

DZIAŁ SIÓDMY.

S I L N I K I.

Część ogólna.

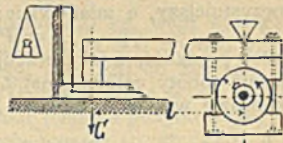
Hamownice *) służą do oznaczenia mocy pożytkowej N_n (w MK), wydawanej przez dany wał, ponajczęściej przez główny wał silnika, albo też mocy odbieranej przez główny wał silnicy roboczej (robnika).

Na koło hamulcowe, osadzone na danym wale, nakładamy dwa klocki hamulcowe (z twardego drzewa, albo metalowe) tak, aby je móż przyciągać śrubami. Do jednego z klocków przytwierdzamy dźwignię, której koniec swobodny pociągamy ciężarkami G , za pośrednictwem linki przechodzącej przez krążek (rys. 606), albo też opieramy go na pomoście wagi dziesiętnej (rys. 607): w tym razie długość dźwigni bywa 3 do 5 m, a układ ten jest starszy i znany pod nazwą wędzidła lub hamownicy Prony'ego. Kierunek obrotu wałów wskazano w rysunkach strzałkami.

Rys. 606.



Rys. 607.



Śruby dociągamy tak długo, dopóki nie osiągniemy normalnej ilości obrotów n na minutę, zmieniając równocześnie ciężarki G lub obciążając szalkę wagi tak, aby otrzymać stan równowagi, przedstawiony w rys. 606 wzgl. 607-ym. Natenczas moment tarcia będzie się równał momentowi obciążenia dźwigni, a cała praca wała przemienia się na pracę tarcia, ta zaś na ciepło, oraz na pracę ścierania się koła i klocków hamulcowych. Waga własna urządzenia pozostaje bez wpływu na wyniki przy wałach pionowych, a w urządzeniu podł. rys. 606 nawet przy wałach poziomych. Do pomiaru znaczniejszej mocy zastępują też klocki taśmą hamulcową.

Jeżeli przez G (w kg) oznaczymy, czy to ciężarki obciążające podł. rys. 606, czy też nacisk dźwigni na pomost wagi dziesiętnej (rys. 607) po potrąceniu nacisku, jaki wywiera dźwignia zlizowana w tem samym położeniu; przez l ramię dźwigni, mierzone od osi wała, w m; przez r promień koła hamowanego w m; a przez n normalną, spostrzeżoną ilość obrotów na min., to całkowita siła tarcia na obwodzie koła będzie: $P = G l : r$, a zatem moc tarcia w kgm/sek. (p. str. 194 i 210), czyli moc hamowna:

$$E = \frac{G l}{r} \frac{2 \pi r n}{60} = \frac{\pi n G l}{30};$$

*) Dynamometry są albo sitomierzami, do mierzenia naciągów lub nacisków, albo też hamownicami do mierzenia pracy wydawanej w jednostce czasu, a więc mocy.

albo moc pożytkowa wała w MK:

$$N_n = \frac{\pi n G l}{30 \cdot 75} = 0,001396 n G l.$$

Jeżeli średnica koła hamowanego jest d cm, a szerokość jego b cm, to dobre stosunki wskazuje wzór:

$$bd \geq \frac{75 N_n}{m_0},$$

w którym (podług C. v. Bach'a) wartość $w_0 = 2,5$ przy chłodzeniu wodą, a w_0 do 0,5 przy chłodzeniu powietrzem. Przy znacznych prędkościach, a zatem małych ciśnieniach na jednostkę powierzchni, można przy chłodzeniu wodą wartość w_0 powiększyć stosownie do okoliczności nawet do 5. W zwykłych warunkach biorą szerokość b koła równą 1,5-krotnej średnicy wała.

I. SILNIKI ŻYWE.

Całodzienna praca A (w kgm) silnika żywego (p. str. 193 i 194) staje się największą przy pewnej wywieranej, średniej sile P (w kg), pewnej średniej prędkości v (w m/sek.) punktu przytknięcia siły P w kierunku jej działania i przy pewnym średnim czasie trwania t (w sek.) roboty, czyli wydatek pracy będzie wówczas najkorzystniejszy, a mianowicie:

$$A = P v t \text{ w kgm.}$$

Jeżeli prędkość, z jaką pracuje silnik żywy, będzie v_1 (zamiast v), a trwanie roboty całodzienniej t_1 (zamiast t), to średnią siłę P_1 , jaką silnik będzie wywierał, określa Maschek wzorem:

$$P_1 = \left(3 - \frac{v_1}{v} - \frac{t_1}{t} \right) P.$$

Siła P , prędkość v , moc E i całodzienna praca A silników żywych.

