6	5	60	4,5	10,3	7,8	3,5	140	7,0	39,1	3,8	2,5
42	5,0	8,4	7,7	6	60	5,5	12,8	6,3	4,5	150	5,0	27,6	2,4	1,5
42	5,5	9,3	9,8	6,5	60	6,5	15,4	5,2	5	150	8,0	45,1	2,8	2,5
42	6,0	10,3	8,8	7	60	7,5	18,0	6,2	6	150	10,0	57,1	2,3	3,2
44	3,5	5,9	11,0	4	65	5,0	12,5	6,2	3,5	160	5,0	30,7	4,2	1,5
44	4,0	6,9	9,4	4,5	65	6,0	15,2	5,1	4,5	180	5,0	33,8	2,9	1,4
44	4,5	7,9	8,2	5	65	7,0	17,4	6,4	5	200	5,0	35,9	1,6	1,2

3. Rury cynowe. *)

Rura wylacza się w długościach do:					Rura wylacza się w długościach do:				
Srednica przeswitu	Grubość ścianki	Waga na mb.	Rury wylacza się w długościach do:	Bezpieczne ciśnienie wewnętrzne	Srednica przeswitu	Grubość ścianki	Waga na mb.	Rura wylacza się w długościach do:	Bezpieczne ciśnienie wewnętrzne
mm	mm	kg	m	atm.	mm	mm	kg	m	atm.
4	2,0	0,30	55	60	15	1,5	0,55	29,0	12
5	1,5	0,25	66	36	15	2,0	0,80	20,0	16
5	2,0	0,35	47	48	15	3,0	1,25	12,5	24
6	1,5	0,30	55	30	16	1,5	0,60	26,5	11
6	2,0	0,35	47	40	16	2,0	0,85	18,5	15
7	1,5	0,30	55	15	16	3,0	1,30	12,0	22
7	2,0	0,40	41	34	17	1,5	0,65	24,5	10
8	1,5	0,35	47	22	17	2,0	0,90	17,5	14
8	2,0	0,45	36	30	17	3,0	1,40	11,0	21
8	2,5	0,60	27	37	18	1,5	0,70	22,5	10
9	1,5	0,35	47	20	18	2,0	0,90	17,5	13
9	2,0	0,50	33	26	18	3,0	1,45	27,5	20
9	2,5	0,65	25	33	19	2,0	1,00	16,0	12
10	1,5	0,40	41	18	19	3,0	1,50	26,5	19
10	2,0	0,55	30	24	20	2,0	1,00	40,0	12
10	2,5	0,70	23,5	30	20	3,0	1,60	25,0	18
10	3,0	0,90	18,0	36	21	2,0	1,05	38,0	11
11	1,5	0,45	36,5	16	21	3,0	1,65	24,0	17
11	2,0	0,60	27,5	21	22	2,0	1,10	36,0	10
11	2,5	0,80	20,5	27	22	3,0	1,70	23,5	17
11	3,0	0,95	17,0	32	23	2,0	1,15	34,5	10
12	1,5	0,45	36,5	15	23	3,0	1,80	22,0	15,5
12	2,0	0,65	25,0	20	24	2,0	1,20	33,0	10
12	2,5	0,85	19,0	25	24	3,0	1,85	21,5	15
12	3,0	1,05	15,0	30	25	2,0	1,25	32,0	9
13	1,5	0,50	33,0	13	25	3,0	1,95	20,5	14
13	2,0	0,70	23,5	18	26	2,0	1,30	30,5	9
13	2,5	0,90	18,0	23	26	3,0	2,00	20,0	13,5
13	3,0	1,10	14,5	27	27	2,0	1,35	29,5	8,5

4. Rury ołowiane z wnętrzem cynowym. *)

10	4,0	2,0	12,5	20	21	4,5	4,1	14,6	10,0	29	4,5	5,4	12,0	7,0
11	4,0	2,1	11,9	18	21	5,0	4,6	13,0	12,0	29	5,0	6,1	10,6	8,0
12	4,0	2,3	10,8	16	22	4,5	4,2	14,2	10,0	29	5,5	6,8	9,5	9,0
13	4,0	2,4	20,0	15	22	5,0	4,8	12,5	11,0	30	4,5	5,5	11,8	7,0
13	4,5	2,8	17,0	17	23	4,5	4,4	13,5	9,0	30	5,0	6,3	10,3	8,0
13	5,0	3,2	18,7	19	23	5,0	5,0	12,0	10,0	30	5,5	7,0	9,2	9,0
15	4,5	3,1	19,3	15	24	4,5	4,6	13,0	9,0	30	6,0	7,7	8,4	10,0
15	5,0	3,6	16,6	16	24	5,0	5,2	11,5	10,0	30	6,5	8,4	7,7	10,5
16	4,5	3,3	18,2	14	25	4,5	4,7	12,7	9,0	32	5,0	6,6	8,6	8,0
16	5,0	3,7	16,2	15	25	5,0	5,4	11,1	10,0	32	5,5	7,4	8,6	8,0
17	4,5	3,4	17,6	13	25	5,5	6,0	10,0	11,0	32	6,0	8,1	7,9	9,0
17	5,0	3,9	15,3	14	25	5,75	6,3	9,5	11,5	35	5,0	7,2	8,7	7,0
18	4,5	3,6	16,6	12	26	4,5	4,9	13,4	8,0	35	5,5	8,0	7,8	8,0
18	5,0	4,1	14,6	14	26	5,5	6,2	10,6	10,0	36	5,0	7,3	8,6	7,0
19	4,5	3,8	15,7	12	27	4,5	5,1	12,7	8,0	36	5,5	8,1	7,7	7,5
19	5,0	4,3	13,9	13	27	5,5	6,4	10,1	10,0	38	5,0	7,7	8,1	6,5
20	4,5	3,9	15,3	11	28	4,5	5,2	12,5	8,0	38	5,5	8,5	7,4	7,0
20	5,0	4,5	13,3	12	28	5,0	5,9	11,0	9,0	40	5,0	8,0	7,7	6,0
20	5,25	4,7	12,7	13	28	5,5	6,6	9,8	9,5	40	5,5	8,9	6,9	7,0

*) P. uwagi na str. 501.

Rury miedziane, spłzowe i mosięzne,
wyrabiane sposobem Mannesmann'a.

1. Rury miedziane i spłzowe.

Waga kg/mb.

Średnica prze- świu mm	Grubość ścianki w mm									
	1	1 ¹ / ₄	1 ¹ / ₂	1 ³ / ₄	2	2 ¹ / ₂	3	3 ¹ / ₂	4	5
8	0,113	0,150	0,191	0,235	0,283	0,389	0,509	0,643	.	.
5	0,170	0,221	0,276	0,334	0,396	0,530	0,679	0,841	1,018	.
6	0,198	0,256	0,318	0,383	0,452	0,601	0,763	0,940	1,131	1,555
8	0,254	0,327	0,403	0,482	0,565	0,742	0,933	1,138	1,357	1,838
10	0,311	0,398	0,488	0,581	0,679	0,884	1,103	1,336	1,583	2,120
12	0,367	0,468	0,572	0,680	0,791	1,025	1,272	1,534	1,809	2,403
14	0,424	0,539	0,657	0,779	0,905	1,166	1,442	1,732	2,036	2,686
15	0,452	0,574	0,700	0,829	0,961	1,237	1,527	1,831	2,149	2,827
16	0,881	0,609	0,742	0,878	1,018	1,308	1,612	1,930	2,262	2,969
18	0,537	0,680	0,827	0,977	1,131	1,449	1,781	2,128	2,488	3,251
20	0,594	0,751	0,912	1,076	1,244	1,590	1,951	2,326	2,714	3,534
22	0,650	0,822	0,997	1,175	1,357	1,732	2,120	2,523	2,940	3,817
24	0,707	0,892	1,081	1,274	1,470	1,873	2,290	2,721	3,167	4,100
25	0,735	0,928	1,124	1,324	1,527	1,944	2,375	2,820	3,280	4,241
26	0,763	0,963	1,166	1,373	1,583	2,014	2,460	2,919	3,393	4,382
28	0,820	1,034	1,251	1,472	1,696	2,156	2,629	3,117	3,619	4,665
30	0,876	1,104	1,336	1,571	1,809	2,297	2,799	3,315	3,845	4,948
32	0,933	1,175	1,421	1,670	1,923	2,439	2,969	3,513	4,072	5,231
35	1,018	1,281	1,548	1,818	2,092	2,651	3,223	3,810	4,411	5,655
38	1,103	1,387	1,675	1,967	2,262	2,863	3,478	4,107	4,750	6,079
40	1,159	1,458	1,760	2,066	2,375	3,004	3,647	4,305	4,976	6,362
42	1,216	1,528	1,845	2,165	2,488	3,145	3,817	4,503	5,202	6,644
45	1,301	1,634	1,972	2,313	2,658	3,358	4,071	4,800	5,542	7,069
48	1,385	1,741	2,099	2,462	2,827	3,570	4,326	5,096	5,881	7,493
50	1,442	1,811	2,184	2,561	2,940	3,711	4,496	5,294	6,107	7,775
55	1,583	1,988	2,396	2,808	3,223	4,064	4,920	5,789	6,673	8,482
60	1,725	2,165	2,608	3,055	3,506	4,418	5,344	6,284	7,238	9,189
65	.	2,341	2,820	3,303	3,789	4,771	5,768	6,779	7,804	9,896
70	.	2,518	3,032	3,550	4,072	5,125	6,192	7,274	8,369	10,603
75	.	2,695	3,244	3,798	4,354	5,478	6,616	7,768	8,935	11,310
80	.	2,872	3,457	4,045	4,637	5,832	7,040	8,263	9,500	12,017
85	4,920	6,185	7,464	8,758	10,066	12,723
90	5,202	6,538	7,888	9,253	10,631	13,430
95	5,485	6,892	8,313	9,747	11,197	14,137
100	8,738	10,242	11,762	14,844

1 m² materiału waży 0000 kg.

2. Rury mosiężne.

Waga kg/mb.

Średnica zewnętrzna mm	Grubość ścianki w mm									
	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/2	3	3 1/2	4	5
5	0,106									
6	0,134	0,159								
8	0,187	0,225	0,260	0,292	0,320					
10	0,240	0,292	0,340	0,386	0,427	0,501				
12	0,294	0,359	0,421	0,479	0,534	0,634	0,721			
14	0,347	0,425	0,500	0,572	0,640	0,767	0,881	0,981		
15	0,374	0,458	0,540	0,619	0,694	0,834	0,961	1,075	1,175	
16	0,400	0,491	0,580	0,666	0,747	0,901	1,041	1,168	1,282	1,468
18	0,453	0,559	0,660	0,759	0,854	1,034	1,201	1,355	1,496	1,735
20	0,507	0,625	0,740	0,852	0,961	1,168	1,362	1,542	1,709	2,002
22	0,560	0,692	0,820	0,946	1,068	1,302	1,522	1,729	1,923	2,270
24	0,614	0,760	0,901	1,040	1,174	1,435	1,682	1,916	2,137	2,537
25	0,640	0,794	0,941	1,087	1,228	1,502	1,762	2,009	2,242	2,670
26	0,667	0,826	0,981	1,134	1,281	1,568	1,842	2,103	2,350	2,804
28	0,721	0,893	1,061	1,226	1,388	1,702	2,002	2,290	2,564	3,071
30	0,774	0,960	1,141	1,320	1,495	1,836	2,163	2,477	2,777	3,338
32	0,827	1,026	1,221	1,413	1,601	1,970	2,323	2,663	2,990	3,605
34	0,881	1,093	1,301	1,507	1,708	2,103	2,483	2,850	3,205	3,872
35	0,907	1,126	1,341	1,554	1,762	2,170	2,563	2,944	3,312	4,006
38	0,988	1,226	1,462	1,693	1,922	2,370	2,804	3,224	3,632	4,406
40	1,041	1,293	1,542	1,787	2,026	2,504	2,964	3,411	3,846	4,673
42	1,094	1,359	1,622	1,881	2,136	2,637	3,124	3,598	4,059	4,940
45	1,175	1,459	1,742	2,021	2,296	2,837	3,364	3,878	4,379	5,341
48	1,255	1,559	1,862	2,161	2,456	3,037	3,605	4,159	4,701	5,742
50	1,308	1,626	1,942	2,255	2,536	3,171	3,765	4,346	4,914	6,009
55	1,442	1,793	2,142	2,488	2,830	3,505	4,165	4,813	5,445	6,672
60	1,575	1,960	2,343	2,722	3,097	3,838	4,566	5,281	5,978	7,339
65	1,707	2,126	2,543	2,955	3,364	4,172	4,967	5,748	6,512	8,007
70	1,842	2,293	2,743	3,189	3,631	4,506	5,367	6,215	7,045	8,674
75	1,975	2,463	2,943	3,423	3,898	4,840	5,768	6,682	7,579	9,341
80	2,108	2,627	3,143	3,656	4,165	5,174	6,168	7,150	8,113	10,008
85		2,792	3,342	3,886	4,432	5,507	6,569	7,617	8,647	10,676
90		2,957	3,542	4,120	4,699	5,841	6,970	8,084	9,181	11,343
95			3,742	4,357	4,964	6,171	7,370	8,552	9,715	12,010
100			3,942	4,597	5,230	6,505	7,766	9,013	10,249	12,677

1 m³ materiału waży 8500 kg.

Wydłużki miedziane, kolana, rozcepki i krzyżki.

Średnica przewodu <i>D</i>	Wydłużki miedziane							Kolana miedziane		
	Grubość ścianki	Na wydłużenia do 50 mm			Na wydłużenia do 100 mm			Grubość ścianek mm		
		Przybliżona waga miedzi	Odległość między kotłowniczymi	Cała wysokość	Przybliżona waga miedzi	Odległość między kotłowniczymi	Cała wysokość	2,5	3,0	3,5
		kg	mm	mm	kg	mm	mm	Przybliżona waga miedzi w kg		
mm	mm	kg	mm	mm	kg	mm	mm	mm	mm	mm
40	2,5	6,5	500	590	7,0	500	665	1,2	1,4	1,7
50	"	9,0	500	625	9,5	500	730	1,6	1,8	2,1
60	"	10,0	500	660	12,0	600	800	1,9	2,2	2,6
70	"	13,5	600	700	15,5	600	860	2,3	2,5	3,2
80	"	17,0	600	745	18,5	700	925	2,8	3,2	3,8
90	3,0	25,0	750	775	27,5	700	990	3,2	3,6	4,2
100	"	28,0	750	870	31,0	800	1130	4,0	5,0	5,5
125	"	37,0	750	970	46,0	800	1290	5,9	6,6	7,3
150	3,5	59,0	1000	1090	72,5	1000	1440	8,0	9,0	10,0
175	"	72,0	1000	1160	98,0	1000	1630	10,0	11,3	12,3
200	"	85,0	1000	1240	126,0	1250	1750	12,5	14,0	15,3
225	4,0	120,0	1250	1330	168,5	1250	1925	14,8	16,5	18,3
250	"	133,5	1250	1500	205,0	1500	2100	18,0	20,0	22,0
275	"	155,0	1250	1600	249,5	1500	2250	20,5	23,1	25,5
300	"	180,0	1250	1700	295,0	1600	2400	24,0	26,5	29,5

Wydłużenie się przewodu z żelaza kowalnego przy 100° różnicy temperatur wynosi 1,2 mm/m.

Wydłużki należy zakładać w przewód, rozciągając je o jedną trzecią wydłużenia obliczonego.

Średnica przewodu <i>D</i>	Rozcepki miedziane					Średnica przewodu <i>D</i>	Rozcepki miedziane				
	Grubość ścianki w mm						Grubość ścianki w mm				
	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5		2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
mm	Przybliżona waga miedzi w jednej rozcepce kg					mm	Przybliżona waga miedzi w jednej rozcepce kg				
40	2,5	3,0	3,6	4,4	5,0	125	9,5	12,4	14,0	17,9	21,5
50	3,0	3,6	4,4	5,0	6,0	150	11,6	14,0	16,8	20,0	24,0
60	3,6	4,3	5,0	6,0	6,8	175	14,5	17,4	20,9	25,0	30,0
70	4,4	5,0	6,0	6,8	8,2	200	18,5	22,0	26,2	31,0	37,2
80	5,0	6,0	6,8	8,0	9,6	225	22,0	26,4	31,5	37,6	45,0
90	6,0	6,8	8,0	9,6	11,6	250	26,5	31,8	37,2	44,6	53,5
100	6,8	8,2	9,9	11,9	14,3						

Średnica przewodu <i>D</i>	Krzyżki miedziane					Średnica przewodu <i>D</i>	Krzyżki miedziane				
	Grubość ścianki w mm						Grubość ścianki w mm				
	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5		2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
mm	Przybliżona waga miedzi w jednej krzyżce kg					mm	Przybliżona waga miedzi w jednej krzyżce kg				
40	3,4	4,1	4,8	5,4	6,8	125	12,5	15,0	18,5	24,0	30,0
50	4,0	4,8	5,4	6,8	8,2	150	15,5	19,6	24,0	30,0	35,0
60	4,8	5,1	6,8	8,2	9,4	175	20,8	25,0	30,0	35,0	42,0
70	5,4	6,8	8,2	9,4	11,0	200	25,0	30,0	35,0	42,0	49,0
80	6,8	8,2	9,4	11,0	13,0	225	30,0	36,0	42,0	49,0	56,0
90	8,2	9,4	11,0	13,0	17,5	250	35,0	42,0	49,0	56,0	63,0
100	9,4	11,0	13,0	17,5	24,0						

U kolanek (wygiętych o 90°), rozczepok i krzyżek miedzianych długość $L = D + 100$ mm, t. j. taka sama, jak u normalnych kształtek lanożelaznych (p. rys. 452, 453 i 455 str. 584), jeżeli przez D oznaczymy średnicę prześwitu. Średnice D' obroży kutek, oraz średnice D'' wiońcy śrub, takie same, jak podano w tabl. str. 581.

h. Normy dla przewodów parowych wysokiego ciśnienia.

Opracowane przez Towarzystwo Inżynierów niemieckich w r. 1900. *)

1. Normy ułożono dla rur od 30 do 400 mm przy nadciśnieniu 8 do 20 atmosfer, a nadto dla rur o większych prześwitach, t. j. od 300 do 400 mm, przy nadciśnieniu do 15 atm.

Każdy kawałek przewodu należy **próbować** oddzielnie, przy zwykłej temperaturze, na dwukrotne, największe ciśnienie przewidywane, uderzając przytem młotkiem po rurze. Zaleca się nadto próba całego, złożonego już przewodu, według przepisów o próbach kotłów parowych.

2. Materiały na przewody parowe:

A. Żelazo lane (żeliwo) stosować można:

1) przy ciśnieniu do 8 atm. na rury, kształtki i kadłuby zaworów o dowolnym prześwicie,

2) przy ciśnieniach od 8 do 13 atm. na kształtki i kadłuby zaworów bez ograniczenia prześwitu, na rury zaś tylko przy prześwitach nie przekraczających 150 mm średnicy,

3) przy ciśnieniach od 13 do 20 atm., tylko na kadłuby zaworów o prześwitach najwyżej do 50 mm średnicy; na zawory większe, oraz na rury i kształtki jakiegokolwiek prześwitu, żelaza lanego używać nie należy. **)

Żelazo lane powinno wykazywać wytrzymałość na gięcie przynajmniej 2500 kg/cm², a ugięcie 18 mm w prętach o kwadratowym przekroju (30 mm × 30 mm), nie struganych, t. j. z naskórkim odlewniczym, giętych na podporach rozstawionych w odległości 1 m.

B. Spiszu można używać na kształtki i kadłuby zaworów, o ile wykaże on wytrzymałość na ciągnięcie K_x nie mniejszą niż 2000 kg/cm², przy wydłużeniu φ nie mniejszem niż 15%.

Wartości to odpowiadają spiszowi o składzie: 87 do 91 miedzi, 8,5 do 5 cyny i 4,5 do 4 cynku.

Badania dotyczące granic zastosowalności spizu przy parze przegrzanej są jeszcze w biegu i nie zostały zakończone:

Na zasadzie doświadczeń C. v. Bach'a ***) nie wypadłoby jednak używać spizu do zaworów, przewodów, kształtek i t. p., jeżeli temperatura pary przegrzanej osiągnęłaby mogła 300° C.