(Istotny czas roboczy $t = 8$ godz. = 28800 sek.).

Silnik sam, albo działający na silnicę	P kg	v m sek.	$E = P v$ kgm/sek.	$A = 28800 P v$ kgm
Robotnik, bez silnicy. . .	15	0,8	12	345 600
„ przy dźwigni. . .	5	1,1	5,5	158 400
„ przy korbie *)	10	0,8	8	230 400
„ przy taranku (kafarku) . . .	14	0,45	6,3	181 440
„ w kieracie . . .	12	0,6	7,2	207 360
„ przy linie kołowrotu . . .	25	0,3	7,5	216 000
„ ciągnąc za łańcuch	30	0,4	12	(nie bez przerw)

*) A. Riedler podaje dla roboty bez przerw przy korbie $P = 7$ do 8 kg, $v = 0,9$ m/sek., a więc $E = 6,3$ do 7,2 kgm/sek., $A = 181 440$ do 207 360 kgm.

Silnik sam, albo działający na silnicę	P kg	v m/sek.	$E = P v$ kgm/sek.	$A = 28800 P v$ kgm
Robotnik, w deptaku . . .	64	0,15	9,6	276 480
Koń, bez silnicy . . .	60	1,25	75	2 160 000
„ w kieracie *) . . .	45	0,9	40,5	1 166 400
Wół, bez silnicy . . .	60	0,8	48	1 382 400
„ w kieracie . . .	65	0,6	39	1 123 200
Muł, bez silnicy . . .	50	1,1	55	1 584 000
„ w kieracie . . .	30	0,9	27	777 600
Osiół, bez silnicy . . .	40	0,8	32	921 600
„ w kieracie . . .	14	0,8	11,2	322 560

Moc silnego mężczyzny przy dźwigni sikawki, na czas dwóch minut, do 0,5 MK, średnio zaś 0,37 MK. **)

Rziha***) z 30-tu oddzielnych spostrzeżeń nad najprzeróżniejszymi zajęciami średnio silnych robotników (ważących po 65 do 80 kg), przy 12-to godzinnej dzionce, a więc około 10-cio godzinnem trwaniu istotnej roboty, podaje **średnią moc pożytkową mężczyzny** na:

$$N_n = \frac{1}{21} MK, \text{ albo całodzienny wydatek pracy na:}$$

$$A = (75 : 21) \cdot 60 \cdot 60 \cdot 10 = 128570 \text{ kgm.}$$

Praca ta przedstawia równoważnik około 300-tu ciepłostek (p. str. 325). Przerwy z powodu znużenia wynoszą średnio 35% istotnego czasu roboczego.

Na 1-go MK pożytkowego liczą około 720 kg. wagi żywego silnika zwierzęcego. Waga żywego konia bywa 300 do 600 kg, wołu 900 do 1300 kg, muła 200 do 350 kg, ośa 120 do 200 kg.

Lechalas****), oznaczając przez Q wagę konia w kg, przez W wagę wozu w kg, przez L wagę ładunku (ciężaru pożytkowego) w kg, przez μ współczynnik całkowitego tarcia wozów (p. str. 219), a przez $s = \operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha$ pochyłość danego szlaku drogi, określa **siłę pociągową konia** w kg, przy 10-cio godzinnej robocie, wzorem:

$$P = G(\mu \pm s) \pm Q_s, \text{ w którym } G = W + L;$$

a zatem siła pociągowa (w kg) na każde 100 kg wagi koni będzie:

$$p = \frac{100 P}{Q} = 100 \left[\frac{G}{Q} (\mu \pm s) \pm s \right].$$

Tablica na str. 804 podaje prędkości jazdy v w m/sek., odpowiadające wysiłom $p = 0$ do $p = 50$ kg na 100 kg konia. Prędkość ta jest w przybliżeniu:

$$v = 0,21 (5 - 0,1 p) + 0,007 (5 - 0,1 p)^3.$$

Dla $p = 20$ kg mamy $v = 0,8$ m/sek. i przy tych wartościach osiągamy największość mocy pożytkowej, wydanej przez każde 100 kg wagi konia, a mianowicie $p v = 16$ kgm/sek. [Dane te wysnuto z doświadczeń z końmi po 375 do 400 kg wagi]. Koszt przewozu wy-

*) Długi kieratu 4,5 do 6 m długie.

**) C. v. Bach, Die Konstruktion der Feuerspritzen, str. 90 i 91, Stuttgart 1883.

***) F. Rziha, Średnia moc robotnika, Z. d. V. d. Ing. 1894, str. 642.

****) M. Lechalas, Rozprawa o przewożeniu, Annales der ponts et chaussées 1879, str. 364 i nast; nadto Centrbl. d. Bauv. 1888, str. 544.

pada zatem najtaniej, gdy $p = 20$ kg, to znaczy, gdy siła pociągowa zaprzęgu wynosi około $\frac{1}{3}$ jego wagi Q i zgodnie z tym warunkiem wypadaloby oznaczać najkorzystniejszy stosunek ilości $G : Q$, czyli $(W + L) : Q$.

p	v	p	v	p	v	p	v	p	v	p	v
0	1,94	6	1,58	12	1,215	8	0,885	24	0,65	30	0,47
1	1,88	7	1,52	13	1,16	19	0,84	25	0,62	32	0,415
2	1,82	8	1,45	14	1,11	20	0,80	26	0,59	35	0,34
3	1,76	9	1,39	15	1,05	21	0,76	27	0,56	40	0,215
4	1,70	10	1,33	16	0,985	22	0,72	28	0,53	45	0,105
5	1,64	11	1,27	17	0,93	23	0,68	29	0,50	50	0,00

Gdy chodzi o wybór ekonomicznie najkorzystniejszej linii przy budowie lub przebudowie dróg, można dla średnich wag koni, wozów i ładunków, używanych w danej okolicy, oznaczyć dla każdej poszczególnej pochyłości drogi właściwe wartości p , a podług nich dobrać z tablicy powyższej przynależące wartości v . rozumie się, dla pochyłości w obydwóch kierunkach jazdy. Jeżeli v_1 oznacza prędkość w jednym kierunku, v_2 w kierunku odwrotnym, a przez $l = (h : s)$ oznaczmy długości poszczególnych części rysu pochyłych (gradienty) danej drogi w m, to średni czas jazdy dla przebycia drogi będzie w sek.

$$D = \frac{\Sigma(l : v_1) + \Sigma(l : v_2)}{2}$$

Jeżeli zatem mamy dwie linie A i B , dla których oznaczyliśmy powyższe wartości D_A i D_B i po których to liniach przez n dni w roku ma przejeżdżać dziennie po m wozów tego gatunku, jaki służył nam za podstawę obliczenia, to przy 10-cio godzinnej dniówce w rubli za zaprzęg wraz z woźnicą i przy rocznej stopie procentowej $k\%$, otrzymamy kapitał K , który możemy dołożyć na budowę linii B ponad kosztu linii A , a mianowicie:

$$K = \frac{100 (D_A - D_B) m n v}{60 \cdot 60 \cdot 10 \cdot k}$$

Przy ostatecznym wyborze wypadła porównać jeszcze kosztu utrzymania obydwóch linii. Na spadkach wymagających hamowania, a więc tam, gdzie wypadnie odjemna wartość na p , jak doświadczenie poucza, nie można brać do obliczenia prędkości przekraczającej $v = 1,66$ m/sek.

Jeżeli chcemy jeździć bez hamulców, to p , wzgl. P , nie powinno mieć wartości odjemnej, a zatem spadek nie może być większym niż:

$$s_m = \frac{G \mu}{G + Q}$$

Zależność między całym ciężarem G , a ładunkiem, t. j. ciężarem pożytkowym L , określa nam przybliżenie wzór:

$$L = \frac{G - 30}{1,3}$$

Jeżeli koń na poziomej, równej drodze uciągnie wraz z wozem jednokonnym ogółem ciężar G , to ciężar ten na każdego konia zmniejsza się:

w zaprzęgu	dwukonnym	o 2,2%	w zaprzęgu	pięcikonnym	o 27%
"	trzykonnym	" 13 "	"	sześcikonnym	" 36 "
"	czterokonnym	" 20 "	"	ośmikonnym	" 50 "

Te procentowe ubytki siły pociągowej, przy umiejętnym prowadzeniu koni, mogą się zmniejszać o jedną czwartą do jednej trzeciej swych wartości, jeżeli mamy dobre konie mniej więcej jednakowej sily i należycie włożone do roboty.

II. SILNIKI WODNE.

A. Koła wodne. *)

Stosować będziemy oznaczenia następujące:

Q ilość wody dopływającej w $m^3/\text{sek.}$,

c_1 prędkość, z jaką woda dopływa do końca górnej pogrody tuż przed silnikiem, w $m/\text{sek.}$,

c_2 prędkość, z jaką woda, opuściwszy silnik, odpływa w samym początku dolnej pogrody, w $m/\text{sek.}$,

H' jawny spad roboczy, t. j. różnica poziomów w oznaczonych powyżej punktach, czyli różnica wysokości zwierciadeł wody w czasie roboty, w m ,