C. Miedź ma mieć $K_x \geq 2100$ kg/cm², $\varphi \geq 35\%$.

*) Por. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1900, str. 1482 i nast.

**) Pewien wyjątek stanowić tu mogą jedynie fabryki mające zasób doświadczenia i pewność co do doskonałości swego żelaza lanego; por. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1900, str. 400 i nast.

***) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1900, str. 1745.

D. Żelazo spawalne, powinno wykazywać w kierunku podłużnym $K_z \geq 3400 \text{ kg/cm}^2$, $\varphi \geq 12\%$; w kierunku poprzecznym zaś $K_z \geq 3200 \text{ kg/cm}^2$, oraz $\varphi \geq 8\%$.

E. Żelazo zlewne: ciągnięcie zrywające K_z niema przekraczać 4500 kg/cm^2 , przy wydłużeniu $\varphi \geq 22\%$.

F. Odlew stalowy $K_z \geq 3800 \text{ kg/cm}^2$, przy $\varphi \geq 20\%$.

Z materiałów pod D. E. F. wyrabiają się:

Śruby tylko z żelaza spawalnego lub zlewne, kołnierze, kołnierzyki i obroże natomiast z wszystkich trzech.

Ścianki rur z żelaza spawalnego lub zlewne, (także i miedziane).

Zawory z odlewu stalowego (o ile nie użyto spiżu).

Kształtki z odlewu stalowego lub żelaza spawalnego, o ile żelazo lane jest wykluczone (por. A. 2. 3.) lub nie użyto spiżu.

3. Śruby kołnierzowe. Naprężenie w rdzeniu śruby, przy 20 atm. naciśnienia w przewodzie, nie powinno przekraczać:

dla śrub średnicy	$\frac{5}{8}''$	ang.	240	kg/cm^2
"	$\frac{3}{4}''$	"	310	"
"	$\frac{7}{8}''$	"	335	"
"	$1''$	"	415	"
"	$1\frac{1}{8}''$	"	445	"

Naprężenia te wyliczono w założeniu, że ciśnienie wewnętrzne działa na pole kołowe, sięgające aż do zewnętrznego brzegu uszczelki. Liczba śrub ma być parzysta, a nadto żadna śruba nie ma leżeć w płaszczyźnie symetrii zaworów i t. p.

4. Ścianki rur bywają z żelaza lanego, spawalnego i zlewnego skuwanego lub wyciąganego, a wreszcie z miedzi.

1) **Żelazo lane** stosować należy jedynie w zakresie określonym powyżej pod 2 A.

2) **Żelazo spawalne i zlewne**, nawet przy największym prześwicie rur, t. j. przy $D = 400 \text{ mm}$, i przy danym naciśnieniu, nie powinno podlegać naprężeniom ponad 400 kg/cm^2 .

Grubości ścianek, podane w tablicy, wyliczono dla rur do 200 mm średnicy prześwitu według wzoru $s = \frac{p \cdot D}{700} + 1$, w którym s oznacza grubość ścianki w mm, p najwyższe, przewidywane naciśnienie w atm., D średnicę prześwitu w mm.

Dla rur większych zakładano coraz to większe naprężenie, dochodząc dla rur 400 mm do wzoru: $s = \frac{p \cdot D}{800}$.

Rur spawanych bez zakładki, t. zw. gazowych, używać nie należy, lecz posiłkować się rurami bez szwu lub spawanymi na zakładkę.

3) **Miedź** (według wzorów marynarki niemieckiej) stosuje się w grubościach:

$s = \frac{pD}{400} + 1,5$ dla prześwitów do 100 mm, $s = \frac{pD}{400}$ dla prześwitów

większych, poczynając od 125 mm.

(Oznaczenia s , p i D jak pod b).

Uwaga: Owiniecie przewodów miedzianych linkami stalowymi podług przepisów streszczonych na str. 591.

O ile możliwości stosować należy miedziane rury wyciągane (ciągnięte).

5. Kołnierze i ich przynależności.

1) **Kołnierzyki z szyjką, oraz obrączki (z szyjką) na obroże.** Nalutowanie kołnierzyka na rurę pozwala się przy prześwitach poniżej 50 mm; w rurach większych szyjkę kołnierzyka od zesunięcia się z rury należy zabezpieczyć przez skuwanie lub znitowanie z rurą, przez roztlóczenie rury w szyjce, przez osadzenie na gwint, wreszcie przez wywiniecie brzegu rury.

Kołnierzyki i obrączki do rur miedzianych mają być spżowe.

Na parę przegrzaną zabrania się połączeń tylko lutowanych.

2) **Średnice kołnierzy i wieńcy dziur na śruby** aż do prześwitu 80 mm są takie same jak u zwykłych rur lanożelaznych (p. str. 581); dla rur większych są one większe niż w rurach zwyczajnych.

3) **Uszczelnienie kołnierzy gładkich** za pomocą uszczelki dostatecznie opornych, aby ciśnienie pary ich nie wytłoczyło. Przy użyciu kołnierzy uszrodkowujących się wzajemnie, jeden z nich powinien mieć wpust pierścieniowaty (wystający), drugi zaś należycie przystosowaną wpustkę (rowek). Każdoby zaworów mają mieć wpustkę na kołnierzu od strony dopływu, a wpust od strony wypływu pary. Jeżeli między kołnierze mamy wstawić pokrywkę, to wpust na kołnierzu należy usunąć. Uszczelki bywają metalowe i miękkie. Z pośród metalowych najlepszymi są: uszczelka z falistej blachy miedzianej do kołnierzy płaskich, oraz metalowa uszczelka soczewkowata, szlifowana podług kuli, co pozwala ustawiać osie rur łączonych pod pewnym kątem do siebie. Uszczelki miękkie, płaskie nadają się do kołnierzy wpustowych; wysokość wpustu ma być równą głębokości wpustki, aby po szczelinie między kołnierzami można było wnioskować o grubości uszczelki. Do uszczelki z okrągłego sznura wypada stosować kołnierze uszrodkowujące się, z wpustką o przekroju trójkątnym. Ten rodzaj uszczelnienia należy do najlepszych, gdyż wzajemny docisk rur skutecznia się na ich częściach metalowych, co chroni od zbieżeń ich osi, a ciśnienie wewnętrzne, wypychając szczeliwo ku powierzchni zetknięcia, tem lepiej ją uszczelnia. O ileby użyto na uszczelnienie sznura zbyt grubego, nadmiar jego zapelniałby luz między występami uszrodkowującymi.

Bardzo dobrego połączenia rur miedzianych do 200 mm prześwita na wysokie ciśnienie, a do 350 mm. na średnie ciśnienie, używają B-cia Sulzer w Winterthur (Szwajcaria): końce rur roztlaczają na zimno nieco kulisto i wsadzają je na soczewkowaty pierścień wspólny dla obydwóch końcy łączonych, do którego każda obroża (stosownie kulisto wytoczona) przyciska swój koniec rury.

Średnica przewodu rury	Grubość ścianki *)				Uszczelnienie										Śruby †)		
	rury				na wpust i wpustkę					na uszczelkę soczewkową					całkowite ciśnienie na śruby, wyliczone dla średnicy $C + 2a$	średnica	ilość
	z żelaza zlewne lub spawalnego		miedzianej **)		Średnica kołnierza	Średnica wienca śrub	wewnętrzna średnica wpustki	szerokość wpustki **)	głębokość wpustki	średnica sznura szczelnego przy wpustce trójkątnej	zewnętrzna średnica soczewki	promień krzywosci	szerok. powierzchni uszczelniającej	grubość soczewki			
	w rurze właściwej	przy obręczce	s_1	s_2											s_3	A	B
	D	s	s_1	s_2	s_3	A	B	C	a	b	E	R	c	d	kg	cale	ang.

I. Przewody na 8 do 20-tu atm. nadciśnienia.

30	2,25	2,25	3	8	125	95	48	8	4	5	55	50	4	10	643	1/2	6	14
40	2,25	2,25	3,5	9	140	110	60	8	4	5	68	60	4	12	907	1/2	6	14
50	2,5	2,5	4	10	160	125	72	8	4	5	80	70	5	12	1216	5/8	6	17
60	3	3	4,5	11	175	135	84	8	4	5	93	85	5	14	1571	3/8	6	17
70	3	3	5	12	185	145	94	8	4	5	106	100	5	14	1900	3/8	6	17
80	3,5	3,5	5,5	13	200	160	105	8	4	5	120	115	6	16	2300	3/4	6	21
90	4	4	6	14	220	180	116	8	4	5	134	135	6	16	2737	3/4	6	21
100	4	4	6,5	15	240	190	128	11	5	7	148	155	7	18	3534	3/4	6	21
125	5	5	6,5	16	270	220	154	11	5	7	176	180	7	20	4866	3/4	8	21
150	5,5	5,5	7,5	18	300	250	182	11	5	7	207	210	8	20	6537	7/8	8	24
175	6	12	9	20	330	280	212	11	5	7	238	240	8	22	8600	7/8	10	24
200	7	14	10	22	360	310	242	11	5	7	269	270	8	22	10948	7/8	12	24
225	7	14	11,5	24	390	340	272	14	5	8	300	305	10	24	14137	I	12	28
250	8	16	12,5	26	420	370	300	14	5	8	330	340	10	24	16900	I	12	28
275	8	16	14	28	450	400	330	14	5	8	360	385	10	26	20130	I	14	28
300	9	18	15	30	480	430	360	14	5	8	390	430	10	26	23648	I	16	28
325	9	18	16,5	32	520	465	390	14	5	8	420	475	12	28	27445	1 1/8	16	32
350	10	20	17,5	34	550	495	420	14	5	8	450	520	12	28	31526	1 1/8	16	32
375	10	20	19	36	580	525	450	14	5	8	480	565	12	30	35890	1 1/8	18	32
400	10	20	20	38	605	550	476	14	5	8	510	610	12	30	39900	1 1/8	20	32

II. Przewody na 8 do 15-tu atm. nadciśnienia.

325	8	16	12,5	26	495	445	376	14	5	8	405	415	10	24	19230	I	14	28
350	8	16	14	28	525	475	406	14	5	8	435	460	10	26	22190	I	16	28
375	9	18	15	30	555	505	436	14	5	8	465	505	10	26	25369	I	18	28
400	9	18	16	32	585	535	465	14	5	8	505	550	12	28	28633	I	20	28

*) Miary podane dla rur z żelaza spawalnego, zlewne lub miedzi. Dla ciśnień 8 do 13 atm., oraz do 150 mm prześwitu pozwala się rury z żelaza lanego, lecz ze ściankami i kołnierzami pogrubionymi, względnie do podanych w tablicy na str. 581.

**) Ścianki rur miedzianych, wystawionych na ciśnienie mniejsze niż 20 (I), wzgl. 15 (II), atm., można ścinać, kierując się wzorami podanymi powyżej pod 4. 3).

***) Wpust na kołnierzu jest zawsze o 1 mm węższy od wpustki.

†) Wymiary naśrubków przy układaniu tablicy dobierano dla gwintu angielskiego zgodnie z przepisami marynarki niemieckiej, a dla gwintu metrycznego podług postanowien Towarzystwa Inżynierów niemieckich.

Średnica przewodu rury	Kołnierze											Szyjka do rur z żelaza spawalnego lub zlewne									
	obroża		obrączka		kołnierzyk lub obrączka			grubość kołnierzyka, wzgl. szerokość obrączki	dla odlewów stalowych	dla spiżu	grubość kołnierza u zawora spizowego	uszczelka soczkwowata		nakręcana na gwint lub do rozłaczania			nawitowana i nalutowana		Wysokość szyjki właściwej	nawitowanej i do szklenionej	
	średnica zewnętrzna	średnica wewnętrzna	grubość	średnica zewnętrzna	szerokość obrączki nakutej	$g_1 =$	$g - b$					h	$h_1 =$	$h - b$	$h_2 =$	wysokość występu na kołnierzyku	głębokość zatoczenia wewnętrznego	długość szyjki właściwej			grubość szyjki właściwej
								D	A	F	e								G	f	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm

I. Przewody na 8 do 20-tu atm. nadciśnienia.

30	125	60	16	75	16	16	12	16	12	20	8	7	18	8	—	1	—	—	—	—	—
40	140	75	17	90	18	18	14	18	14	22	9	9	20	8	—	1	—	—	—	—	—
50	160	85	18	100	20	20	16	20	16	24	10	9	22	9	—	1	—	—	—	—	—
60	175	90	19	110	21	21	17	21	17	25	12	11	24	9	—	1	—	—	—	—	—
70	185	100	20	120	22	22	18	22	18	26	12	11	25	10	—	1	—	—	—	—	—
80	200	115	22	135	23	23	19	23	19	27	13	12	26	10	—	1	—	—	—	—	—
90	220	125	23	150	24	24	20	24	20	28	13	13	27	11	—	1,5	—	—	—	—	—
100	240	140	24	160	26	26	21	26	21	31	14	14	28	11	—	1,5	—	—	—	—	—
125	270	170	28	190	28	28	23	28	23	33	14	15	32	12	13	1,5	—	—	—	—	—
150	300	195	32	220	30	29	24	30	25	35	14	16	42	12	14	2	42	37	6	67	67
175	330	225	37	250	31	30	25	32	27	37	15	17	45	13	15	2	45	40	7	75	75
200	360	255	40	280	32	31	26	34	29	39	15	18	47	14	16	2	47	42	8	82	82
225	390	285	42	310	34	32	27	36	31	41	16	19	50	15	17	—	50	45	9	84	84
250	420	315	45	340	36	33	28	38	33	43	17	21	52	16	18	—	52	47	10	86	86
275	450	340	48	370	37	34	29	40	35	45	18	22	52	16	18	—	52	47	11	86	86
300	480	370	50	400	38	35	30	42	37	47	18	23	55	16	18	—	55	50	12	88	88
325	520	405	52	430	39	36	31	44	39	49	18	25	55	17	19	—	55	50	13	88	88
350	550	435	55	460	40	37	32	46	41	51	19	27	58	17	19	—	58	53	13	95	95
375	580	465	58	490	41	38	33	48	43	53	19	28	58	18	20	—	58	53	14	95	95
400	605	490	60	515	42	40	35	48	43	53	20	29	60	18	20	—	60	55	14	103	103

II. Przewody na 8 do 15-tu atm. nadciśnienia.

325	495	390	45	415	36	33	28	38	33	43	17	21	52	16	18	—	52	47	10	86	86
350	525	415	48	445	38	34	29	40	35	45	17	22	52	16	18	—	52	47	11	86	86
375	555	445	50	475	38	35	30	40	35	45	17	23	55	16	18	—	55	50	12	88	88
400	585	480	52	505	40	36	31	42	37	47	18	25	55	17	19	—	55	50	13	88	88

Średnica przewodu rury	Nity do rur z żelaza spawalnego lub zlewnego						Szyjki do rur miedzianych					Nity do rur miedzianych			Wywój rury miedzianej		Długość użytkowa zawora	
	średnica		odległość od zewnętrznej krawędzi szypki		odległość od wewnętrznej krawędzi rury		długość	grubość		długość wydrżyny	szerokość i długość ściepła ukośnego	średnica		odległość od zewnętrznej krawędzi szypki	ilość nitów w jednym szeregu	szerokość		głębokość
	D	d	r	r_1	u	jednorzędne		dwurzędne	k_1			v	v_1					
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm

I. Przewody na 8 do 20-tu atm. nadciśnienia.

30	—	—	—	—	—	—	14	7	—	14	5	—	—	—	—	3	3	210
40	—	—	—	—	—	—	14	8	—	15	5,5	—	—	—	—	3	3,5	230
50	—	—	—	—	—	—	14	8	—	15	5,5	—	—	—	—	3,5	3,5	250
60	—	—	—	—	—	—	14	8	—	15	6	—	—	—	—	3,5	4	270
70	—	—	—	—	—	—	15	8	—	16	6	—	—	—	—	4	4	290
80	—	—	—	—	—	—	15	9	—	16	6	—	—	—	—	4	4,5	310
90	—	—	—	—	—	—	16	9	—	16	6	—	—	—	—	4	4,5	330
100	—	—	—	—	—	—	17	9	—	16	6	—	—	—	—	4,5	5	350
125	—	—	—	—	—	—	42	9	10	—	6	11	17	—	8	4,5	5,5	400
150	13	23	45	28	10	7	42	9	10	—	6	11	17	—	10	5	6	450
175	14	24	48	30	11	8	71	10	12	—	7	12	19	40	8	5,5	7	500
200	15	25	53	32	12	9	75	11	13	—	8	13	21	43	9	6	8	550
225	16	26	55	35	14	10	79	12	14	—	9	14	23	47	10	7	9	600
250	17	27	58	36	15	12	81	13	15	—	10	15	25	51	12	8	10	650
275	17	27	58	36	16	13	83	14	16	—	11	16	27	55	13	9	11	700
300	18	28	60	38	17	14	88	15	17	—	12	17	29	58	14	10	12	750
325	18	28	60	38	18	15	94	16	18	—	13	18	31	63	15	11	13	800
350	19	30	64	40	19	16	100	17	19	—	13	18	31	63	16	11	14	850
375	19	30	64	40	20	17	105	18	20	—	14	20	33	68	17	12	15	900
400	20	32	67	44	21	18	109	18	20	—	14	20	33	68	18	12	15	950

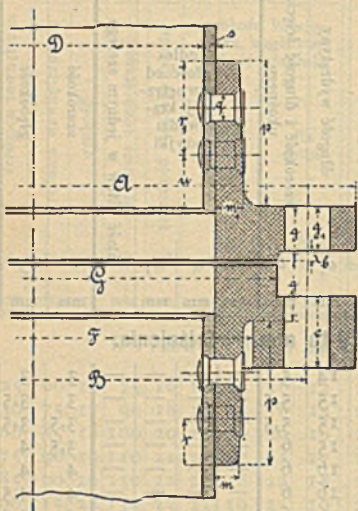
II. Przewody na 8 do 15-tu atm. nadciśnienia.

325	17	27	58	36	18	15	81	13	15	—	10	15	25	51	15	8	10	800
350	17	27	58	36	19	16	83	14	16	—	11	16	27	55	16	9	11	850
375	18	28	60	38	20	17	88	15	17	—	12	17	29	58	17	10	12	900
400	18	28	60	38	21	18	94	16	18	—	13	18	31	63	18	11	13	950

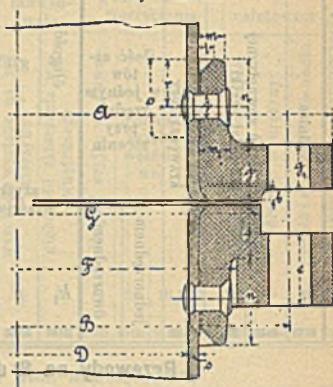
*) Przez długość użytkową zawora rozumieć należy wzajemną odległość środków wrzecion, gdy dwa takie zawory zestawimy dotykaniem do siebie (bez uszczelki).

W rysunkach 456-a do 456-l oznaczono: zakreskowaniem pełnym — żelazo zlewne lub spawalne; kreskowaniem na krzyż —

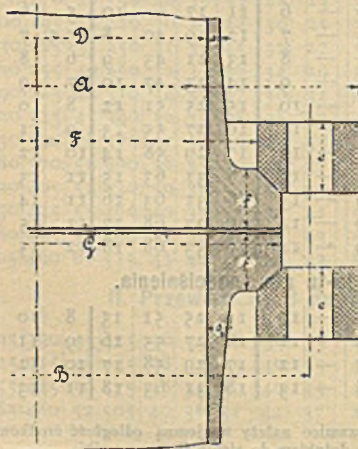
Rys. 456-a.



Rys. 456-b.



Rys. 456-c.



żelazo zlewne lub odlew stalowy; kreskowaniem przerywanym — miedź; kreskowaniem na przemiany przerywanym i pełnym — spiż.

Rysunki Nr. 456-h, -i, -k przedstawiają połączenia rur 70 mm prześwitu, pozostałe zaś Nr. 456-a, -d, -g i 456-l rur 175 mm prześwitu.