H spad do zużycia dla pracy koła, t. j. jawny wraz z utajonym, czyli wartość $= \frac{c_1^2}{2g} + H' - \frac{c_2^2}{2g}$, w m ,

$N = \frac{1000 Q H}{75}$ moc do zużycia, tkwiąca w sile wodnej, w MK ,

$N_n = \eta N$ moc pożytkowa koła w MK ,

$\eta = N_n : N$ całkowita sprawność koła,

n ilość obrotów na minutę,

$D = 2R$ średnica zewnętrzna koła w m ,

b szerokość koła w prześwicie, a głębokość jego przegródek w m ,

Z ilość łopatek,

$t = \pi D : Z$ podziałka łopatek w m (na obwodzie zewnętrznym),

α ilość ramion (sprych) jednej gwiazdy,

$v = \omega R = \frac{2\pi R n}{60}$ prędkość obwodowa koła w $m/\text{sek.}$,

$q = \frac{60 Q}{Z n}$ zawartość wody w jednej przegródce międzyłopatkowej w m^3 ,

$f = \frac{q}{b}$ w m^2 , $\varepsilon = \frac{Q}{a b v}$ współczynnik napelnienia,

h_e strata spad przy wlocie w m ,

h_a strata spad przy wylocie w m ,

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

a. Koła nasiębierne.

Wlot wody zazwyczaj na samym wierzchołku koła, przy znacznej prędkości koła jednakże nieraz i przed wierzchołkiem, a to w celu lepszego wyzyskania siły wodnej. Natenczas trzeba jednakże zapewnić pożądaną kierunek obrotu przy rozruszaniu koła.

*) Podług C. v. Bach'a, Die Wasserräder, część II, Stuttgart 1886.

Dobierając prędkość obwodową v , trzeba o tem pamiętać, że w miarę zmniejszania się wartości v zwiększają się wielkości następujące: sprawność, lecz tylko do pewnej granicy; rozmiary koła, a zatem i koszt jego; stosunek przekładni, a więc i waga i koszt przystawek, oraz strata pracy skutkiem tarcia czopowego i międzywałnego. Zazwyczaj bywa $v = 1,5$ do 2 m/sek., rozumie się, z uwzględnieniem szczególnych okoliczności danego zadania.

Składową poziomą c_h prędkości strumienia (rys. 609) oznaczamy tymczasowo z wzoru:

$$c_h = 2,5 \sqrt{v}.$$

Spad niezbędny do wywołania tej prędkości będzie:

$$h_0 = (1 + \zeta') \frac{c_h^2}{2g}, \quad \text{a wartość } \zeta' = 0,10 \text{ do } 0,15.$$

Przy wlocie na samym wierzchołku koła otrzymamy na średnicę koła w m (p. rys. 608) wzór:

$$D = 2R = H - [h_0 + 0,5 s_0 + \delta + x_0 - x' + x''], \quad \dots \text{ I.}$$

w którym oznacza:

$x' = R - \overline{JL}$ (por. str. 808);

s_0 = grubość strumienia (p. str. 808);

δ = grubość dopływnicy, czyli przedłużonego dna górnej pogródki (p. str. 808);

x_0 luz między obwodem koła, a spodnim krajem dopływnicy. Przy niezbyt szerokich kołach żelaznych dochodzą z wartością x_0 do 5 mm, jednakże lepiej dawać więcej luzu, by ułatwić powietrzu ujęcie z przegródki międzyłopatkowej. Przy kołach drewnianych wartość $x_0 < 15$ mm będzie możliwa jedynie przy małej szerokości kół. Najmniejsza wartość x_0 pozostaje również w zależności od przewidywanego stopnia obmarzania koła zimą;

x' nadwodność koła; określamy ją z uwzględnieniem przewidywanego wezbrania wody w pogrodzie dolnej, ponad stan normalny, na zasadzie którego sporządzamy projekt; zanurzenie się bowiem koła w wodzie może być tylko stanem wyjątkowym. Zazwyczaj starczy wartość $x'' = 0,03$ do $0,10$ m.

Przy przedwstępnej ocenie wartości D liczą:

$$D = H - (1,1 \frac{c_h^2}{2g} + 0,2) \text{ do } D = H - (1,1 \frac{c_h^2}{2g} + 0,1) \dots \text{ II.}$$

Z tak określonej wartości D , obrawszy stosowną ilość obrotów n , oznaczamy $v = \pi D n : 60$ i obliczamy powtórnie c_h i h_0 .

Głębokość przegródek $a = \frac{1}{6} \sqrt[3]{H}$ do $\frac{1}{4} \sqrt[3]{H}$,

przy której oznaczaniu należy jednak pamiętać, że im mniejszą będzie wartość a , tem większe będą i straty przy wlocie i szerokość koła, a zatem i jego koszt, że jednakże z drugiej strony i szerokość drzewa na wieńce drewniane nie jest nieograniczona.