Rys. 456-a przedstawia połączenie rury z jednej strony na kołnierzyk nanitowany, z drugiej na obrozę wspartą o obrączkę z szyjką nanitowaną na rurę; koniec rury doszczelniony.

Rys. 456-d.



Rys. 456-b takie same połączenie, lecz oprócz nitów zastosowano i lutowanie, a końce rur rozłoczono od ręki.

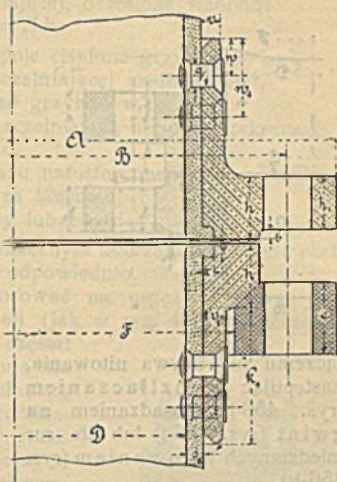
Rys. 456-c połączenie dwiema obrożami na obręczkach dokutych do rur. Sposób dokuwania obręczek wskazuje rys. 456-d.

Rys. 456-e przedstawia połączenie rur miedzianych, takie same jak w rys. 456-a.

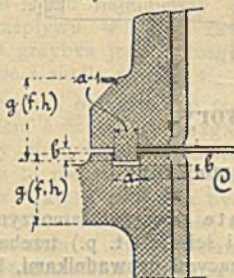
Wszystkie powyższe połączenia, zamiast uszczelki z falistej blachy miedzianej, mieć mogą połączenia na wpust i wpustkę, wedł. rys. 456-f lub 456-g; przy czym wymiar g dotyczy części z odlewu stałego lub żelaza zlewne go, wymiar f — części z żelaza zlewne go lub spawalnego, a h — części ze spiżu.

Te same trzy rodzaje uszczelnienia stosują się do rur mnicz szych, do których się w po-

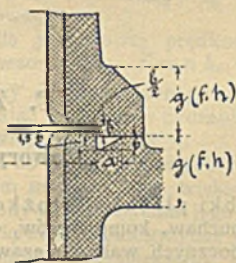
Rys. 456-e.



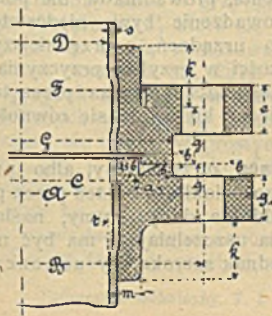
Rys. 456-f.



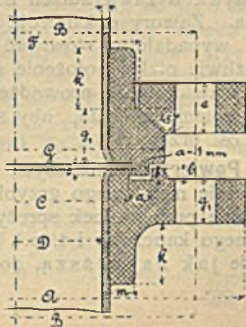
Rys. 456-g.



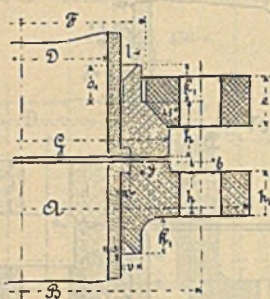
Rys. 456-h.



Rys. 456-i.



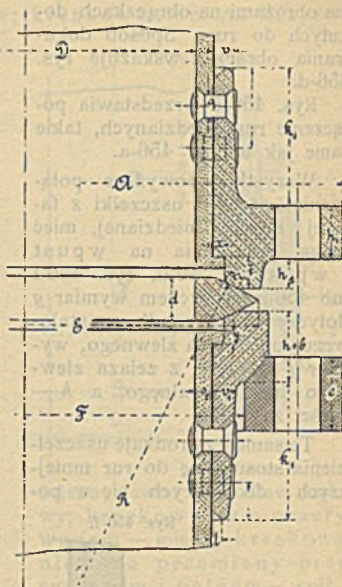
Rys. 456-k.



łączeniu nie używa nitowania, zastępując je rozciąganiem (rys. 456-h), osadzaniem na gwint (rys. 456-i) lub dla rur miedzianych lutowaniem (rys. 456-k).

Połączenie rur miedzianych na soczewkę przedstawia rys. 456-l.

Rys. 456-l.



C. Zawory.

a. Zawory samoczynne.

Grzybki płaskie i stożkowe zaworów samoczynnych (do pomp, dmuchaw, kompresorów, czyli ściśnic i t. p.) trzeba zabezpieczać od bocznych wahań niezawodzącymi **przewodnikami**, któreby się mało zużywały, t. j. posiadały dostateczną powierzchnię ślizgania. Pastki, w zawieradłach na małe ciśnienia, przewodników nie potrzebują. Zawory o kulach, których prowadzenie bywa niedostateczne, wypadaloby stosować jedynie do urządzeń podrzędniejszych. Możliwie niskie położenie środka ciężkości w grzybku przyczynia się do prawidłowego prowadzenia, które się jeszcze ulepsza przez takie pogłębienie gniazda, aby strumienie cieczy kierowały się równolegle do osi przelotu.

Powierzchnię należycie **uszczelniającą** otrzymujemy, albo przez dotarcie metalowego grzybka do takiegoż siodła, albo też przez podłożenie pod grzybek sprężystej uszczelki (ze skóry, gumy, naśladowanego kauczuku i t. p.). Powierzchnia uszczelniająca ma być możliwie jak najwęższą, dostatecznie jednak szeroką, by uszczel-

niać niezawodnie i by znosić bezpiecznie ciśnienie k (kg/cm²) na jednostkę powierzchni uszczelniającej, określone wzorem:

$$Vp = Sk,$$

w którym V oznacza wierzchnie pole ciśnione grzybka w cm²,
 S pole powierzchni uszczelniającej siodła w cm²,
 p ciśnienie płynu na cm² grzybka w kg.

Ciśnienie k na powierzchnię uszczelniającą nie ma przekraczać:

150	kg/cm ²	dla	spizu,
200	"	"	bronzu nafosforzonego,
80	"	"	żelaza lanego,
50	"	"	skóry lub twardej gumy.

Jeżeli grzybek może podlegać znacznym uderzeniom, to powyższe wartości na k wypada zmniejszać odpowiednio.

Materyały sprężyste można stosować na uszczelki nawet przy znacznym nacisku na grzybek, jeżeli (jak w rys. 456) powierzchnię uszczelniającą podzielimy na dwie części: jedną, (metaliczną), która przejmuje na siebie nacisk grzybka, drugą, położoną wyżej, na której opiera się uszczelka. W tym razie we wzorze powyżej podanym występuje zamiast k ciśnienie cieczy p .

Jeżeli oznaczymy przez f w cm² swobodny przekrój przepływu w przelocie, a przez u w cm najmniejszy swobodny obwód przepływu w siodle zaworowem, to **skok** h grzybka jednosadnego, dla jednakowej prędkości cieczy w przelocie i siodle, określa się ze wzoru:

$$f = u h.$$

Dla grzybka okrągłego, o średnicy d , prowadzonego górą, otrzymamy zatem $h = 0,25 d$; uwzględniając atoli opory hydrauliczne, powiększamy nieco powyższą teoretyczną wartość na h .

Zasada ta nie stosuje się jednak do **pomp tłokowych**, w których skok grzybka h powinien być tem mniejszy, im większą będzie szybkość tłoka i im raptowniej dokonywa się zmiana jego kierunku. Jeżeliby bowiem w chwili zmiany kierunku tłoka grzybek jeszcze nie zdążył **usieść** na siodle, to nagłe zmiany przyspieszenia cieczy będącej w ruchu spowodowałyby gwałtowne uderzenie grzybka o siodło.

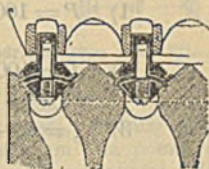
Swobodny skok h grzybka pozostaje w zależności od jego **czynnego obciążenia** P , które się składa z ciężaru grzybka i nacisku nań sprężyny (o ile ją zastosowano), zmniejszonych o wypór grzybka w danej cieczy (p. str. 237). Według C. v. Bach'a, w danej pompie **grzybek siadający w porę** i nadal siadać będzie w porę przy zmienionych warunkach ruchu pompy, jeżeli obciążenie czynne P zmieniać się będzie w prostym stosunku tak do ilości cieczy pompowanej, jak i do ilości skoków pompy na minutę.

Oznaczając przez:

P w kg obciążenie czynne, utrzymujące grzybek uniesiony w równowadze przeciw naporowi płynącej wody,

d w m średnicę przelotu w siodle,

Rys. 456.



$f = \frac{1}{4} \pi d^2$ w m^2 przekrój przelotu w siedle,
 v w m /sek prędkość przepływu wody przez przekrój f ,
 ζ współczynnik oporu grzybka, odpowiadający całkowitemu,
 oporowi hydraulicznemu, przezeń wywołanemu (por. str. 240 —
 254),

Rys. 457. $\alpha, \beta, \gamma, \lambda$ i μ współczynniki określane z doświadczzeń,



$\gamma = 9,81$ m /sek², przyspieszenie ciężkości,

i ilość skrzydełek prowadniczych w przelocie

(p. rys. 459),

s w m szerokość tych skrzydełek prowadniczych

(por. rys. 457), mierzoną na obwodzie przelotu πd ,

$b = \frac{1}{2} (d_1 - d)$ szerokość powierzchni uszczelniającej, mierzoną po promieniu (p. rys. 458 do 462),

h w m skok grzybka,

otrzymamy według C. v. Bacha *) zależnie od kształtu grzybka:

$$1) P = 1000 f \frac{v^2}{2g} \left[\lambda + \left(\frac{d}{4\mu h} \right)^2 \right],$$

$$2) P = 1000 f \frac{v^2}{2g} \left[\lambda + \left(\frac{f}{\mu(\pi d - i s) h} \right)^2 \right],$$

$$3) \zeta = \alpha + \beta \left(\frac{d}{h} \right)^2, \quad 4) \zeta = \alpha + \beta \left(\frac{d^2}{(\pi d - i s) h} \right)^2,$$

$$5) \zeta = \alpha + \beta \left(\frac{d}{h} \right) + \gamma \left(\frac{d}{h} \right)^2.$$

Dla pięciu kształtów grzybka, przedstawionych w rys. 458 do 462, przy założeniu, że $\frac{1}{4} \pi (d_1^2 - d^2) = 1,8 \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 = 1,8 f$, t. zn., że przekrój pierścieniowy między grzybkami i ściankami gniazda jest o 80% większy niż przekrój przelotu, zachodzą następujące stosunki:

I. Grzybek płaski, dołem nie prowadzony (rys. 458). Gdy $b = 0,10 d$ do $0,25$ oraz $h = 0,10 d$ do $0,25 d$, podstawiać wypada:

we wzór 1) $\lambda = 2,5 + 19 \frac{b - 0,1 d}{d}$, oraz $\mu = 0,60$ do $0,62$;

we wzór 3) $\alpha = 0,55 + 4 \frac{b - 0,1 d}{d}$, oraz $\beta = 0,16$ do $0,15$.

Szerokiej płaszczyźnie uszczelniającej odpowiada mniejsza wartość na μ , a większa na β . Wązkiej zaś naodwrot.

II. Grzybek płaski z prowadnikiem skrzydełkowym w przelocie (rys. 459).

Gdy $b = 0,10 d$ do $0,25 d$, oraz $h = 0,125 d$ do $0,25 d$, podstawiać wypada:

we wzór 2) λ , oraz μ o 10% mniejsze niż przy grzybkach I;

we wzór 4) α o 0,8 do 1,6 zwiększone w porównaniu z grzybkami I, a $\beta = 1,75$ do 1,70

III. Grzybek stożkowy, dołem nie prowadzony, o spodzie płaskim (rys. 460).

Gdy $b = 0,1 d$, oraz $h = 0,10 d$ do $0,15 d$, podstawiać wypada:

we wzór 1) $\lambda = -1,05$, oraz $\mu = 0,80$;

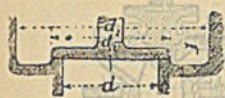
we wzór 5) $\alpha = 2,00$, $\beta = -0,80$, oraz $\lambda = 0,14$.

*) 1) C. v. Bach, Versuche über Ventilbelastung u. Ventilwiderstand, Berlin 1864 J. Springer. 2) C. v. Bach, Versuche zur Klarstellung der Bewegung selbstthätiger Pumpenventile, Stuttgart 1887. 3) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1886, str. 421, 475, 801, 1036, 1058. 4) 1887, str. 41 i 61. 5) 1889, str. 25, 1150. O Zaworach pomp i dmu-chaw: dto—1890, str 325. 6) 1893, str. 381. Określanie wymiarów zaworów u pomp.

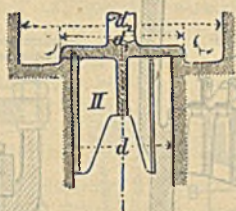
IV. Grzybek stożkowy, dołem nie prowadzony, o spodzie stożkowym (rys. 461).

Gdy $h = 0,125 d$ do $0,25 d$, podstawiać wypada:we wzór 1) $\lambda = 0,34$, oraz $\mu = 0,68$;we wzór 3) $\alpha = 0,60$, oraz $\beta = 0,15$.

Rys. 458.



Rys. 459.



Rys. 460.



Rys. 461.



Rys. 462.



V. Grzybek stożkowy, dołem nie prowadzony, o spodzie kulistym (rys. 462).

Gdy $h = 0,10 d$ do $0,25 d$, podstawiać wypada:we wzór 1) $\lambda = 0,96$, oraz $\mu = 1,15$;we wzór 5) $\alpha = 2,70$; $\beta = -0,80$; $\gamma = 0,14$.

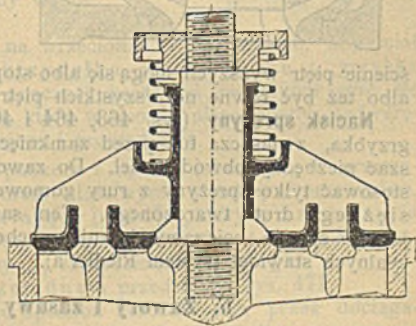
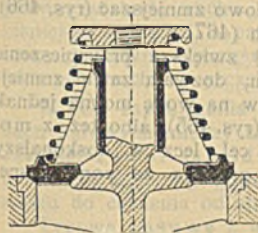
Obwód grzybka u (w m), przy założeniu pewnej, średniej prędkości wody v (w m/sek) między grzybkiem i siódłem (dla pomp tłokowych bywa $v = 1,0$ do $2,5$ m/sek), określa się z wysokości skoku h (w m) grzybka, średniej prędkości tłoka c_m (w m/sek), oraz pola przekroju tłoka F (w m²) wzorem:

$$u h v = F c_m.$$

Wielki obwód u , wynikający z pożądanej małej wartości na h , możemy urzeczywistnić:

Rys. 464.

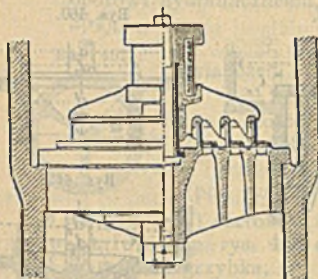
Rys. 463.



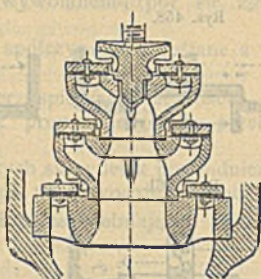
a) przez ustawienie wielu małych grzybków jednosadnych na wspólnej przegrodzie płaskiej lub pięterowej, przyczem $u = \sum (\pi d)$;

b) przez zastosowanie grzybków wielosadnych, składających się z jednego (rys. 463) lub kilku pierścieni, wykonanych bądź to

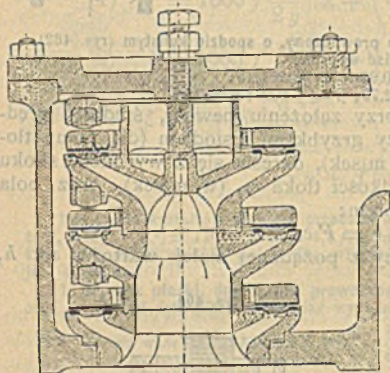
Rys. 465.



Rys. 466.



Rys. 467.



z jednej sztuki (rys. 464), bądź też, celem lepszego uszczelniania, mających pewien ruch samoistny (rys. 465). Zawory tego rodzaju zowią się **zaworami pierścieniowymi** i mogą być albo **płaskie** (rys. 464, 465), gdy wszystkie siodła pierścieniowate leżą w jednej płaszczyźnie, czyli gdy wszystkie mieszczą się w przegrodzie płaskiej, albo też **piętrowe**, gdy grzybki pierścieniowate spoczywają na siodłach piętrzących się ponad sobą we wspólnej **przegrodzie piętrowej**. Pier-

ścienie piętr wyższych mogą się albo stopniowo zmniejszać (rys. 466), albo też być równe na wszystkich piętrach (467).

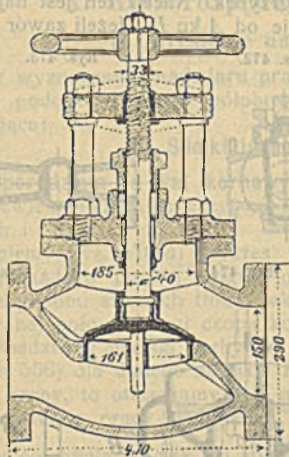
Nacisk sprężyny (rys. 463, 464 i 465) zwiększa przyspieszenie grzybka, zwłaszcza tuż przed zamknięciem, pozwala zatem zmniejszać niezbędny obwód siodeł. Do zaworów na wodę można jednak stosować tylko sprężyny z rury gumowej (rys. 465), albo też z mosiężnego drutu twardzonego. Ten sam cel, lecz w doskonalszy jeszcze sposób, osiągamy, kierując ruchem grzybka za pomocą specjalnych stawideł (system Riedler'a).

b. Zawory i zasuwki nastawne.

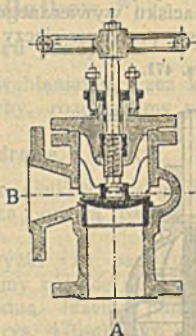
Rys. 468 przedstawia zawór do przewodu prostoliniowego, t. zw. przelotowy: naśrubek nastawny umieszczono na zewnątrz kadłuba. Zawór, t. zw. kątowy, zmieniający kierunek przewodu o 90° ,

przedstawiony w rys. 469, ma naśrubek wewnątrz. Oba powyższe zawory nadają się do przewodów parowych i wodnych; przepływ powinien się zawsze kierować od *A* ku *B*, czyli napór ma zawsze

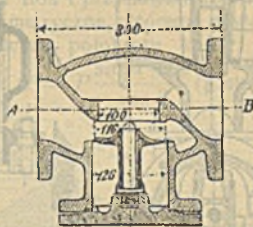
Rys. 468.



Rys. 469.



Rys. 470.



działać pod grzybek, aby nie nadwierać połączenia grzybka z wrzecionem i aby przy zamkniętym zaworze ochraniać szczeliwo w dławnicy. W układzie według rys. 469 gwint wrzeciona nie powinien nigdy wchodzić w dławnicę.

Grzybek trzeba osadzać na wrzecionie w ten sposób, aby miał pewną swobodę ruchu. Skrzydełka prowadnicze u grzybka zmniejszają przelot, a przy znacznej prędkości przepływu stać się mogą przyczyną wstrząśnień, które w sposób niepożądany nadwierniają powierzchnie uszczelniające i prowadnicze.

W celu zapobiegania wypadkom z ludźmi zaleca się, w przewodach parowych między zaworem właściwym, a dalszym przewodem, zakładać zawór samodiałający (rys. 470), który w razie pęknięcia przewodu, t. j. nagłego zmniejszenia się ciśnienia ze strony *B* w stosunku do ciśnienia od strony *A*, samodzielnie się zamyka.

Typową zasuwę z wrzecionem przedstawia rys. 471.

Kurki, oprócz zwykłego sposobu uszczelniania, przez dociąganie naśrubka, który mieści się na wąskim końcu stożka, a opiera się na kadłubie, można też uszczelniać dławnicami (rys. 472), posługując się nawet niekiedy ciśnieniem samego płynu do uszczelniania dławnicy. Zbieżność stożka w kurku 1:8 do 1:15. Najczęściej

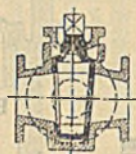
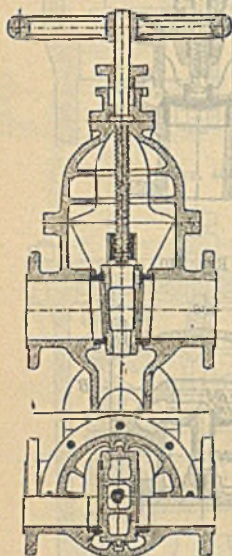
spotykane rodzaje kurków są: zwykłe (rys. 473) i rozczepkowe, też trójdrogowymi zwane.

Zawory dzwonowe (rys. 474) mają dwie powierzchnie uszczelniające, na kraju dwóch współśrodkowych walcy, a używają się, gdy chodzi o duży przelot i o zmniejszenie siły potrzebnej do przezwyciężenia nacisku wywieranego na grzybek. Nacisk ten jest najmniejszy, gdy się przepływ cieczy kieruje od *A* ku *B*. Jeżeli zawór dzwo-

Rys. 471.

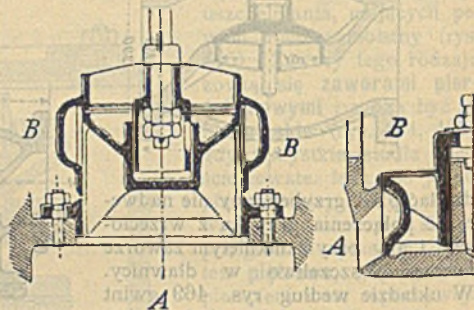
Rys. 472.

Rys. 473.



Rys. 474.

Rys. 475.



nowy ma działać przy bardzo zmiennej temperaturze cieczy, to uwzględniając rozszerzalność wskutek ciepła, należy siódło i grzybek wykonywać z tego samego metalu, albo też przynajmniej obu powierzchniom uszczelniającym nadać kształt odcinków stożków o wspólnym wierzchołku na osi geometrycznej dzwona (rys. 475).

Typowa zasada z wyłączeniem przedstawia rys. 471. Kurki oprócz zwykłego sposobu uszczelniania, przez dociskanie niepróbnika, który mieści się na wałku kołcu stożka, a opiera się na kadłubie, można też uszczelniać dwiema powierzchniami. W tym celu powierzchnie uszczelniające są wykonane z dwóch odcinków stożków o wspólnym wierzchołku na osi geometrycznej dzwona. Nacisk ten jest najmniejszy, gdy się przepływ cieczy kieruje od strony *A* do strony *B*. Jeżeli zawór dzwono-

VIII. CZĘŚCI MASZYN WYRÓWNAWCZE (RÓWNIAKI).

A. Koła rozpedowe silników.*)

a Określenie nadmiaru pracy.

Przy wyznaczaniu nadmiaru pracy, wchłanianej przez koło rozpedowe podczas każdego półobrotu korby, rozróżniamy przypadki następujące:

1. Silniki jednocyldrowe.

1. Opór działa na wał korbowy i ma wielkość stałą, wyrażoną przez pewien moment kręjący. (Napęd za pomocą pasów, lin, kół zębatych i t. p.).

Rysujemy (rys. 476-a) wykres przewyżki (P) nacisku na tłok, t. j. dla każdego punktu drogi S odcinamy różnicę nacisków, działających po obu stronach tłoka, jako rzędną. Jeżeli w punktach wyprostowanej połowy drogi czopa korby (rys. 476-c) jako rzędne odkładać będziemy naciski korby po stycznej, oznaczone podług rys. 398 (str. 556) dla danego nacisku P na tłok i przynależnego mu położenia korby, to otrzymamy pole niesymetryczne, którego zawartość wyraża sumę pracy wykonanej podczas półobrotu korby przez zmienny co chwila nacisk po stycznej: $T = P \frac{\sin \alpha + \beta}{\cos \beta}$ (p. str. 556).

Rys. 476-a, b, c.



Praca ta, zwana **pracą nacisku po stycznej**, musi równoważyć pracę oporu pokonywanego przez silnik.

Zakładając opór ten stałym, możemy z równowartego mu momentu kręjącego oznaczyć wielkość siły działającej po stycznej stale na czop korby, a wywołanej przez dany opór. Siła ta, zwana **oporem po stycznej**, wniesiona do wykresu 476-c, da nam prostokąt, którego zawartość wyraża **pracę oporu po stycznej**.

* Co do całego tego działu por. J. Radinger. Dampfmachines mit hoher Kolbengeschwindigkeit. Wiedeń 1892. Carl Gerolds Sohn. — Nadto: Wykreślne oznaczenie wymiarów kół rozpedowych u silników parowych. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1889, str. 113.

Ponieważ silnik wytwarza zawsze pracę równą pracy oporu, przeto, znając prawo działania sił w cylindrze silnika, oznaczamy wielkość oporu po stycznej (a więc i jego pracy), obliczając powierzchnię pracy nacisku i dzieląc ją (rys. 476-c) przez drogę czo-
pa, t. j. w danym wykresie $\frac{\pi}{2} S = r \cdot s \cdot t$. Oczywiście wówczas za-

wartość pola zakreskowanego (pionowo ponad prostokątem) będzie równą zawartości pola zakreskowanego poziomo. Pierwsza z nich wyraża właśnie nadmiar pracy wchłanianej, druga zaś oddawanej przez koło rozpędowe podczas połowy obrotu korby. Praca ta wyznacza się podług podziałki wykresu w kgm na pół obrotu silnika.

Jeżeli założymy korbówód o długości nieskończonej, $l = \infty$, to zamiast posiłkować się wykresem rys. 308 (str. 556) do oznaczania każdorazowych nacisków po stycznej, określamy je wprost z wzoru $T = P \sin \alpha$ (str. 550).

Wykres 476-b najdogodniej kreślić bezpośrednio ponad wykresem przewyżek nacisków (476-a), odcinając kreskę P (z 476-a) od środka koła (476-b) na promieniu ku punktowi s (leżącemu na obwodzie koła, pionowo ponad P z rys. 476-a). Koniec tej kreśły określa nam żądany punkt wykresu, a jego rzędną jest: $T = P \sin \alpha$. t. j. nacisk po stycznej. Nacisk ten T z łatwością przenosimy na wykres 476-c, którego oś odciętych obieramy w osi rt , wykresu 476-b. Taki układ wzajemny tych trzech wykresów upraszcza znacznie robotę rysowniczą.

2. Opór działa na tłoczyisko, jak np. w pompach i dmuchawach o napędzie bezpośrednim. Na wykresie przewyżek nacisku pary rysujemy wykres nacisku oporu, (w rys. 477 narysowano go dla dmuchawy) zmieniając istotne ciśnienia oporu w stosunku powierzchni tłoków

Rys. 477.



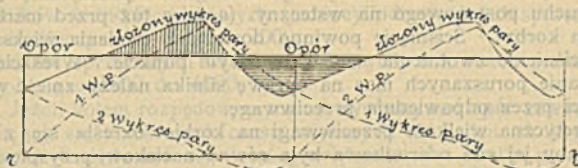
silnika i pompy, a także w stosunku sprawności całego układu $N_1 : N_2$ (ciśnienia bowiem w cylindrze oporu są ciśnieniami istotnymi, ciśnieniami zaś w silniku ciśnieniami wskazanymi). Powierzchnie obu wykresów nacisku pary i nacisku oporu muszą być sobie równe; — powierzchnie ich niepokrywające się wzajemnie określają wielkość nadmiaru pracy A , którą w pierwszej części skoku mają w sobie wchłoniąć poruszające się masy silnika, by ją w drugiej części skoku wydać z powrotem.

Jeżeli zamiast dmuchawy rozpatrywać będziemy pompę wodną, to jej nacisk oporu, będąc stałym w ciągu całego skoku, przedstawi się w wykresie linią poziomą, (kropkowaną w rys. 477).

3. Opór działa na układ korbowodowy, np. w pompach napędzanych korbą. Wykres przewyżki nacisku silnika wypada przekształcić na wykres nacisku po stycznej (por. 1.) i uczynić to samo z wykresem nacisku oporu, (wykreślonego według 2.), uwzględniając przy-

tem kąt zawarty między korbą silnika i pompy (p. powyżej pod 2.). Z otrzymanego w ten sposób wykresu pracy oporu po stycznej — znajduje się szukany nadmiar pracy.

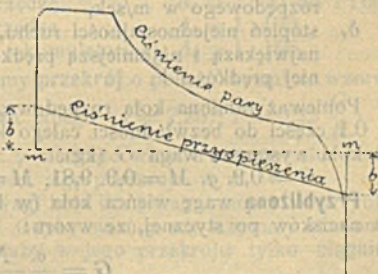
Rys. 478.



2. Silniki wielocylindrowe. Wykresy pracy nacisku i oporu po stycznej, albo wprost nacisku na tłoczyisko, określamy dla każdego cylindra w sposób opisany pod 1, 1, 2, 3. Wykresy te dodajemy do siebie, z uwzględnieniem kąta zawartego między korbami oddzielnych cylindrów, a nadto z uwzględnieniem ich skoków i wielkości. A zatem z ciśnień jednostkowych w każdym cylindrze wyznaczyć należy naciski na tłoczyiska, (por. 1, 2) z nich zaś naciski korb po stycznej, a wreszcie wielkości tych nacisków sprowadzić do jednakowego ramienia korby. Uwzględnianie kąta między korbami polega poprostu na dodawaniu do siebie tych nacisków po stycznej, które występują we wszystkich korbach w danej chwili. Tak np. w wykresie (rys. 478) dla silnika parowego bliźniaczego, o korbach względem siebie przestawionych o 90° , naciski dla obu korb 1-go cylindra odkładamy jako rzędne na wyp ostowanej drodze rt korby, wskutek czego nacisk, odpowiadający początkowi skoku cylindra drugiego, leży w środku drogi $r t$.

3. Silniki szybkobiegi. W myśl teorii napędu korbowego (por. str. 553—555) do nacisku na czop krzyżulca dołącza się zawsze jeszcze dodatny lub odjemny nacisk powodowany przyspieszeniem mas, który należy uwzględniać zarówno przy silnikach o szybkim biegu, jak i przy silnikach o wielkich masach części poruszanych naprzód i wstecz. Wielkość ciśnienia mas na jednostkę pola tłoka (p. str. 554), przedstawia się w wykresie jako parabola (rys. 397) a uwzględniamy tę wielkość, dodając ją do wykresu ciśnienia czynnego na tłok (rys. 476-a str. 615). W rys. 479 zestawiono obydwie wykresy, przy założeniu korbowodu o długości $l = \infty$, wskutek którego to założenia parabola ciśnienia przyspieszenia mas przeistoczyła się w linię prostą.

Rys. 479.



Jednostajność istotnego ciśnienia na tłok, t. j. przewyżki ciśnienia, zwiększonej lub zmniejszonej o ciśnienie przyspieszenia mas, daje miarę **spokojności biegu silnika** o napędzie korbowym. Spokojny bieg silnika wymaga dopełnienia następujących warunków: Ciśnienie istotne na krzyżulec powinno przemieniać swój kierunek tuż przed zmianą kierunku ruchu postępowego na wsteczny (a więc tuż przed martwym punktem korby) Ściśnięcie powinno osiągnąć ciśnienia większego, aniżeli ciśnienie zwolnienia mas w martwym punkcie. Wreszcie oddziaływanie poruszanych mas na oprawę silnika należy znieść wedle możliwości przez odpowiednią przeciwwagę.

Teoretyczna wielkość przeciwwagi na korbie określa się z warunku, aby jej siła odśrodkowa była równa naciskowi przyspieszenia mas. Praktyka wykazuje zazwyczaj przeciwwagi mniejsze, z powodu trudności ich rozmieszczenia, a przy silnikach stojących i dlatego, że masy te oddziałują szkodliwie na silnik w kierunku poziomym.

Najprostszym sposobem wyrównania w samym mechanizmie działania mas na napęd korbowy dwucylindrowych silników leżących i stojących jest układ obu korb pod kątem 180° do siebie, oraz możliwie największe, wzajemne zbliżenie osi obu cylindrów, aby do możliwej najmniejszości sprowadzić moment skręcający, wywołany przez nacisk przyspieszenia mas *).

b. Wymiary koła rozpedowego.

1. Jeżeli koło rozpedowe ma tylko **rozkładać równomiernie** na każdą cząstkę obrotu silnika **pracę, wytwarzaną** przezeń podczas jednego obrotu, t. j. ma wchłaniać i oddawać nadmiar pracy A , omówiony pod a, to **masa koła rozpedowego** M określa się wzorem:

$$A = J \omega^2 \delta_s = M V^2 \delta_s,$$

w którym oznacza:

J moment bezwładności koła rozpedowego,

ω prędkość kątową tegoż koła,

V średnią prędkość obwodową środka ciężkości wieńca koła rozpedowego w m/sek,

δ_s stopień niejednostajności ruchu, t. j. stosunek różnicy między największą i najmniejszą prędkością ($V_{\max} - V_{\min}$) do średniej prędkości V .

Ponieważ ramiona koła rozpedowego przyczyniają się zazwyczaj w 0,1 części do bezwładności całego koła, przeto dla samego wieńca koła wystarcza waga G (kg).

$$G = 0,9. g. M = 0,9. 9,81. M = 8,83 M \text{ (p. str. 145).}$$

Przybliżoną wagę wieńca koła (w kg) otrzymuje się, bez wykresu nacisków po stycznej, ze wzoru:

$$G = \frac{c}{\delta_s} \frac{N}{n V^2},$$

*) J. Radniger. Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit. Wiedeń, 1892, a nadto Zeitschr. d. V. d. Ing. 1894, str. 1091; 1897, str. 998 i 1371; 1898, str. 907.

w którym oznacza:

N rzeczywistą pracę silnika w MK,

n ilość obrotów koła rozpedowego,

V i δ_s jak powyżej,

c współczynnik, którego wartość bywa:

dla silników jednotłoczkowych (jednocylindrowych lub sprzężonych jednotłoczkowych) $c = 7000$,

dla silników sprzężonych wielotłoczkowych, o korbach przestawionych, $c = 2500$ do 4000 . *)

2. Jeżeli kołem rozpedowym mamy **wyrównywać opór zewnętrzny**, zmieniający się w okresach czasu większych niż jeden skok silnika, czyli jeżeli to koło ma chwilowo powiększać moc silnika ponad moc mu właściwą, to trzeba kołu nadać wymiary obfitsze, a mianowicie przystosowane do czasu trwania owego przeciążenia silnika i do zmian jego prędkości, uznanych za właściwe dla danego celu i t. p. Stosują up.

a) przy silnikach dla sieci tramwajów elektrycznych, ponad 100 MK, oraz przy silnikach napędzających warsztaty mechaniczne:

$$G \geq 6000 \frac{N + 100}{V^2}$$

Uwaga. Przy zastosowaniu odbojowej (buforowej) baterii akumulatorów G może być mniejsze, bez niej zaś i w okolicy górzystej do 50% większe.

b) Dla obrabiarek do drzewa, pił do gorącego żelaza i t. p. starczy:

$$G \geq 3000 \frac{N + 20}{V^2}$$

3. Średnie wartości stopnia niejednostajności δ_s .

Napęd pomp i tartaków	$\delta_s = 1:20$ do $1:30$,
„ pędni do obrabiarek	$\delta_s = 1:35$,
„ tkarek (warsztatów tkackich) i maszyn papierniczych	$\delta_s = 1:40$,
„ młynów	$\delta_s = 1:50$,
„ przedzarek na grubą przędzę	$\delta_s = 1:50$ do $1:60$,
„ „ na cieką przędzę	$\delta_s = 1:100$,
„ prądnic do światła (bez akumulatorów)	$\delta_s = 1:150$.

4. Znając wagę G , oznaczamy **przekrój** o polu F w cm^2 ze wzoru:

$$F = \frac{1,6}{\gamma} \cdot \frac{G}{R}, \text{ a dla żelaza lanego } (\gamma = 7,25): F = 0,22 \frac{G}{R}$$

We wzorach tych oznacza: γ ciężkość właściwą materiału wieńca, a R promień środka ciężkości jego przekroju w m.

Przy określaniu całkowitej wagi koła liczą wagę ramion w przybliżeniu równą $\frac{1}{3}$ wagi wieńca. Gdyby wieńca nie trzymały ramiona, to siła odśrodkowa powodowałaby w jego przekroju tylko **ciągnięcie** w kg/cm^2 :

$$\sigma_z = \frac{\gamma V^2}{g}$$

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1880, str. 113.

jeżeli wyrazimy wszystkie wielkości w cm. Wyrażając natomiast V w m/sek i zakładając średnią wartość dla żelaza $\gamma = 0,00725 \text{ kg/cm}^3$, otrzymamy wzór prostszy:

$$\sigma_z = 0,074 V^2 \dots \text{ kg/cm}^2.$$

Dla danego materiału ciagnienie zależy zatem wyłącznie od prędkości obwodowej V i np. dla żelaza lanego i $V = 30 \text{ m}$ będzie:

$$\sigma_z = 67 \text{ kg/cm}^2.$$

Ramiona jednak, dzieląc wieńiec na kilka części i utrzymując jego punkty przyczepienia na niemal stałej odległości od osi, hamują swobodne jego wydłużanie się pod wpływem siły odśrodkowej. Wskutek tego w wieńcu powstają naprężenia gnące znacznie większe od ciagnienia σ_z , obliczonego podług wzoru powyższego.

Największy moment gnący w wieńcu całkowitym, t. j. nie dzielonym, przy symetrycznym układzie ramion, pojawia się zawsze w punkcie przyczepienia wieńca do ramienia, a przy liczbie z ramion i zaniedbaniu ich wydłużania się wyraża się on wzorem ogólnym:

$$M_1 = Wk_b = \xi \cdot \frac{F\gamma r}{g} \cdot V^2, *)$$

jeżeli przez ξ oznaczymy współczynnik zależny od ilości ramion, a mianowicie:

$$\xi = \frac{\sin \frac{180^\circ}{z}}{\frac{\pi}{z}} - \cos \frac{180^\circ}{z}.$$

Dla $z = 2$ | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10
wartość $\xi = 0,6366$ | $0,8270$ | $0,1934$ | $0,1268$ | $0,0889$ | $0,0506$ | $0,0326$

Wzór powyższy możemy przedstawić w postaci uproszczonej:

$$M_1 = Wk_b = 1,6225 \xi G V^2,$$

w którym moment M_1 wyrażono w kgcm, wagę wieńca G w kg, a prędkość obwodową V w m/sek.

Do obliczonego tak gięcia k_b wypada dodać ciagnienie σ_z , obliczone podług wzoru $\sigma_z = 0,074 V^2$, a suma $k_b + \sigma_z$ nie powinna przekraczać 100 kg/cm^2 dla żelaza lanego (400 kg/cm^2 dla żelaza kowalnego, dla którego $\sigma_z = 0,08 V^2$).

Często stosowany wzór: $Wk_b = 5,4 G \left(\frac{V}{z}\right)^2$ (wyprowadzony z założenia, że dzwono wieńca między dwoma ramionami uważamy za belkę prostą, końcami osadzoną, którą obciążamy równomiernie rozłożoną wypadkową siłą odśrodkową, t. j. siłą działającą na całą masę dzwona) daje na ogół moment za wielki. Przy dokładniejszym obliczeniu (t. zn. jeżeli, jak to powyżej uczyniliśmy, dzwono uważać będziemy za łuk końcami osadzony, a cząstki jego za podlegające siłom odśrodkowym, istotnie na nie działającym) współczynnik wzoru tego zmieniłby się z ilością ramion i byłby np. 4,78 dla $z = 3$; 5,18 dla $z = 6$; 5,25 dla $z = 8$, a 5,4, ściśle biorąc, dopiero dla $z = \infty$.

*) Inne wzory dokładnie p.: O rozłamywaniu się kół rozpędowych. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1898, str. 353.