Szerokość koła $b = \frac{Q}{a v \varepsilon}$, a wartość $\varepsilon = 1/4$ do $1/2$.

Gdy $b > 1,7$ m, staje się nicodzownym wieniec środkowy, a przynajmniej podparcie dna przegródek (bębna).

Szerokość strumienia: $b_0 = b - 0,4$ do $b - 0,2$ przy kołach bez wieńca środkowego,

$\frac{b_0}{2} = \frac{b}{2} - 0,4$ do $\frac{b}{2} - 0,2$ przy kołach z wieńcem środkowym.

Przy zastosowaniu oddechów, t. j. oddzielnych otworów dla ujścia powietrza, można zwiększyć szerokość strumienia względnie do powyżej podanych wartości.

Grubość strumienia $s_0 = \frac{Q}{b_0 c h}$.

Grubość dopływnicy z blachy żelaznej: $\delta = 5$ do 8 mm.

Położenie **środkła koła** M , względnie do punktu A , określamy wzorem:

$$y = \sqrt{2 p \sqrt{(R - m + p) + \sqrt{2 R m - m^2 + (R - m + p)^2}}}$$

w którym $p = 2 \frac{c h^2}{2 g}$, a $m = \frac{s_0}{2} + \delta + x_0$.

Z wartości y oznaczamy $x' = R - \sqrt{R^2 - y^2}$.

Jeżeli przy wymiarach dobranych z równania I (str. 806) wartość na nadwodność x'' wypadnie nieodpowiednio, to należy zmienić stosownie D i przeprowadzić ponownie całe obliczenie.

Linia środkowa ABP **strumienia** (rys. 609) jest parabolą o wierzchołku A (oznaczonym przez h_0), o poziomej stycznej wierzchołkowej $c h$, o pionowej osi głównej, przechodzącej przez A , o parametrze $2p$ i ognisku G , leżącym poniżej A o

$$AG = \frac{p}{2} = \frac{c h^2}{2 g} = \frac{h_0}{1 + \zeta'}$$

Dowolny punkt P paraboli wykreślamy, odcinając z wierzchołku A na osi dowolne, równe kresy: $AI = AI$, a łuk koła, zatoczony promieniem GI około ogniska G , przetnie poziomą, przelożoną przez punkt I , w szukanym punkcie P paraboli, prosta zaś PI będzie jej styczną. (P. str. 108 i nast.).

Cząstka wody, wstępująca w przegródkę koła w punkcie B (rys. 609), przebiega drogę bezwzględną BP . Punkt P'' **toru względnego** $BP''N$ tejeż cząstki (po obracającym się kole) wykreślimy, odcinając na obwodzie tegoż koła, z końca promienia MPT , t. j. z punktu T , łuk $TU = BP'' \cdot v : c h$, a łuk kołowy, zatoczony promieniem MP około M , przetnie promień MU w szukanym punkcie P'' .

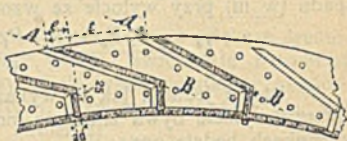
Kształt łopatek.

Nie uwzględniając straty przy wylocie, wypadaloby nadawać łopatom kształt toru względnego BN ; jednakże ze względu właśnie na tę stratę należy postępować w sposób odmienny:

Krzywa łopatek żelaznych (rys. 608) składa się z dwóch łuków kołowych Q_1Q_2 i Q_1Q_2 i prostego kawałka Q_2P_1 ; krzywa ta ma być styczną do toru względnego BN , ma przecinać obwód w punkcie Q , odległym od B o łuk $BQ \leq \frac{1}{2}t = \frac{1}{2}QO$, wreszcie w punkcie Q_2 ma ona przechodzić stycznie w kierunku promienia Q_2P_1M , przyczem długość kresy prostej Q_2P_1 powinna przynajmniej być równa wysokości kątownika, łączącego łopatkę z dnem przegródki (bębnem). W kołach z podkoliną, t. j. otoczonych od spodu zakrzywionem dnem pogrody kołowej, czyli okolicy, krzywa łopatek zbliża się wedle możliwości do toru względnego.

Łopatki drewniane (rys. 610) bywają tylko załamane, a kąt ich przecięcia się z obwodem ma być 30° , co określa kierunki AB jako styczne do koła spółśrodkowego, lecz o promieniu $0,866 R$ (t. j. $R \cos 30^\circ$); dla większych napelnień zwiększają go do $0,85 R$, dla mniejszych natomiast zmniejszają go do $0,85 R$. Wzajemne przysłonięcie się łopatek bywa $e \approx \frac{1}{4}t$. Druga część łopatki leży w kierunku promienia.