Moment gnący M_0 w środku dzwona, między dwoma ramionami, staje się najmniejszą, a bezwzględna wartość jego waha się między $\frac{1}{2} M_1$ (dla $z=2$) a $\frac{1}{2} M_1$ (dla $z=\infty$). Uwzględnić momentu tego przy wieńcach niedzielonych zazwyczaj niepotrzeba, chyba przy takich przekrojach niesymetrycznych dla żelaza lanego, w których środek ciężkości zbliża się na $\frac{1}{11}$ wysokości do wewnętrznego obwodu wieńca.

Wymiary śrub, klinów i pierścieni i t. p., łączących wieńce dzielony, obliczamy podług summy naprężeń działających w przekroju przedziału. Wymiary przeto i rozmieszczenie tych złączniaków na wieńcu zależą od położenia przedziału względnie do ramion. Ponajczęściej dzielą wieńce w środku odległości między dwoma ramionami; zastępcze naprężenie ciągnące (równowarte występującemu tu w istocie gięciu) liczą zazwyczaj na cm^2 :

$$\sigma_z = 0,11 V^2,$$

a więc przekrój złączniaków umieszczonych w warstwie obojętnej wieńca i nazewnątrz niej musi znosić siłę:

$$0,11 V^2 F.$$

Bezpieczniej jednak będzie, w każdym przypadku obliczyć dokładniej siłę rozciągającą $V \cdot \sigma_z$ i moment gnący M_0 i podług nich nadać właściwe rozmiary złączniakom.

Na złączniakach umieszczanych od wewnętrznej strony wieńca polegać nie można, gdyż łatwo je przeciążyć, i wypadłoby uważać je raczej za złączniaki pomocnicze lub dodatkowe (por. rys. 482, 484, 486).

W myśl powyższego, układów połączeń przedstawionych w rys. 480 i 483, a zastosowanych do podziału wieńca w środku pola między dwoma ramionami, nie można uważać za wzorowe: i tu można bowiem było złączniaki umieścić bliżej warstwy obojętnej wieńca (rys. 483), bądź też przenieść pierścieni skurczony (rys. 480) na zewnętrzną, rozciąganą stronę wieńca.

5. Ramion bywa ponajczęściej $z=6$ lub 8 (przy wielkich kołach 10), a obliczają się one na rozciąganie siłą odśrodkową $G = \frac{1}{z} \frac{G V^2}{g R}$, oraz na największy moment gnący, przenoszony pracą koła rozpędowego. *)

Zakłada się przytem naprężenie:

$k_b = 90 - 100 \text{ kg/cm}^2$ dla żelaza lanego (żeliwa),

$k_b = 350 - 400 \text{ kg/cm}^2$ dla żelaza kowalnego.

6. Waga całego koła rozpędowego równa się wadze wieńca G , zwiększonej o wagę ramion i piasty; w przybliżeniu ogółem $1,33 G$.

7. Promień koła rozpędowego bywa ponajczęściej 5 razy większy niż promień korby r , jednak należy sprawdzić, czy prędkość obwo-

dowa nie przekracza natenczas wartości bezpiecznej: $V \leq \sqrt{\frac{g k_z}{\gamma}}$,

która dla żelaza lanego jest $V \leq 30 \text{ m/sec}$.

*) Dokładno obliczenie p. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1898, str. 353.

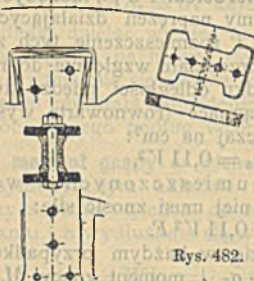
Wartość tę przekraczają niekiedy jedynie przy kołach rozpędowych silników walcarskich.

S. Wykonanie kół rozpędowych powinno być bardzo staranne: wieniec koła ma mieć przekrój o dużym momencie wytrzymałości,

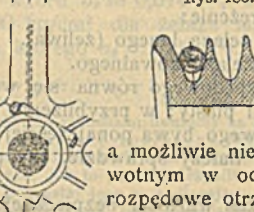
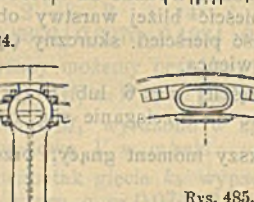
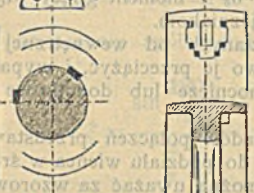
Rys. 480.



Rys. 484.

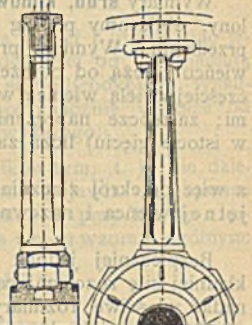


Rys. 482.

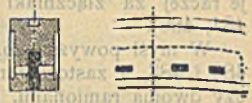


Rys. 485.

Rys. 481.



Rys. 483.



Rys. 486.



a możliwie niepodlegający naprężeniom pierwotnym w odlewie. A więc pasowe koła rozpędowe otrzymują wysokie żebra ku wnętrzu koła (rys. 482); stosuje się też bardzo często przekrój zbliżony do dwuteownika (rys. 484) i t. d. Celem usunięcia z odlewu naprężeń powstających w ramionach przy stygnięciu, w małych kołach o wieniec całkowitym odlewają piaste

dzieloną na dwie lub 3 części, i po otoczeniu na niej odpowiednich powierzchni walcowych, nasadzają na nie kute obrączki skurczne (t. j. nasadzone na gorąco). Koła większe odlewają z dwóch części; a jeżeli obie połówki odlewa się razem i rozłupuje potem, to baczyc trzeba na to, aby uszy śrub przy wieńcu (rys. 486) miały silne oparcie od wewnętrznej strony wieńca i były należytej długości. Wieniec bowiem podczas obrotu koła posiada dążność do otwarcia się na złączu. W bardzo wielkich kołach wykonują nietylko wieniec oddzielnie od ramion (rys. 480 i 481), lecz dzielą nawet sam wieniec na oddzielne wycinki (rys. 484), których złącza należy wykonywać z drobiazgową ścisłością, docierając ich śruby i kliny do otworów. Ramiona wykonują oddzielnie od piasty, tak dla kół wielkich (rys. 481), jako też gdy ramiona są kute, np. przy silnikach walcarskich (rys. 480). Wielkie koła osłaniają z boków deskami lub blachą, w celu zmniejszenia oporu tarcia ramion o powietrze.

B. Odśrodkowe regulatory (miarkowniki) wahakowe.

a. Zadanie regulatorów (miarkowników).

Polega ono na umiarkowaniu mocy silnika odpowiednio do chwilowej potrzeby. Ponajczęściej moc silnika musi się przystosowywać do pracy zużywanej przez maszyny wytwórcze, które znów powinny się poruszać zazwyczaj z pewną, najwłaściwszą sobie prędkością. Zadanie miarkownika silników polega przeto na ograniczaniu ilości pracy wytwarzanej przez silnik do takiej wielkości, przy którejby silnik tracił dążność tak do zwiększania, jako też do zmniejszania normalnej swej ilości obrotów (a więc i obrotów pędni i maszyn).

Regulatory uzupełniają zatem wyrównawcze działanie kół rozpędowych na bieg silnika, z tą wszakże różnicą, że gdy koła wchłaniają w siebie i oddają następnie nadmiar pracy silnika, regulatory zapobiegają samemu wytworzeniu nadmiaru pracy lub też jej brakowi. Wyjątek z powyższej zasady stanowi napęd pomp, o których por. f. 3. a.

Większość regulatorów jest mechanizmami, w których wahadłowo zawieszono ciężary (wahaki) zmieniają swe położenie i przez to oddziałują na stawidło silnika, bądźto bezpośrednio (regulatory o działaniu bezpośrednim), bądź też pośrednio, t. j. włączając do układu silnika lub wyłączając z niego oddzielne mechanizmy, które działają na stawidło, a otrzymują właściwy napęd od samego silnika (regulatory o działaniu pośrednim).

b. Ustrój regulatorów (miarkowników) odśrodkowych z wahakami.

Rozpatrywać będziemy tylko miarkowniki oparte na zasadzie wahadła odśrodkowego (por. str. 205), rozróżniając dwa ustroje zasadnicze:

1) **regulatory stożkowe**, odpowiadające ściśle wahadłu stożkowemu (str. 205), w których siła odśrodkowa wirujących mas G (rys. 491 str. 633) powoduje odchylenie się tych mas w płaszczyźnie wirującego wrzeciona miarkownika;

2) **regulatory płaskie**, w których kąt wierzchołkowy stożka równa się 180° . W tych miarkownikach odchylenia lub przesunięcia mas odbywają się w płaszczyźnie prostopadłej do wirującego wrzeciona (por. rys. 363 str. 541).

Regulatory stożkowe składają się w zasadzie z dwu lub kilku wahaków l (rys. 491) z przyczepionymi ciężarami G , oraz z puhara z pochwą, której przesunięcia działają na stawidło silnika za pomocą układu drążków, zwanego nastawiakiem. Siłę odśrodkową, wywołaną wirowaniem mas G , może równoważyć albo sama ich ciężkość, wraz z wagą puhara i drążków, (regulatory z obciążeniem), albo też działanie ciężkości potęgujemy przez dodanie odpowiednich sprężyn (regulatory o nacisku sprężyną albo sprężynowe).

Z natury rzeczy wynika, że w regulatorach płaskich niezbędnym jest nacisk sztuczny, np. sprężyną (p. rys. 490 str. 631).

Do zamiany ruchu (odchyleń) wahaków na ruch posuwisty puhara i pochwy stosują stosunkowo rzadziej mechanizm o zasadzie krzyżulca na korbie (p. rys. 406 str. 560) w układzie odpowiadającym rys. 493 str. 633, najczęściej zaś napęd korbowodowy (rys. 395 str. 553). Wahaki, oraz ich korby l_1 (rys. 491 str. 633), bywają albo zawieszane na nieprzesuwalnym (stałym) punkcie wrzeciona, przyczem korbowod l_2 ma ruch zwykły, t. j. jednym końcem po prostej, a drugim po łuku; albo też tylko korbowod l_2 (rys. 492) przyczepia się do stałego punktu wrzeciona, a punkt obrotu i korby l_1 mieści się na puharze i z nim razem się podnosi i opuszcza.

Pierwszy rodzaj regulatorów z korbowodem (rys. 491) możnaby nazwać regulatorami o nieprzesuwalnym zawieszeniu wahaka, t. j. o przegubach wahaków u wrzeciona, drugie zaś (rys. 492) regulatorami o przesuwalnym zawieszeniu wahaka, t. j. o przegubach wahaków na pochwie; takie same zawieszenie posiada też i regulator w rys. 493, lecz korbowod zastąpiono w nim prowadnicą.

c. Zasady działania regulatorów.

1. Charakterystyka, stateczność.

Wszystkie siły uważać będziemy jako sprowadzone do jednej jedynej masy rozpędowej, a oznaczywszy przez:

G w kg wagę i przez M masę wszystkich wahaków,

C w kg ogólną siłę odśrodkową w nich powstającą,

Q w kg obciążenie puhara i pochwy,

x w m odległość środka ciężkości masy M od osi wrzeciona,

n ilość obrotów wrzeciona na minutę,

ω jego prędkość kątową/sek, otrzymamy (por. str. 202),

$$C = \omega^2 M x = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{\pi^2}{g} G x,$$

a jeżeli x oznaczmy w m, to $\frac{\pi^2}{g} \omega \approx 1$, czyli

$$C = \left(\frac{n}{30}\right)^2 G x.$$

Jeżeli w rys. 487 powyższe wartości sił C odniesiemy jako rzędne w końcach oddaleń x (środka ciężkości M od osi obrotu danego regulatora), to otrzymamy krzywą C , zwaną **charakterystyką regulatora**.

Oznaczając przez φ kąt biegunowy promienia wodzącego krzywej C , względem osi współrzędnych ON i bieguna O , otrzymamy:

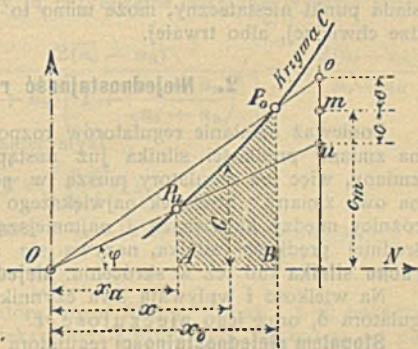
$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{C}{x} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 G, \text{ albo:}$$

$$n^2 = 900 G \cdot \operatorname{tg} \varphi.$$

Z wzoru powyższego wnioskujemy, że, ażeby regulator spełniał swoje zadanie, t. zn. aby coraz większemu odchyleniu wahałów towarzyszył stale wzrost ilości obrotów, krzywa C powinna mieć przebieg o stale wzrastającym kącie biegunowym, gdyż tylko pod tym warunkiem równowaga sił w regulatorze jest **trwała**, a sam regulator co do swego działania **stateczny**.

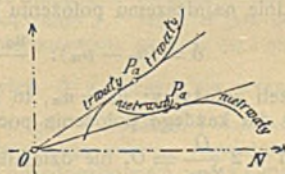
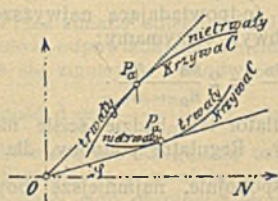
Krzywa C o zmniejszającym się kącie biegunowym odpowiada równowadze **chwijnej**, a regulatory o takiej charakterystyce są niezdadne do użytku. Regulatory zaś mające jako charakterystykę linię prostą,

Rys. 487.



Rys. 488.

Rys. 489.



przechodzącą przez biegun O , t. j. charakterystykę o niezmiennym kącie biegunowym, nazywają się **niestatecznymi**, mają one bowiem tę właściwość, że tylko przy pewnej, określonej ilości obrotów poch-

wa może się znajdować w dowolnem położeniu, przy każdej zaś zmianie prędkości pochwa podnosi się lub opada od razu do jednego z krańcowych swych położzeń.

Omalniestatecznymi nazywają się regulatory o charakterystyce zbliżonej do charakterystyki regulatorów niestatecznych. W rys. 488 promień wodzący, styczny do charakterystyki, wyznacza na niej punkt niestateczny, dzielący krzywą na dwie gałęzie, odpowiadające równowadze trwałej, względnie chwicznej. Regulatory, mające charakterystykę tego rodzaju, nadają się do użytku tylko w granicach tych obrotów, które odpowiadają równowadze trwałej.

Rzecz jasna, że wskutek nieznaczących nawet zmian, bądź to w układzie, bądź też w wadze oddzielnych części regulatorów takich, łatwo stać się one mogą niezdatnymi do użytku. A ponieważ większość systemów budują właśnie na ilość obrotów w pobliżu punktu niestatecznego ich charakterystyki, przeto nie należy zmieniać skoku s regulatora nieznanego dokładnie pod względem teoretycznym.

Promień wodzący wreszcie może być styczny do punktu zwrotnego charakterystyki (rys. 489), a wtedy regulator, aczkolwiek posiada punkt niestateczny, może mimo to mieć cały skok o równowadze chwicznej, albo trwałej.

2. Niejednostajność regulatora.

Ponieważ działanie regulatorów rozpoczyna się dopiero, gdy istotna zmiana prędkości silnika już nastąpiła i właśnie wskutek tej zmiany, więc też regulatory muszą w pewnych granicach dozwalać na owe zmiany. Stosunek największego wahaniasię prędkości, t. j. różnicy między największą i najmniejszą prędkością, względnie do średniej prędkości silnika, nazywa się **stopniem niejednostajności ruchu silnika** lub też w skróceniu: **niejednostajnością i silnika**.

Na wielkość i wpływają dwa czynniki: niejednostajność regulatora δ , oraz jego nieczułość ε .

Stopniem niejednostajności regulatora δ (podobnie jak określiliśmy niejednostajność koła rozprędowego δ_s , p. str. 618) nazywamy stosunek różnicy największej i najmniejszej ilości obrotów do średniej ilości obrotów samego regulatora nieobciążonego nastawiakiem.

Oznaczając przez:

n_0 i n_u największą, względnie najmniejszą ilość obrotów regulatora na minutę, przy obciążeniu $P=0$, (odpowiadającą najwyższemu, względnie najniższemu położeniu pochwy), otrzymamy:

$$\delta = (n_0 - n_u) : \frac{n_0 + n_u}{2} = 2 \frac{n_0 - n_u}{n_0 + n_u}.$$

Jeżeli założymy: $n_0 = n_u$, to regulator taki będzie ściśle niestateczny dla każdego położenia pochwy. Regulator podobny, dla którego $\delta = 2 \frac{0}{2n_u} = 0$, nie działałby spokojnie, najmniejsze bowiem przyspieszenie lub zwolnienie biegu silnika powodowałyby raptowne wzniesienie się lub opadnięcie pochwy od razu do krańcowego położenia, niezależnie od położenia, w jakim się znajdowała pochwa

w chwili, gdy następowała zmiana prędkości. Regulator taki, podnosząc się i opadając nieustannie, przestawiałby też ustawicznie stawidło silnika, nad którego biegiem nie mógłby więc wcale zapanować. Zresztą zadaniem regulatora jest ujednostajnianie biegu silnika wobec znaczniejszych, a mniej często się pojawiających zmian oporów zewnętrznych, nie zaś wobec niejednostajności pracy w ciągu każdego półobrotu, którą to niejednostajność ma do pewnego stopnia wyrównywać koło rozpedowe, wchłaniające w siebie chwilowy nadmiar pracy, by go niebawem wydać z powrotem.

Im większem przeto będzie δ , tem łatwiej też regulator może się dostosować do równowagi, jaka odpowiada prędkości w danej chwili. Stosowne granice dla wartości δ podano poniżej pod 6.

Jeżeli w rys. 487 przez krańcowe punkty P_o i P_u krzywej C danego regulatora przeprowadzimy promienie wodzące z O , aż do ich przecięcia się z dowolną rzędną w punktach o i u , i przepołowimy kresę ou w punkcie m , to, o ile **niejednostajność** regulatora nie będzie znaczna, możemy ją przybliżenie dokładnie wyrazić przez stosunek:

$$\delta = \frac{c}{c_m} = \frac{n_o^2 - n_u^2}{n_o^2 + n_u^2} = \frac{2(n_o - n_u)}{(n_o + n_u) \left[1 + \left(\frac{n_o - n_u}{n_o + n_u} \right)^2 \right]} \approx \frac{2(n_o - n_u)}{n_o + n_u}.$$

Jeżeli w równaniu charakterystyki:

$$C = \left(\frac{n}{30} \right)^2 Gx$$

podstawimy zamiast x wartość $x + \alpha$ ($\alpha =$ stałej), to otrzymamy:

$$C' = \left(\frac{n'}{30} \right)^2 G(x + \alpha).$$

Jeżeli cały ustroj regulatora, jego ciężary, wahak i t. d. pozostają bez zmiany, a tylko zwiększymy odległość osi wrzeczona od pozostałego ustroju o stałą wielkość α , to dla dowolnego położenia x musi być $C = C'$, czyli, że charakterystyka zatrzymuje kształt niezmieniony; a zatem z równań powyższych otrzymamy wzór:

$$(n')^2 = n^2 \cdot \frac{x}{x + \alpha}.$$

Przez zmianę odległości osi wirowania o α zmieniamy zatem ilość obrotów, odpowiadającą danemu położeniu x . Jeżeli α jest dodatne, to n się zmniejsza i naodwrot. Równocześnie zmienia się i niejedno-

stajność $\delta = \frac{n_o^2 - n_u^2}{n_o + n_u}$, a mianowicie δ zwiększa się wraz z powiększającą się odległością osi, t. j. gdy α dodatne, i naodwrot.

Stosunki te pozwalają nam dla danego ustroju regulatora zmieniać ilości jego obrotów i stopień niejednostajności przez zmianę odległości osi wrzeczona od reszty ustroju.

Najłatwiej jest otrzymać małą wartość na δ w pobliżu niestacznego punktu charakterystyki; dla tego też stosują kawałki krzy-

wych C , poczynając się w pobliżu P_a (rys. 488, 489), lecz tylko kawałki odpowiadające równowadze trwalej. Jeżeli krzywa C , jak to bywa u większości regulatorów, jest w górnym swym przebiegu wklęsła, to przydatna jej gałąź leży powyżej punktu niestatecznego; jeżeli naodwrot przebieg jej ku górze jest wypukły, to należy stosować jej gałąź leżącą poniżej punktu niestatecznego.

3. Nieczułość regulatorów ε :

Podnoszenie się lub opadanie pochwy regulatora, obciążonej oporem P , który przeciwdziała jej ruchowi, może się rozpocząć dopiero, gdy siła odśrodkowa C mas rozpędowych (wskutek zmiany ilości obrotów n o Δn) zmieni się sama o ΔC . Pochwa pozostaje przeto w położeniu niezmiennem podczas zmiany obrotów:

od $n - \Delta u$ aż do $n + \Delta u$.

Stosunek $\frac{(n + \Delta u) - (n - \Delta u)}{n} = \frac{2\Delta u}{n} = \varepsilon$ nazywa się nieczułością lub nieruchliwością regulatora.

Ponieważ wogóle Δu bywa małe w stosunku do n , więc:

$$\varepsilon = \frac{(n + \Delta u)^2 - n^2}{n^2} = \frac{\Delta C}{C}$$

Nieczułość ε w regulatorze silnika o ruchu posuwistym nie powinna być nigdy mniejsza niż niejednostajność δ_s jego kola rozpędowego (por. str. 619), aby regulator nie ulegał wahaniom podczas każdego skoku tłoka. ε nie powinno być również nigdy mniejsze niż najmniejsza, właściwa niejednostajność δ samego regulatora nieobciążonego nastawiakiem.

Przy każdej zmianie obrotów zatracą się w regulatorze równowaga, t. j. pochwa zaczyna wywierać nacisk S , (por. c. 4.) który musi przewyciężyć opór P ; przeto nieczułość regulatora można też wyrazić wzorem:

$$\varepsilon = \frac{P}{S};$$

a ponieważ opór P składa się z istotnego, zewnętrznego oporu użytecznego W , pochodzącego od stawidła silnika, oraz z oporu R , powodowanego tarciem składowych części regulatora, więc:

$$\varepsilon = \frac{P}{S} = \frac{W + R}{S} = \frac{W}{S} + \frac{R}{S} = \varepsilon_w + \varepsilon_r,$$

t. j. nieczułość regulatora składa się z ε_w , **nieczułości czynnej**, zależnej od zewnętrznego oporu nastawiaka i stawidła, oraz z ε_r , **nieczułości biernej**, wynikającej z wewnętrznego oporu w samym regulatorze.

Im mniejsze ε_r , tem sprawniejszym będzie regulator; albowiem dla tej samej, z góry określonej nieczułości całkowitej ε może być tem większą nieczułość użyteczna ε_w , czyli, innymi słowy, dla danego oporu zewnętrznego W można założyć regulator o mniejszej sile S .

Większość regulatorów wykazuje rozmaite ϵ_r dla rozmaitych położeń pochwy. Do dokładnej oceny regulatora konieczna jest przeto znajomość wartości ϵ_r przynajmniej dla najniższego, średniego i najwyższego położenia pochwy. W każdym razie wartość ϵ_r wypada uwzględnić.

Możliwie jednostajna wartość ϵ_r jest zaletą regulatora, a wartości liczebne ϵ_r p. ł. 1. 2. Ze zmiennych wartości oporu W znamy zazwyczaj tylko średnią, którą uważamy też za stałą wartość oporu trudno bowiem określić zależność oporu W od położeń stawidła.

Można do tego używać wagi sprężynowej, mierząc nią opór podczas zmian położenia stawidła pod parą.

4. Siłą S regulatora nazywamy siłę, jaką regulator wywiera na pochwę nieobciążoną oporem P . Siłę tę określamy, ustawiając niewirujący regulator w różnych położeniach i mierząc w każdym z nich wagą nacisk, jaki wywiera pochwa z puharem.

Dla osiągnięcia niezmiennej nieczułości w każdym położeniu pochwy, najpodatniejszą będzie **niezmiennosc siły S** . Gdy puhar jest obciążony ciężarem, to S będzie stałą dla regulatorów omalniestatecznych, jeżeli masy rozprędowe będą małe względnie do obciążenia puhara, a więc gdy regulator wiruje z dużą ilością obrotów. Regulatory sprężynowe mają ponajczęściej siłę zmienną, a wzrasta ona wraz ze wzniesieniem się pochwy, np. w regulatorach Hartunga, Trencka, Zabel'a i t. p. lub naodwrot zmniejsza się ona w miarę wznoszenia się pochwy, np. w regulatorze sprężynowym Proella. Regulatory sprężynowe Tolle'a mają stałą siłę S . Stałość tej siły dozwala zmniejszać lub powiększać ilość obrotów przez prostą zmianę obciążenia puhara, co nadto pozostaje bez żadnego wpływu na stopień niejednostajności regulatora. W regulatorach o sile bardzo zmiennej, jest to niemożliwem, a nadto regulatory takie wymagają jeszcze ścisłego wyrównoważenia nastawiaka, w celu ich zabezpieczenia od zmian niejednostajności, lub od równowagi chwiejnej, którą mogłoby spowodować dodanie lub zdjęcie ciężarów z puhara.

5. Niejednostajność silnika δ składa się z właściwej niejednostajności regulatora δ i z jego nieczułości ϵ w stanie obciążenia nastawiakiem. Od wielkości i zależą największe zmiany w prędkościach biegu silnika. Ponieważ ϵ i δ pozostają poniekąd we wzajemnej zależności od siebie, a mianowicie ϵ powinno być niemal równe δ , przeto na najmniejsze wahania w prędkościach silnika dozwolają regulatory, o małej nieczułości ϵ , oraz o małej własnej niejednostajności δ . Pierwsza pojawia się przy dużej sile regulatora, a małym oporze jego tarcia wewnętrznego, druga zaś przy zastosowaniu obciążenia sprężyną, t. j. przy małych masach rozprędowych i małym ich odchyłaniu się.

6. Energicznością \mathcal{H} regulatora nazywa się iloczyn ze średniej jego siły S_m i skoku s pochwy, czyli:

$$\mathcal{H} = S_m s = \int S \cdot ds.$$

Energiczność ta przedstawia się w wykresie charakterystyki regulatora (rys. 487 str. 625) jako powierzchnia AP_0P_0B , zawarta między krańcowymi wartościami sił C , krzywą C , oraz osią ON .

Energiczność regulatora występuje jako czynnik pożądaney jego niejednostajności δ , której minimum dla danego motoru i regulatora bez przytłumiaka wyraża się wzorem: *)

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{s_r}{g T^2}};$$

w którym oznacza:

T czas w sekundach, w którym nieobciążony silnik przy największem napelnieniu ze stanu spoczynku dochodzi do normalnej ilości obrotów;

g przyspieszenie swobodnego spadania = 981 cm/sek²;

s_r zastępczy skok pochwy regulatora;

$s_r = \frac{\text{sumie prac mech. oddzielnych ciężarów podczas pełnego skoku}}{\text{energiczność regulatora}}$

Dla regulatorów o stosunkowo dużem obciążeniu puhara, t. j. na znaczne ilości obrotów, bywa $s_r \propto s =$ skokowi pochwy w cm. Regulatory sprężynowe mają tylko wówczas jeszcze mniejsze wartości na s_r , a więc mogą posiadać i mniejsze δ , gdy ciężar puhara i pochwy jest możliwie mały, gdy same robią dużo obrotów, posiadając małe masy rozpędowe, rozmieszczone daleko od wrzeciona i podlegające tylko małym odchyleniom. Im mniejszym jest skok zastępczy s_r w stosunku do rzeczywistego, tem większą zdolność regulowania posiada regulator i tem też mniejsze δ można dopuścić w równych pozatem warunkach.

Czas T w sek. określamy wzorem:

$$T = \frac{M V^2}{L},$$

w którym oznacza:

L największą moc silnika w mkg/sek.;

M masę wieńca koła rozpędowego w kg/m/sek.²;

V prędkość obwodową wieńca w m/sek.

Z wzoru powyższego i poprzedzającego wnioskujemy, że tem mniejszą może być niejednostajność δ , im większym będzie czas T , a więc dla silnika danej mocy, im cięższe mamy koło rozpędowe, oraz im większą nadamy mu prędkość obwodową.

Stosując δ mniejsze niż wynika z wzorów powyższych, należy regulatory zaopatrywać w przytłumiaki, t. j. hamulce złożone z cylindra o tłoku nieszczelnym lub przedziurawionym, który przetłacza ciecż (glicerynę, olej) z jednej strony na drugą. Przedziurawienie tłoka lepiej zastąpić rurką, łączącą obie strony cylindra, a zaopatrzoną w kurek do regulowania prędkości przepływu. Hamulce takie powiększają oczywiście niezulość regulatora.

*) S. M. Tolle. Przyczynki do oceny regulatorów o lśrodkowych wahakowych. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, str. 375 i nast.

7. Regulatory o działaniu bezpośrednim lub pośrednim.

Regulatory o działaniu bezpośrednim są stale złączone z nastawiakiem i stawidłem, na których przestawienie zużywają siłę W , przyczem

$$W + R = S \varepsilon.$$

Zwykle regulatory kupne, o działaniu bezpośrednim i nienaciskane sprężyną, mają energiczność $S_m s$, nieprzewyższającą zazwyczaj 15 do 18 kgm; także regulatory sprężynowe miewają $S_m s$ do 90 kgm. Przy wyborze większych regulatorów o działaniu pośrednim, których cena w każdym razie wynosi jednak nie mniej niż 200 rubli.

Regulatory o działaniu pośrednim pozwalają stosować bardzo mały skok pochwy, mogą one zatem posiadać małą niejednostajność δ por. f. 3. γ . A ponieważ i oporowi W można natenczas nadać małą wartość, więc za p.mocą tych regulatorów można utrzymać niejednostajność silników i w bardzo niewielkich granicach nawet pomimo znacznego oporu stawideł Rider'a lub Meyer'a u silników parowych, albo też stawideł wodnych u turbin i t. p.

8. Regulatory płaskie. Dowolnego kształtu masa rozpędowa M , o wadze G , osadzona (rys. 490) obrotliwie na czopie I , który opisuje obwód koła o promieniu a , wirując wraz z czopem około osi obrotu A , podlega sile odśrodkowej. Przy prędkości kątowej ω moment \mathfrak{M} odśrodkowej siły masy rozpędowej M względem punktu I musi być równoważony przez moment sztucznego nacisku w regulatorze (np. sprężyny F) i wyrazi się, podobnie jak siła C , (por. c 1.) wzorem:

$$\begin{aligned} \mathfrak{M} &= \omega^2 a M x = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{\pi^2}{g} a G x \\ &= \infty \left(\frac{n}{30}\right)^2 G x a. \end{aligned}$$

Z wartości \mathfrak{M} możemy nad osią ON , prostopadłą do AI wykreślić krzywą \mathfrak{M} , która będzie charakterystyką dla regulatorów płaskich.

Energiczność regulatora przedstawia się tu, zupełnie podobnie jak w rys. 487, przez pole zawarte między krańcowymi rzędnymi krzywej \mathfrak{M} . Niejednostajność wyrazi się podobnie

$$\text{jako stosunek } \delta = \frac{2(\omega_o - \omega_u)}{\omega_o + \omega_u} \approx \frac{n_o^2 - n_u^2}{n_o^2 + n_u^2}.$$

Oddalając masy rozpędowe (wraz ze sprężyną F i czopem I) od środka obrotu A , w kierunku AI , t. j. zmieniając wielkość a , nie zmienimy kształtu krzywej \mathfrak{M} , ani punktu O . Dla dowolnej bowiem wartości x nacisk sprężyny pozostaje niezależnym od a , a również i moment \mathfrak{M} , który musi równoważyć ów nacisk. Wraz z ramieniem a zmienia się tylko ilość obrotów n ,

Rys. 490.



przynależna do danego x , a określona związkami: $a n_{x_1}^2 = a' n'^2_{x_1}$, albo: $n'^2_{x_1} = \frac{a}{a'} n_{x_1}^2 = n_{x_1}^2 \cdot \text{stała}$. Niejednostajność δ zostanie też niezmienną bez względu na zmiany ramienia a , bo ilości obrotów, przynależne do dowolnego x , zmieniają się wszystkie w tym samym stosunku $\frac{a}{a'}$.

d. Obliczenie regulatorów wahakowych.

Niech oznacza:

G w kg, wagę masy rozpędowej, zawieszoną u jednego wahaka;
 Q w kg, całkowite obciążenie puhara i pochwy.

Q zawiera w sobie nie tylko wagę własną pochwy, puhara, oraz część wagi ramion, ale niekiedy i nacisk sprężyny, pary i t. p., jak np. w regulatorze „Tangyo”, w którym nacisk pary na gzybek zawora dołącza się do Q , podczas gdy nacisk małej sprężyny, przeznaczonej do ujednostajnienia ilości obrotów, odejmuje się od Q .

C w kg — siłę odśrodkową masy ciężaru G (por. str. 211).

Siła C przechodzi przez środek masy rozpędowej, jeżeli nią jest ciało obrotowe, o osi prostopadłej do płaszczyzny odchylenia wahaków.

p — ilość wahaków umieszczonych naokoło wrzeciona.

Q_s w kg — ogólny nacisk na czopy korbowe regulatora, równoległy do ruchu pochwy (nacisk od ciężarów lub sprężyny).

Zauważyć należy że:

$Q_s = - (Q + pG)$ przy przesuwalnem zawieszeniu wahaków i wrzecionie pionowem;

$Q_s = + Q$ we wszystkich pozostałych przypadkach

n zmienną ilość obrotów na minutę wrzeczona niedziałającego na nastawiak (t. j. gdy $P = 0$).

Wspomnianą powyżej krzywą n otrzymuje się, odkładając na każdym położeniu pochwy właściwą mu ilość obrotów jako rzędną; krzywa ta daje (podobnie jak i charakterystyka) wskazówki co do stateczności regulatora (por. rys. 506, 507, str. 647).

n_0 i n_u największość i najmniejszość wartości dla n ;

δ = niejednostajność regulatora, (p. str. 626);

i = całkowitą niejednostajność silnika, (p. str. 629);

$P = W + R$ w kg, opór działający na pochwę, (p. str. 628);

S w kg, siłę regulatora, (p. str. 629);

s w m, skok pochwy, (p. str. 629);

ε nieczułość regulatora, (p. str. 628);

l w m, długość ramienia wahaka

l_1 w m, „ „ korby

l_2 w m, „ „ korbowodu

} w regulatorze
 por. rys. 491, 492 i 493,
 str 633;

α, β, γ — kąty odchylenia drążków l, l_1 i l_2 od pionu, liczone jak wskazano w rys. 491 — 493;

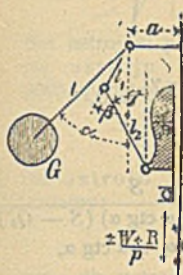
a, β , względnie u wskaźniki dla kątów α, β, γ , oraz dla n , odpowiadające skrajnym położeniom pochwy, t. j. najwyższemu, względnie najniższemu przy regulatorach o wrzecionie pionowem, a przy poziomem wrzecionie natomiast położeniom pochwy, przynależnym do największego, względnie najmniejszego odchylenia wahaków, rozumie się, w granicach właściwych do zastosowania;

a w m odległość przegubów wahaków od osi wrzeczona;

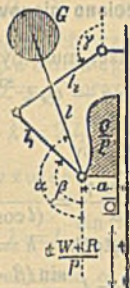
λ pewną część długości l , zależną od kątów α, β, γ , (por. wzory na str. 634 i 635 i rys. 494);

h w m tak zwaną wysokość stożka, p. wzór str. 634 i rys. 494;
 r w m promień czopów przegubowych (we wszystkich przegubach
 liczono go jednakowej wielkości);

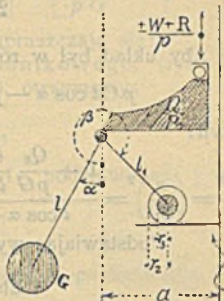
Rys. 491.



Rys. 492.



Rys. 493.



r_2 w m promień krążka toczącego się (rys. 493);

r_3 w m promień czopa tegoż krążka (rys. 493);

$\mu_1 \ll 0,1$ współczynnik tarcia w czopach przegubów;

Z nacisk na czop zawieszenia jednego wahaka, gdy regulator działa i jest obciążony;

ω prędkość kątową całego wirującego układu (p. str. 150 i 209).

g przyspieszenie ciężkości = $9,81 \text{ m/sec.}^2$

Wszędzie poniżej liczono $\frac{\pi^2}{g} \ll 1$, a więc $\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2$.

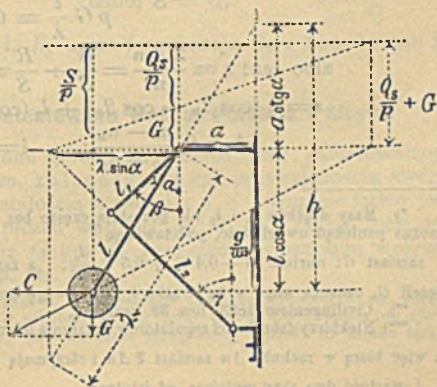
1. Uwagi wstępne.

Zależnie od układu regulatora wprowadzamy:

a) dla rys. 491, t. j. regulatora o nieprzesuwalnym zawieszeniu wahaków, a więc z przegubami u wrzeciona, kąty α , β i γ uważa się za leżące w pierwszej ćwiartce koła.

b) dla rys. 492, t. j. regulatora o przesuwalnym zawieszeniu wahaków, a więc z przegubami wahaków na pochwie, funkcjom kołowym kątów α , β i γ nadawać trzeba wartości, odpowiadające położeniu kątów w drugiej ćwiartce koła. Nadto na Q_s wprowadzać należy wartość: $Q_s = -(Q + pG)$.

Rys. 494.



c) dla rys. 493, t. j. dla regulatora o zasadzie krzyżulca na korbie, z wahakami o przegubach na pochwie, liczy się α w pierwszej, a β w czwartej ćwiartce koła, wreszcie $\gamma = 0$, a $l_2 = \infty$.

2. Wrzeczono pionowe.

Aby układ był w równowadze, musi być:

$$p C l \cos \alpha - p G l \sin \alpha - Q_s l_1 \frac{\sin(\beta + \gamma)}{\cos \gamma} = 0,$$

czyli:

$$\omega^2 = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1 + \frac{Q_s l_1 \sin(\beta + \gamma)}{p G l \sin \alpha \cos \gamma}}{l \cos \alpha + a \operatorname{ctg} \alpha} = \frac{S}{(l \cos \alpha + a \operatorname{ctg} \alpha) (S - Q_s)}.$$

Podstawiając wysokość stożka: $h = l \cos \alpha + a \operatorname{ctg} \alpha$,

$$\text{i długość } \lambda = l_1 \frac{\sin(\beta + \gamma)}{\sin \alpha \cos \gamma},$$

$$\text{otrzymamy: } \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{h} \left(1 + \frac{Q_s \lambda}{p G l}\right) = \frac{S}{h(S - Q_s)}. *$$

Rys. 494 wskazuje sposób wykreślenia **) kres h i λ , jak również wzajemną zależność od siebie wielkości ω , C , G , Q , oraz S .

W równania powyższe należy wprowadzić wartości:

$S = p G \frac{l}{\lambda} + Q_s = p G \frac{l}{\lambda} + Q$ dla układu z wahakami o przegubach nieprzesuwalnych, a

$S = -p G \frac{l}{\lambda} + Q_s = -p G \frac{l}{\lambda} + Q + p G$ dla układu z wahakami o przegubach przesuwalnych.

Nadto mamy wzory:

$$\varepsilon = \frac{P}{S} = \frac{W + R}{p G \frac{l}{\lambda} + Q_s},$$

$$\text{albo też: } \varepsilon = \frac{2 \Delta n}{n} = \frac{W}{S} + \frac{R}{S} = \varepsilon_w + \varepsilon_r); ***)$$

$$s = l_1 (\cos \beta_u - \cos \beta_o) + l_2 (\cos \gamma_u - \cos \gamma_o);$$

$$\delta = 2 \frac{n_o - n_u}{n_o + n_u}; \quad i = \delta + \varepsilon;$$

*) Masy drążków l_1 i l_2 nie pozostają często bez wpływu na wartość dla n , co można poniekąd uwzględnić, podstawiając

zamiast G : wartość $G + 0,4 G_1 + 0,5 G_2 \frac{l_1}{l}$, a zamiast Q : wartość $Q + 0,5 p G_2$,

jeżeli G_1 oznacza wagę w kg drążka l_1 , a G_2 wagę drążka l_2 .