Rys. 610.



Podziałka i ilość łopatek, oraz ilość ramion.

Podziałka t łopatek, t. j. odległość środków dwóch sąsiednich łopatek, mierzona na obwodzie zewnętrznym, bywa $\frac{1}{3}$ do $\frac{3}{2}$ razy większa niż długość łuku CD (rys. 608), t. j. łuku obwodu, przecinanego przez strumień. Z wielkości t określamy tymczasowo ilość łopatek $Z = nD : t$, którą jednak ze względów na dogodniejszy ustrój koła zmieniamy o tyle, aby ilość łopatek stała się wielokrotną ilości n jego ramion, którą znów dobieramy podług średnicy D (w m):

$$n \approx D + 2 \text{ do } D + 3.$$

Straty i sprawność.

1. **Włot.** Zakreśliwszy koło spółśrodkowe SS promieniem

$$R_s = \sqrt{(R - a)^2 + \frac{qZ}{2\pi b}},$$

kreśliśmy z punktu przecięcia się S_1 (rys. 608) tego koła z linią środkową AB strumienia równoległobok prędkości $S_1S_8S_5S_9$, w którym S_1S_5 jest prędkością bezwzględną cząstki wody, S_1S_8 zaś prędkością punktu S_1 samego koła. Z równoległoboku tego oznaczamy względną prędkość w_1 cząstki wody względem koła, a mianowicie $w_1 = S_1S_9 = S_8S_5$. Zaniedbując nieznaczną zresztą stratę, spowodowaną oderzeniem przy włocie, określamy stratę spadcu przy włocie (w m) z wzoru:

$$h_e = \zeta \frac{ch^2}{2g} + \frac{w_1^2}{2g}.$$

2. **Wylot.** W rys. 608 kreślimy prostą QP_1 (tak, aby pole odciętej części przegródki $Q Q_1 Q_2 P_1 Q$ równało się $f = q : b$), oraz prostą QP_2 , która by połowiła to pole. Wyprowadzamy z Q prostą QP_3 , styczną do krzywej łopatkowej, a zakreśliwszy półkole ponad QM jako średnicą, przedłużamy proste QP_1 , QP_2 , QP_3 aż do ich przecięcia się z obwodem tego półkola w punktach P_2' , P_1' , P_3' , przez które kreślimy nadto promienie z M , t. j. $MP_3 P_3'$ i t. d. Według założeń zazwyczaj stosowanych otrzymamy natenczas stratę spadcu (w m) przy wylocie ze wzoru:

$$h'_a = \frac{P_3 P_3' + 4 \cdot P_1 P_1' + P_2 P_2'}{6} + \frac{v^2}{2g}.$$

W istocie jednak, jak to wykazują dokładniejsze badania *), strata przy wylocie bywa znacznie mniejsza, a mianowicie w zwykłych warunkach będzie ona:

$$h_a = \frac{2}{3} h'_a + x''.$$

3. **Tarcie czopów** powoduje stratę wielkości 1 do 3% mocy do zużycia N .

4. **Opór powietrza**, którego wpływ bywa naogół nieznaczny, oraz różne niedokładności powodują jeszcze pewne straty dodatkowe. Uwzględniamy je, pomniejszając sprawność, oznaczoną podług ustępu 1 do 3-go, jeszcze o 2 do 3%.

Sprawność całkowita należycie zbudowanych kół nasiębiernych przy znaczniejszych spadach dochodzi do $\eta = 0,85$.

Waga koła.

Wagę G (w kg) normalnych, żelaznych kół nasiębiernych można oceniać w sposób następujący:

1. Gdy na wale koła wodnego mieści się oddzielne koło zębate dla dalszego napędu, to z wykluczeniem wagi tegoż koła zębatego, waga samego koła wodnego bywa:

$$G = 540 a (b D)^{3/2} \text{ do } 580 a (b D)^{3/2},$$

albo z mniejszą dokładnością $G = 460 \frac{N}{v}$ do $500 \frac{N}{v}$.

Małe koła szybkobiegające, zwłaszcza w podkolinie, bywają o 12¹/₂ do 25% cięższe, niż wykazuje wzór pierwszy.

Storcowe koło zębate, o średnicy 5 do 6 m i 180-ciu do 240-tu zębach, złożone z dzwon oddzielnych, waży w przybliżeniu:

$$G_r = 50000 D_1 b_1 t_1 \text{ kg,}$$

jeżeli oznaczymy przez D_1 średnicę obwodu podziałkowego, przez t_1 podziałkę, a przez b_1 szerokość zębów, wszystko w m.