**) Civilingenieur 1893, tom 39, zeszyt 2.

***) Niektórzy fabrykanci regulatorów oznaczają ich nieczułość w stanie nieobciążonym, a więc biorą w rachubę Δn zamiast $2 \Delta n$ i otrzymują skutkiem tego: $\frac{P}{S} = \frac{\Delta n}{n} = \varepsilon$, t. j. wartość dwa razy mniejszą od istotnej.

$$R = \frac{\mu_1}{\sin(\beta + \gamma)} \frac{l}{r} \left[pZ \cos \gamma + Q_s \left(1 + 2 \frac{l_1}{l_2} \frac{\cos \beta}{\cos \gamma} \right) \right];$$

$$Z = G \sqrt{\left[\frac{S}{S - Q_s} \operatorname{tg} \alpha - \frac{Q_s}{pG} \operatorname{tg} \gamma \right]^2 + \left[\frac{Q_s}{pG} + 1 \right]^2}.$$

Dla ustrojów poszczególnych wzory te upraszczają się:

I. dla ustroju korbowodowego, ukośnikowego, (rys. 491, 492), podstawiając: $\beta = \gamma$, (oraz $l_1 = l_2$), otrzymamy:

$$\lambda = 2 l_1 \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \text{ i t. d.,}$$

II. dla ustroju z krzyżulcem na korbie, podstawiając: $\gamma = 0$ otrzymamy:

$$\lambda = l_1 \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \text{ i t. d.,}$$

a nadto dla ustroju z wahakami o przegubach na pochwie (rys. 493) będzie:

$$R = \frac{\mu_1}{\sin \beta} \frac{r}{l} \left[pZ + Q_s \frac{r_2}{r_3} l_1 \cos \beta \right].$$

3. Regulatory z wrzecionem poziomem, równoległym do płaszczyzny odchyżeń wahaków.

(Regulatory parowcowe, tachometry).

Wahaki ustawia się przeciwległe po obu stronach wrzeciona, aby się ich siły ciężkości G wzajemnie znosiły. Nacisk Q wywiera się albo obciążeniem drążka pochwy, albo też sprężyną.

Warunek równowagi brzmi:

$$pCl \cos \alpha - Ql_1 \frac{\sin(\beta + \gamma)}{\cos \gamma} = 0, \text{ albo:}$$

$$\left(\frac{n}{30} \right)^2 = \frac{1}{h} \frac{Q}{pG} \frac{\lambda}{l}; \quad \text{nadto } S = Q, \quad \varepsilon = \frac{P}{Q}.$$

Wielkości h , λ , s , δ , i , R , oraz Z oznaczają się z wzorów pod 2, str. 634.

4. Regulatory niepatentowane Watt'a, Porter'a i Kley'a.

W zasadzie nie są one gorsze od przeróżnych, patentowanych regulatorów z obciążeniem, zalecają się zaś przejrzystością swego ustroju i działania, oraz stałością wartości ε i S , wreszcie łatwo jest zmieniać w pewnych granicach wartości: n , P i ε . Zmian tych dokonuje się przez zmianę G lub Q , przyczem nie ma ona wpływu na przebieg krzywej n (p. str. 632).

W tym celu wyrabiają wahaki G z oddzielnych tarcz ześrubowanych na drążku wahakowym, a zmiany ciężaru Q uskutecznią się przez proste dosypywanie lub ujmowanie śrutu obciążającego puchar, albo też przez przesuwanie ciężarka na drążku łączącym pochwę z nastawiakiem.

α. Wspólne właściwości regulatorów powyższych.

1) Przeguby wahaków stale złączone z wrzecionem; 2) kąt $\alpha = \beta$; 3) układ drążków ukośnikowy, dwuwahakowy, t. j. $l_1 = l_2$, $p = 2$, oraz $\beta = \gamma$; 4) $Q_s = +Q$.

Wprowadzając wartości te we wzory podane na str. 634, otrzymamy:

$$\lambda = 2l_1, \quad S = G \frac{l}{l_1} + Q; \quad \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1 + \frac{Q}{G} \frac{l_1}{l}}{h}.$$

Jeżeli układ drążków jest niemalukośnikowy, t. j. $l_1 \approx l_2$, oraz $\beta \approx \gamma$, ($\beta_n \approx \gamma_n$), to dla $l_2 > l_1$, ze zwiększeniem wymiaru a zmniejszają się długości h , oraz λ , a zatem krzywa n zbliża się do położenia niestatecznego, natomiast zwiększa się wówczas skok s , wraz z energicznością regulatora.

Jeżeli zaś $l_2 < l_1$, to zachodzą stosunki wręcz odwrotne.

β. Regulator (miarkownik) Watt'a.

Niema pułapu, a więc $Q \approx 0$; punkty zawieszenia (przeguby) drążków wahakowych leżą na teoretycznej osi wrzeciona, czyli $a \approx 0$; kąt α leży w pierwszej ćwiertce koła, zasadnicze wzory przekształcają się zatem na:

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 \approx \frac{1}{l \cos \alpha}; \quad \varepsilon \approx \frac{Pl_1}{Gl}.$$

Charakterystyka ma punkt niestateczny dla $\alpha = 0$, a krzywa n nie ma punktu zwrotnego (przebiecia).

Zalecają się stosunki: $l_1 \approx 0,6 l$, oraz $a_n = 15^\circ$, wówczas będzie:

$$n \approx \frac{31}{\sqrt{l}}.$$

$$\text{a dla } \sigma_0 = 20^\circ, \quad 25^\circ, \quad 30^\circ, \quad 35^\circ, \\ \delta = 0,011, \quad 0,032, \quad 0,055, \quad 0,083.$$

Regulator Watt'a ma małe tarcie wewnętrzne R , wydłużony kształt, duże masy rozpedowe G , nadaje się do małej ilości obrotów, zwłaszcza jako mierny prędkości kątowej, w którym to celu dobrze jest urządzić wahaki G przesuwane na drążkach l .

γ. Regulator (miarkownik) Porter'a.

Q znacznie większe od pG ; $a \approx 0,1 l$; α w pierwszej ćwiertce koła; wzory na n , ε i S jak dla ustroju ukośnikowego, p. str. 635. Często bywa $l = l_1$, aczkolwiek stosunek $l > l_1$ jest korzystniejszy. Krzywa n , kształtu litery S , posiada punkt zwrotny w okolicy kąta $\alpha \approx 40^\circ$, niezależnie od stosunku $a : l$. Charakterystyka nie ma punktu niestatecznego.

Zalecają się stosunki: $a = 0,1 l$, $l_1 = 0,66 l$, oraz $\alpha_n = 40^\circ$, a natenczas:

dla: $\alpha_0 = 42^\circ, 43^\circ, 44^\circ, 45^\circ, 46^\circ, 47^\circ$,
 będzie: $\delta = 0,019, 0,027, 0,036, 0,045, 0,055, 0,067$.

Ilość obrotów miarkownika Porter'a jest przy równem l znacznie większa niż woltowskiego; z niekorzystnego, esowatego kształtu krzywej n wynika dla zazwyczaj używanych wartości δ bardzo mały skok s ; przebieg krzywej n staje się tem niekorzystniejszy, im większa będzie wartość a ; przy wzrastającej wartości kąta α zmniejsza się szybko h . Regulator Porter'a zajmuje mało miejsca w planie, można bowiem stosować kilka wahaków, nadając mu przez to większą energiczność, którą można jeszcze zwiększyć, jeżeli znaczniejsza niejednostajność δ będzie dozwolona.

δ. Regulator (miarkownik) Kley'a.

Przeguby wahaków po przeciwległej stronie wrzeczona, a więc drążki wahakowe krzyżują się, dla tego też α liczy się w czwartej ćwiartce kola. Jeżeli i drążki l_2 się krzyżują, to puhar leży albo poniżej, albo zastępuje się obciążeniem nastawiaka. Dla ułatwienia budowy niekiedy nie krzyżują drążków l_2 , przez co jednak zatracą się ustrój ukośnikowy.

Krzywa n odpowiada równowadze chwiejnej jeżeli $a > l \sin^3 \alpha_n$, bierze się więc $a \geq l \sin^3 \alpha_n$, przyczem wartości $a = l \sin^3 \alpha_n$ odpowiada punkt niestateczny charakterystyki w α_n , i poczynając od tego punktu krzywa n ma przebieg równowagi trwalej.

Dla: $360^\circ - \alpha_n = 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ$,
 będzie: $a : l \geq 0,017, 0,040, 0,075, 0,125, 0,189, 0,265$.

Zaleca się: przy skrzyżowanych drążkach l_2 stosunki: $l_1 = 0,66 l$, oraz $360^\circ - \alpha_n = 40^\circ$, t. j. $a = 0,265 l$, a natenczas

dla: $360^\circ - \alpha_n = 45', 47\frac{1}{2}', 50^\circ, 52\frac{1}{2}', 55^\circ$,
 będzie: $\delta = 0,0108, 0,020, 0,034, 0,055, 0,077$;

przy nieskrzyżowanych drążkach l_2 zaś: $l_1 = 0,66 l$, oraz $360^\circ - \alpha_n = 26^\circ$; $a = 0,08 l$; $\gamma_n = 18^\circ$; $l_2 = 0,8 l_1$. (Wzory na pozostałe wielkości p. str. 634, 635).

Ilości obrotów w regulatorze Kley'a zależą od stosunku $Q : G$; miarkownik ten wykazuje bardzo korzystną, omalniestateczną charakterystykę i dużą energiczność.

Masa drążków nie powoduje prawie żadnych uchybień w działaniu względnie do teoretycznego. Miarkownik ten wogóle w niczem nie ustępuje patentowanemu regulatorom z obciążeniem.

e. Wykreślne obliczanie regulatorów. *)

Nadaje się zwłaszcza do sprawdzania danych już ustrojów i do otrzymania wskazówek, jakie należałoby wprowadzić jeszcze zmiany, w celu polepszenia działania miarkownika.

Ogólna charakterystyka regulatora (rys. 487 i str. 625) nie daje wskazówek co do wpływu oddzielnych części składowych miarkownika na jego energiczność, niejednostajność i t. d., aby te wska-

*) Civilingenieur 1893. Tom 39, Zeszyt 2.

Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895 i 1896. Artykuły S. M. Tolle. Przyczynki do oceny odśrodkowych regulatorów wahakowych.

zówki otrzymać, wypada wykreślić oddzielne charakterystyki odpowiadające składowym jego częściom, a więc wykres C_g siły odśrodkowej, któraby utrzymywała w równowadze ciężar wahaków G , takż wykres C_q dla ciężaru puhara Q , wreszcie wykres C_f dla nacisku F sprężyny na puhar.

Z wykresów tych łatwo ocenić, jakie zmiany byłyby pożądane w wielkościach G , Q lub F .

Jeżeli np. krzywa C_g ma podobny (omalniestateczny) przebieg jak i ogólna charakterystyka C , to zmiana wielkości G nie wywrze żadnego wpływu na δ ; albo jeżeli krzywa C_q jest ściśle lubomalniestateczna, to można powiększać obciążenie puhara Q , aby w ten sposób zwiększyć ilość obrotów miarkownika.

Regulatory o niostatecznej krzywej C_q nie tracą swego stopnia niejednostajności nawet wtenczas, gdy muszą przewycięzać duże opory nastawiaka; ustrój ich nie może się zatem znaleźć w równowadze chwiejnej.

W regulatorach sprężynowych nacisk sprężyny działa tak samo jak obciążenie puhara Q . Zmiana przeto nacisku sprężyny na pochwę, celem zmiany ilości obrotów regulatora, jest tylko wtedy właściwą, gdy krzywa C_q jest niostateczna. To też w regulatorach Trenk'a, Zabel'a, Hartung'a, (p. str. 629) nie należy zmieniać nacisku sprężyny, gdyż ich charakterystyka odpowiada równowadze chwiejnej.

Zastosowanie do regulatorów o zasadzie napędu korbowodowego.

1. Regulatory z wahakami o przegubach u wrzeciona.

Dane: G , Q i linijny układ drążków (rys. 495).

Dla dowolnego położenia mas rozpędowych będzie:

C_g — Promień $I M$ odcina kresę C_g na gg , prostopadłej do wrzeciona, a leżącej w stałej odległości G od punktu I (przegubu wahaka).

C_q — Kreślimy qq prostopadle do wrzeciona, w odległości Q nad punktem I , dalej przez M prostopadłą do wrzeciona aż do przecięcia jej B z drążkiem $II III$. Prosta $BI D$, oraz równoległa do $II III$, przeprowadzona przez I , odcinają na qq kresę $D A$, równą C_q .

Charakterystykę C , otrzymujemy jako sumę: $C_g + C_q$.

Niejednostajność $\delta = \frac{c}{c_m}$ znajduje się w myśl rys. 487, str. 625.

Jeżeli dana jest liczebna wartość niejednostajności, to obierając najniższe położenie P_u , możemy znaleźć położenie najwyższe, przeprowadzając promień $O u$ przez punkt P_u i odcinając z punktu u na rzędnej tegoż punktu kresę $u o = 2c = 2\delta c_m$ ku górze, — wówczas promień $O o$ przetnie charakterystykę w szukanym punkcie P_o . Obierając naodwrot najwyższe położenie P_o , znajdujemy w sposób podobny położenie najniższe; wogóło zaś postępowanie to daje możność wybrer dowolnego, a najwłaściwszego kawałka charakterystyki na krzywą działania regulatora, w granicy danej niejednostajności δ .

Energiczność w myśl str. 629 przedstawia się jako pole pod czynnym kawałkiem charakterystyki (rys. 487 str. 625).

Siła S . Ponieważ $\frac{S}{C} = \frac{Q}{C_q}$, więc S otrzymuje się jako wysokość trójkąta podobnego do trójkąta $I D A$, lecz o podstawie wielkości C .

Naciski na czopy regulatora. Na czop III nacisk $Z_3 = IA$ i jest on $= Z_2$ (na czop II); na czop I nacisk $Z_1 = DE$.

Według największej wartości każdego z tych nacisków określa się wymiary, a więc i średnica d_1, d_2, d_3 tych czopów.

Tarcie wewnętrzne regulatora R (sprowadzone na pochwę). Wymierzwszy wartości dla $h_1 = IH$, oraz $h_3 = III \Psi$, otrzymamy:

$$R = \frac{\mu}{2h_1} (Z_1 d_1 + Z_2 d_2) + \frac{\mu}{2h_3} (Z_2 d_2 + Z_3 d_3);$$

jeżeli zaś $d_1 = d_2 = d_3 = d$, to:

$$R = \frac{\mu d}{2} \left(\frac{Z_1 + Z_2}{h_1} + \frac{Z_2 + Z_3}{h_3} \right).$$

Niezułość $\varepsilon = \varepsilon_r + \varepsilon_w$, przy-

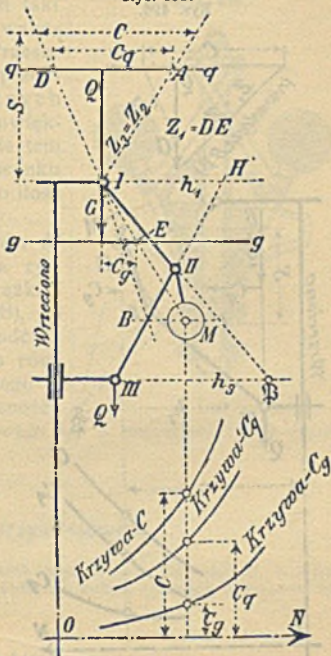
czem $\varepsilon_r = \frac{R}{S}$, a $\varepsilon_w = \frac{W}{S}$.

2. Regulatory (miarkowniki) o nieprzesuwalnych przegubach wahaków i układzie ukośnikowym.

W rysunku 495 punkty I i III są w jednakowej odległości od wrzeciona, a nadto $II = III$. Jeżeli w dodatku $III M$ będzie linią prostą, to układ taki odpowiada systemowi Watt'a, Porter'a i Kley'a.

Krzywe C_g, C_q i C mają kształt jednakowy; Q i G można zmieniać dowolnie, bez wpływu na δ . Siła S jest stała. Tarcie wewnętrzne R (a więc i ε_r) będzie najmniejsze dla kąta $\alpha = 45^\circ$; jeżeli chodzi o małe δ , to należy skrzyżować drążki. Im większym będzie G w stosunku do Q , czyli im mniejszą ma być ilość obrotów, tem większe będzie h_1 i h_3 (rys. 495), to znaczy, im więcej swobodnego miejsca zajmuje regulator przy tej samej sile S , tem mniejszym będzie ε_r .

Rys. 495.



3. Regulatory z (przesuwalnymi) przegubami wahaków u pochwy.

Dane G, Q i układ regulatora (rys. 496).

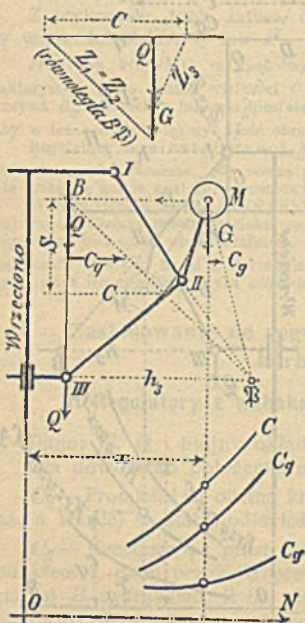
Dla dowolnego położenia mas rozpedowych będzie:

C_g — Prostopadła do wrzeciona, przez III przełożona, przecina się z przedłużeniem drążka III w biegunie Ψ ; kreślimy $M\Psi$. Na pionie z M odcinamy w dół kreskę G , przez koniec jej kreślimy do

wrzciona prostopadłą, na której ów pion przez M i promień ΨM odcinają krawce kresy C_g .

C_g —Kreślmy MB prostopadłą do wrzciona i z punktu B , leżącego

Rys. 496.



nad przegubem III. odcinamy Q w dół na pionie. Kresa prostopadła do wrzciona, przez koniec Q przelozona, aż do przecięcia z promieniem ΨB wyznacza szukaną wielkość C_q .

$$C = C_g + C_q.$$

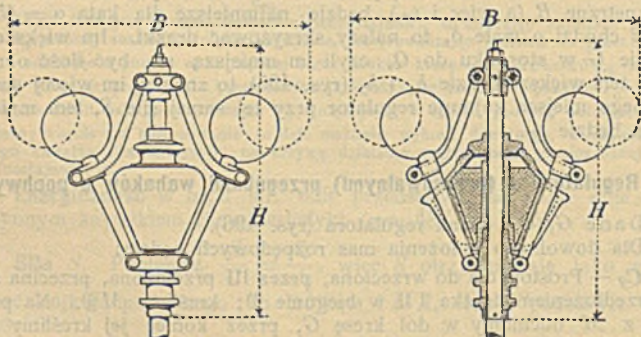
S —Ponieważ $\frac{S}{C} = \frac{Q}{C_q}$, przeto S

jest wysokością trójkąta o podstawie C , a podobnego do trójkąta, z którego wyznaczyliśmy C_q .

Naciski na czopy. Na pionie (w górnym rys. 496) odcinamy $Q + G$ ku dołowi od dowolnej linii poziomej i przez koniec kresy G , równoległe do ΨB , aż do przecięcia się z poziomą, przeprowadzamy kresę, której długość będzie $= Z_1 = Z_2$. Z wyższego krawca tej kresy odcinamy (w prawo) na poziomej kresę C , której (prawy) kraniec łączymy z dolnym krawcem kresy Q , wyznaczając w ten sposób wielkość Z_3 .

Wielkości: R , ε_r , δ , oraz **Energiczność**, znajdujemy jak pod e. 1 (p. rys. 487 str. 625).

Rys. 497.