*) C. v. Bach, Die Wasserräder, część II, str. 132 i nast.; Stuttgart 1886.

2. Gdy koło zębate, storcowe stanowi jedną całość z samem kołem wodnym, to waga ogólna obydwóch kół będzie:

$$G = 700 a (b D)^{3/2} \text{ do } 750 a (b D)^{3/2},$$

względnie
$$G = 600 \frac{N}{v} \text{ do } 650 \frac{N}{v}.$$

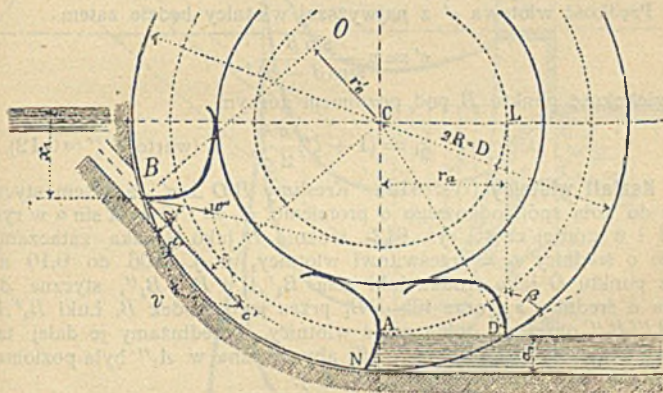
b. Koła wodne z wlotnicami i szatkownicami.

Wlot wody w koło uskutecznia się powyżej lub poniżej osi koła za pośrednictwem oddzielnej wlotnicy, nadającej strumieniowi pożądany kierunek.

Na wybór **średnicy koła** wpływa ten wzgląd, iż większe średnice zmniejszają wprawdzie stratę przy wlocie, zwiększają natomiast koszta urządzenia, co rozważwszy, o ile tylko wyjątkowe okoliczności nie będą wymagały niezwykłych rozmiarów, można dla kół przedstawionych w rys. 611 i 612 dobrać:

$D = H + 3,5$ m; oraz $v = 1,6$ do $2,2$ m/sek. (por. dane o v na str. 806).

Rys. 611.



Głębokość przegródek $a = 0,4 \sqrt[3]{\frac{D}{H}} \text{ do } 0,5 \sqrt[3]{\frac{D}{H}},$

niekiedy większa, zwłaszcza przy bardzo zmiennym poziomie dolnym.

Szerokość koła $b = \frac{Q}{av\varepsilon},$ wartość $\varepsilon = 1/3 \text{ do } 2/3.$

Podziałka łopatek $t = 0,5 a \text{ do } 0,7 a.$

Ilość łopatek i ramion por. str. 809.

Zanur $a_1 = \frac{Q}{bv},$

w założeniu, że woda poza kołem odpływa z prędkością w przybliżeniu równą $v.$

Luz między kołem żelaznem a kamienną jego podkolina zwięza się do 5 mm, przy zastosowaniu zaś łożysk nastawnych pod wał koła bywa jeszcze mniejszy. Nasamprzód ustawiamy koło dotykem do podkoliny tak, aby się o nią tarło, poczem odsuwamy je tylko o tyle, aby się właśnie przestało ocierać.

Kierunek skrajnej cząstki łopatki (rys. 611) określa się warunkami:

$$r_a = \sqrt{R^2 - (R - a_1)^2}; \quad \text{czyli} \quad \sin \beta = (R - a_1) : R,$$

od których można odstępować nieco w jedną lub drugą stronę, a mianowicie tem więcej, im mniej zależy na tem, aby się łopatki pionowo wynurzały z poziomu wody dolnej.

Krzywa łopatki. Część AN dla pionowego wynurzania się powinna być rozwijającą (ewolwentą) koła spółśrodkowego, o promieniu $CA = R \sin \beta = R - a_1$, albo przynajmniej łukiem koła, możliwie zbliżonym do kształtu tej rozwijającej. Pozostałą część łopatki, od A począwszy, należy z silnym zakrzywieniem (o wklęsłości odśrodkowo skierowanej) prowadzić tak daleko, aby woda się nie mogła przelewać do wnętrza koła.

Włot. Włotnica ma przecinać obwód pod kątem α , określonym przez warunek $\operatorname{tg} \alpha \approx 0,5$.