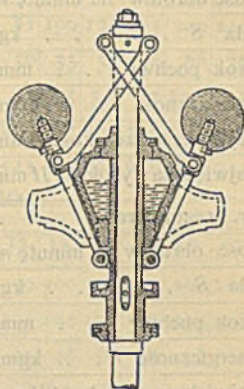
4. Regulatory (miarkowniki) z przesuwalnymi przegubami wahaków (na pochwie) i układem ukośnikowym.

Krzywe C_g , C_q i C mają kształt taki sam jak w przypadku, gdy przeguby wahaków są utwierdzone u wrzeciona. Przesuwalność przegubów wahakowych nie przedstawia zatem w tym przypadku żadnych korzyści, zmniejszając tylko siłę i powiększając tarcie wewnętrzne. (ϵ_r będzie tem większe, im większem jest G w stosunku do Q , czyli im mniejszą naznaczono ilość obrotów dla miarkownika).

Jeżeli przybliżymy środki wahaków M ku wrzecionu (regulator Proell'a rys. 497) lub gdy skrzyżujemy tylko drążki I II (regulator Steinle'go rys. 498), to krzywa C_g staje się nietrwałą, podczas gdy krzywa C_q odpowiada jeszcze równowadze trwałe. Krzywa całkowitego C będzie dosyć zbliżona do niestateczności. Zwiększamy δ przez powiększenie wagi Q , a zmniejszamy je naodwrot przez zwiększenie wagi G .

ϵ_r bywa 1 do 1,5%.

Rys. 498.



f. Regulatory przywilejowane.

Grupę tę stanowią regulatory, których układ zabezpieczono przywilejami, a wyrażane jako specjalność przez różne fabryki, które nie zawsze posiadają wyłączność ich wyrobu. Należą tu przedewszystkiem:

1. Regulatory niesprężynowe.

a. Regulator Proell'a (rys. 497).

Zalety i wady (p. e. 4 str. 641).

Nr. regulatora	I	II	III	IV	Ia	IIa	IIIa	IVa	Va
Ilość obrotów na minutę n	120	100	90	80	145	130	115	107	120
Siła S kg	12,5	25	37,5	50	32	50	62	85	110
Skok pochwy s . . . mm	40	50	60	70	55	65	75	80	80
Energiczność . . . kgm	0,5	1,25	2,25	3,5	1,76	3,25	4,6	6,8	8,8
Największa szerokość B mm	390	500	600	690	445	510	615	700	700
Największa wysokość H mm	380	470	570	660	420	470	570	660	660

$\delta = 3$ do 4%.

β. Regulator Steinle'go (rys. 498).

Zalety i wady (p. str. 641).

Nr. regulatora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ilość obrotów na minutę n	120	100	90	80	130	115	107	120	120	120
Siła S kg	12	21	34	50	37	59	81	102	140	195
Skok pochwy s . . mm	40	50	60	70	65	75	80	80	100	120
Energiczność . . kgm	0,5	1,0	2,0	3,5	3,4	4,4	6,5	8,2	14,0	24,3
Największa szerokość B mm	450	520	620	700	520	620	700	700	785	885
Największa wysokość H mm	400	500	600	700	460	570	650	650	740	890

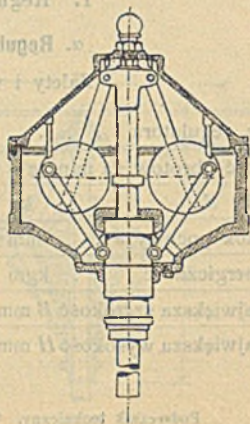
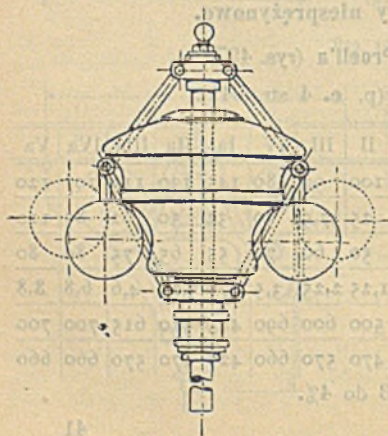
Nr. regulatora	0	A	11	12	13	14	15	16	17
Ilość obrotów na minutę n	155	145	230	300	230	180	170	160	160
Siła S kg	15	34	24	48	76	116	140	152	173
Skok pochwy s . . mm	45	55	40	55	65	75	80	80	100
Energiczność . . kgm	0,68	1,9	0,96	2,6	4,9	8,7	11,2	12,2	17,3
Największa szerokość B mm	385	450	365	450	500	615	685	685	770
Największa wysokość H mm	390	440	410	460	505	600	680	680	770

γ. Regulator Tolle'go (rys. 499, 500).

Rozmaita niejednostajność osiąga się tu przez umieszczenie środków ciężkości mas rozpędowych bliżej lub dalej od osi wrzeciona i bywa (stosownie do zamówienia): $\delta = 0$ do 4% dla układu otwartego (rys. 499), a $\delta = 0$ do 8% dla układu zamkniętego (rys. 500). Krzywa C_q jest niestateczna; średnio $\epsilon_r = 1,3\%$.

Rys. 499.

Rys. 500.



Ustrój otwarty (rys. 499).

Nr. regulatora	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Ilość obrotów na minutę n	170	160	150	140	134	130	130	126	120
Siła S kg	12,5	25	50	81	100	125	163	200	250
Skok pochwy s mm	28	35	43	50	55	58	62	66	72
Energiczność kgm	0,35	0,9	2,4	4,2	5,5	7,2	10	13,2	18
Największa szerokość B mm	324	394	484	570	617	660	716	753	816
Cała wysokość H . . . mm	316	389	471	543	587	626	666	712	751

Ustrój zamknięty (rys. 500).

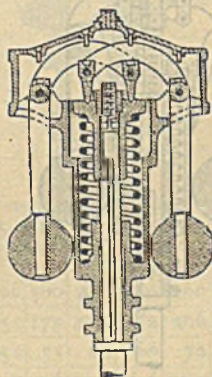
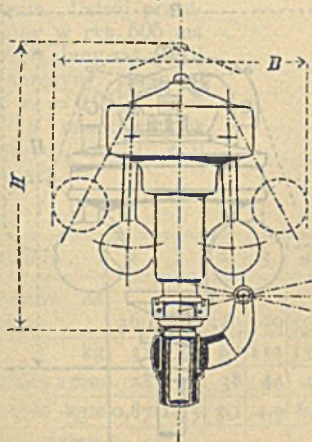
Nr. regulatora	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Ilość obrotów na minutę n	360	340	320	300	300	300	300	290	280
Siła S kg	25	50	75	100	125	155	185	215	250
Skok pochwy s mm	30	36	41	45	48	50	54	58	61
Energiczność kgm	0,75	1,8	3,1	4,5	6,0	7,8	10	12,5	15
Największa szerokość B mm	300	360	410	450	480	500	540	580	610
Cała wysokość H . . . mm	400	480	550	600	650	670	720	775	810

2. Regulatory sprężynowe.

α. Regulator Trenck'a (rys. 501, 502).

Rys. 501.

Rys. 502.



Nacisk na pochwę wytwarza się po części ciężarem pułhara, po części zaś sprężyną. Ponieważ krzywa C_q jest stała, (lecz o równo-

wadze bardzo nietrwalej) trzeba więc bardzo starannie wyrównować nastawiak. Nie wypada zatem zmieniać ilości obrotów przez zmianę nacisku sprężyny i dlatego naśrubek dociskający sprężynę jest niedostępny. Gdy pożądaną jest zmiana ilości obrotów, wypada nabywać dodatkowy przyrząd w tym celu budowany. Krzywa C_g jest niestateczna. Siła tego miarkownika wzrasta nadmiernie przy większem wzniesieniu się pochwy. $\epsilon_r \approx 1\%$. Skok zastępczy (p. str. 630) bywa: $s_r = \frac{1}{2} s$.

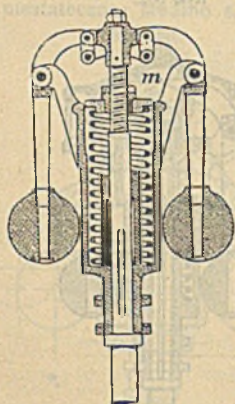
Podobnej budowy jest regulator F. Beyer'a, w którym zamiast kierowników (wodzików) górnych zastosowano krążki prowadnicze na prowadnicy; posiada on też podobne własności.

Nr. regulatora	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Ilość obrotów na minutę n	300	280	260	240	220	200	180	160	160
Średnia siła S kg	42	63	100	162	240	340	450	610	760
Skok pochwy s . . . mm	30	40	50	60	70	80	95	115	115
Energiczność kgm	1,3	2,5	5	9,7	16,8	27,2	42,7	70	87,5
Największa szerokość B mm	300	365	430	510	600	700	820	950	990
Największa wysokość H mm	355	425	490	570	670	780	910	1075	1075

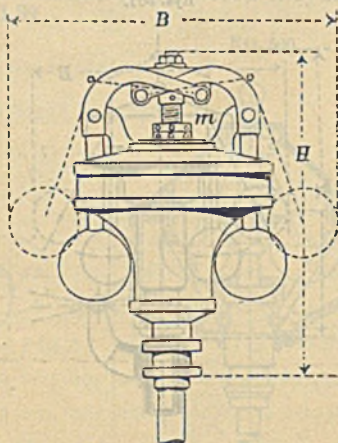
β . Regulator Zabel'a (rys. 503 i 504).

Naśrubek naciskający sprężynę leży na zewnątrz, co daje możliwość wyrównywania obciążenia spowodowanego przez nastawiak. C_g , C_q , S , oraz ϵ_r jak w regulatorze Trenck'a. Skok zastępczy $s_r = 0,3$ do $0,4 s$.

Rys. 503.



Rys. 504.



Ilość obrotów można powiększyć przez dołożenie 2 lub 3 sprężyn dodatkowych.

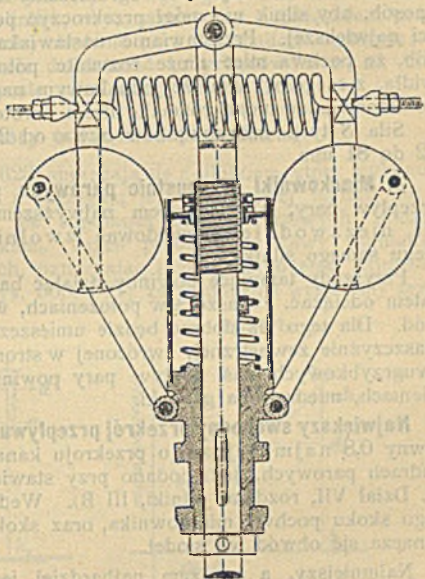
Miarkownik nowszego typu tego systemu, ustroju zamkniętego, z 3-ma wahakami, wykazuje ε_r prawie 2%, a średnią wartość na $s_r = 0,6 s$.

Nr. regulatora	1	2	3	4	5	6	7
Ilość obrotów na minutę n	240	220	200	190	180	160	150
Średnia siła S kg	58	75	113	163	275	425	625
Skok pochwy s mm	40	50	60	70	80	95	110
Energiczność kgm	2,32	3,75	6,78	11,4	22,0	40,4	68,8
Największa szerokość B . . . mm	380	430	520	610	710	830	960
Największa wysokość H . . . mm	380	440	530	630	730	850	950

Rys. 505.

7. Regulator Tolle'go (rys. 505).

Zmianę niejednostajności osiąga się przez zmianę naprężenia sprężyny poziomej. Zmianę zaś ilości obrotów (w szerokich granicach) przez doprężanie lub odprężanie sprężyny pionowej, co pozostaje bez wpływu na niejednostajność δ . Krzywe C_q i C_g są niestateczne. Ustrój przedstawiony w rys. 505 ma $\varepsilon_r = 0,8\%$; inny zaś ustrój bez sprężyny pionowej tylko $\varepsilon_r = 0,25\%$; $s_r = \frac{1}{12} s$ u miarkowników mniejszych, do $\frac{1}{15} s$ u większych.



Nr. regulatora	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ilość obrotów na minutę n	360	340	320	300	300	300	300	290	280	260	250	230	220
Siła S kg	31	53	80	112	130	151	175	212	252	296	394	567	770
Skok pochwy s mm	28	33	38	44	48	51	55	60	66	72	82	100	115
Energiczność kgm	0,87	1,75	3,1	4,9	6,2	7,7	9,6	12,7	16,6	21,3	37,4	56,7	88,5
Największa szerokość B . . . mm	260	306	358	410	438	474	510	560	608	666	762	910	1054
Największa wysokość H . . . mm	278	322	383	426	457	485	534	581	634	685	791	940	1095

3. Regulatory (miarkowniki) do szczególnych celów.

α. Miarkowniki energiczności pomp, wynalezione przez F. I. Weissa z Bazylei *) mają za zadanie zmianę mocy silnika pompy, pracującej pod stałe ciśnienie, (np. wieży ciśnień) przez zwolnienie lub przyspieszenie biegu silnika i pompy, podczas gdy energiczność silnika, t. j. praca wykonywana na jeden skok, zostaje bez zmiany. Regulatory takie bywają możliwie jak najbardziej statyczne (niejednostajność δ dochodzi w nich do 5,6). Nastawiak, t. j. mechanizm łączący pochwę miarkownika ze stawidłem, przestawia się na różne prędkości bądźto od ręki, bądź też samodzielnie, np. ciśnieniem wody. Ilość obrotów zwiększa się w miarę tego, jak ciśnienie wody z wieży ciśnień się zmniejsza, czyli jak poziom jej opada, przyczem urządza się nadto jeszcze ograniczenie tego przestawienia w ten sposób, aby silnik nie mógł przekroczyć pewnej, oznaczonej prędkości największej. Przesławianie nastawiaka odbywa się w ten sposób, że pochwa mieć może rozmaite położenia w stosunku do stawidła, z czego wynika, że jednakowym napełnieniem silnika parowego odpowiadać mogą rozmaite ilości obrotów regulatora.

Siła S tych miarkowników bywa od 25 do 850 kg; skok s od 22 do 81 mm.

β. Miarkowniki przepustnic parowych powinny o tyle tamować przepływ pary, aby w swem najwyższem położeniu były w stanie niezawodnie spowodować zwolnienie nawet jałowego biegu samego silnika.

Przyrządy tamujące powinny działać bardzo lekko, należałoby je zatem odciążać, zwłaszcza w położeniach, w których zamykają przewód. Dla tego też dobrze będzie umieszczać oś obrotu tamki w jej płaszczyźnie zewnętrznej, zwróconej w stronę dopływu; u zaworów dwugrzybkowych zaś dopływ pary powinien się kierować po promieniach, między oba grzybki.

Największy swobodny przekrój przepływu przez przepustnicę ma być równy 0,8 najmniejszego przekroju kanałów dopływowych w cylindrach parowych, jaki podano przy stawidłach silników parowych (p. Dział VII, rozdział silniki, III B). Według tej normy i dla znanego skoku pochwy miarkownika, oraz skoku grzybków w zaworze, oznacza się obwód ich siodeł.

Najmniejszy, a zarazem najbardziej jednostajny opór stawiają suwaki obrotowe na osi pionowej, zaopatrzone na obwodzie rowkami przepuszczającymi parę, a uszczelnione szczeliwem metalowem w dławnicy, która przepuszcza na zewnątrz wrzeczono odciążone.

Suwaki te oddziałują nadto słabiej na niejednostajność regulatora, aniżeli zawory dwugrzybkowe, o posuwistym ruchu wrzeczona, i słabiej też niż tamki krążkowe.

Wogóle przepustnice i zawory te, połączone z oddzielnym miarkownikiem, nadają się tylko wtenczas, gdy chodzi o dławienie pa-

*) Por. Przegląd Techniczny 1892 r. str. 137.

ry, co jednak bywa właściwem tylko przy większych napełnieniach cylindra. Używalność ich ogranicza się jeszcze poniekąd i ceną, która gdy przekroczy 200 — 250 rub., staje się wskazówką, że lepiej będzie zastąpić je doskonalszymi przyrządami, podanymi poniżej pod γ .

γ . Regulatory z przyrządami rozprężającymi parę.

Miarkownik działa tu na skok wechwytyw podnoszących grzybek zawora na dopływie; pozatem potrzebny i suwak rozdzielowy.

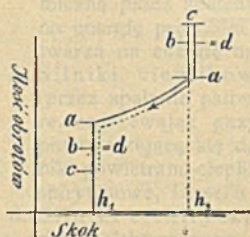
Całość ma ustrój przyrządu dodatkowego do gotowych już silników parowych, znanego w handlu pod nazwami: „przyrządu miarkującego“, „przyrządu rozprężającego“, „przyrządu Corliss'a“ i t. p.

Wadą tych przyrządów jest to, iż wymagają tak szerokich kanałów dopływowych do cylindra, aby, nawet przy największem przewidywanem jego napełnieniu, ciśnienie pary nie spadało dotkliwie; — w przeciwnym bowiem razie działalność przyrządów tych na bieg silnika nie przejawia się wcale, albo tylko bardzo słabo.

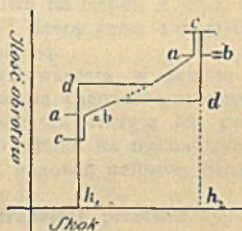
δ . Regulatory o działaniu pośrednim.

Miarkowniki te (p. str. 623) sprzęgają się z silnikiem, który wykonuje dalszą pracę nastawienia, a sprzęgają je ponajczęściej bądźto zapomocą kół ciernych, bądź też zapomocą sprzęgieł kłowych, oddziałując na nie sprzęgnikiem. Jeżeli położenia pochwy regulatora odetniemy na osi odciętych, oznaczając przez h_1 położenie najniższe, a przez h_2 najwyższe, (rys. 506, 507) za rzędne zaś weźmiemy przy-

Rys. 506.



Rys. 507.



należne ilości obrotów, to otrzymamy dla regulatora z kołami ciernymi wykres rys. 506, a dla regulatora ze sprzęgieł kłowym wykres rys. 507. W obu wykresach odpowiadają punkty b początkowi działania silnika na nastawiak, punkty d zaś końcowi tegoż działania. W punktach c następuje zmiana ruchu przyspieszonego na zwolniony lub na odwrót. Krzywa aa jest teoretyczną krzywą n ilości obrotów regulatora. W urządzeniach zwykłych sprzęgnięcie nastawiaka z silnikiem trwa od punktu c aż do d ; w regulatorach niektórych fabryk (np. Schäfer'a & Budenberg'a, Ganz'a & S-ka, Riedinger'a) istnieją dodatkowe urządzenia do wcześniejszego ich rozprężnięcia, a mia

nowiciec zaraz w punkcie c , skoro tylko n zacznie mieć dążność do zmiany ku punktowi d . Pracę nastawiania stawidla wykonywa albo sam silnik główny, albo też można zastosować do tego celu oddzielną siłę napędą.

Działanie obu rodzajów regulatorów jest trudne do oceny jedynie na podstawie ruchu pochwy. Układ ze sprzęgłem kłowym może mieć równowagę chwiejną, jeżeli stosunek $\delta : \varepsilon$ nie jest właściwie dobrany. Wogóle wypada zakładać jak najmniejsze ε , natomiast $\delta > 0.02$ i dopiero odpowiednio do tego dobierać skok. Zazwyczaj bywa δ za małe, a ε za wielkie, czego skutkiem są znaczne wahania w ilościach obrotów, ujawniające się w wykresach stosunkowo wielkiem, wzajemnem oddaleniem punktów b i c .

g. Uwagi o wykonaniu miarkowników.

Regulator powinien być matematycznie wyrównoważony względem swej osi wirowania. Drażki w przegubach należy dostatecznie rozwidlić, aby się przy odchyłaniu wzajemnie o siebie nie zaczepiały. Sworznie przegubowe, powinny być możliwie jak najcieńsze, aczkolwiek dostatecznie wytrzymałe na wyężdżające je siły Z , a więc powinny być ze stali i natwardzone. Wrzeciono ma być mocne, dobrze prowadzone i powinno spoczywać na trwałej podstawie. Napędu pasowego stosować nie wypada: zerwanie się lub spadnięcie pasa mogłoby bowiem spowodować przekroczenie właściwej silnikowi ilości obrotów, a nawet jego rozbieganie się, połączone z grozą rozerwania kół rozpedowych i t. p. zniszczeń.