Prędkość wlotowa c' z najwyższej włotnicy będzie zatem

$$c' = v \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha)},$$

a głębokość punktu B pod poziomem górnym

$$x_1 = (1 + \zeta') \frac{c'^2}{2g}, \quad (\text{wartość } \zeta' \approx 0,12).$$

Kształt włotnicy (rys. 612). Kreślimy $BO \perp c'$ (a zatem styczna do koła spółśrodkowego o promieniu $r'_e = CO = R \sin \alpha$ w rys. 611 i w górnej części rys. 612) i około B jako środka zataczamy koło o średnicy $s_1 =$ przeswitu włotnicy, t. j. 0,06 do 0,10 m, a z punktu O jako środka łuki koła $B_1'A_1$ i $B_1'''B_1''$, styczne do koła o średnicy s_1 , oraz łuk BB_1 przez jego środek B . Łuki $B_1'A_1$ i $B_1'''B_1''$ określają dolną część włotnicy, przedłużamy je dalej takimi krzywymi A_1A_1' i $B_1''A_1''$, aby styczna w A_1'' była pozioma, oraz aby ilość wypływająca z B_1 , t. j.

$$q_1 = \mu b_0 s_1 \sqrt{2g h_1},$$

mogła wpłynąć do włotnicy przez przekrój $A_1'A_1''$. Warunek ten określają nam wzory (p. str. 242):

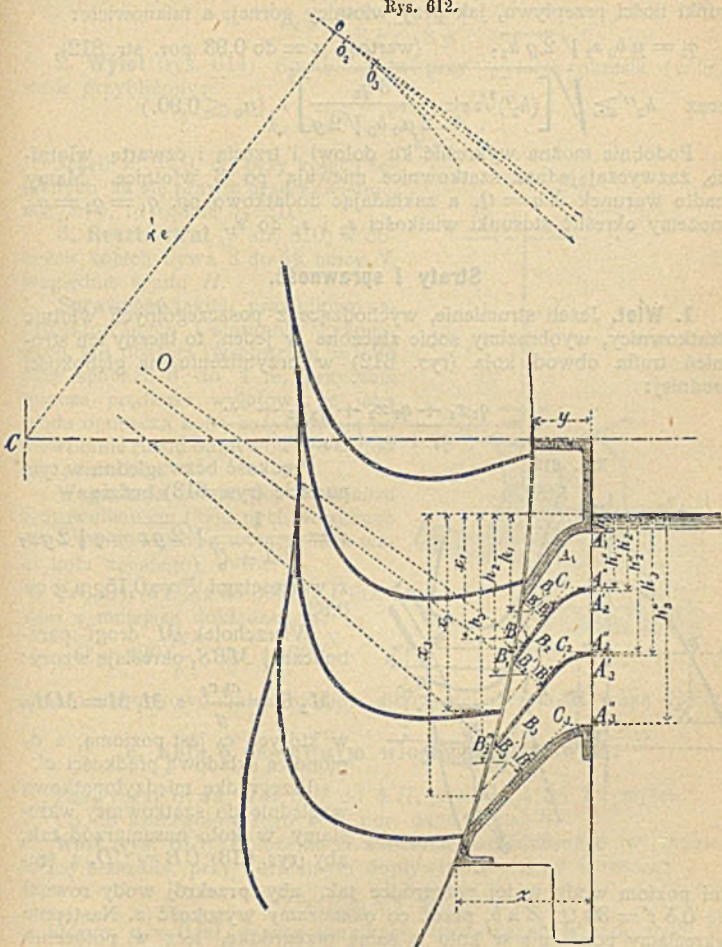
$$q_1 \approx \frac{2}{3} \mu_0 b_0 \sqrt{2g} (\sqrt{h_1''^3} - \sqrt{h_1'^3}),$$

$$\text{albo} \quad h_1'' \geq \sqrt[3]{\left[(h_1')^{3/2} + \frac{3 q_1}{2 \mu_0 b_0 \sqrt{2g}} \right]^2},$$

w których μ oznacza współczynnik wypływu z włotnicy (μ do 0,94 przy łopatkach żelaznych, a o 5 do 10% mniejszy przy łopatkach drewnianych), b_0 szerokość włotnicy w przeswicie, a $\mu_0 \leq 0,90$ współczynnik wypływu przy wejściu do włotnicy, resztę zaś oznaczeń po-

dano w rys. 612. Dla prawidłowego nakierowania strumienia we wlotnicy niezbędnym jest, aby punkt A_1'' leżał ponad B_1' i aby różnica ich poziomów była dostateczna.

Rys. 612.



Grubość blach przedziałowych we wlotnicach wielokrotnych, czyli szatkownicach, $s_0 = 5$ do 8 mm, a pozostałe wymiary (rys. 612) $y \geq 0,12$ m i $z \geq 0,35$ m.

Następną wlotnicę szatkownicy, o prześwicie s_2 , wykreślamy w sposób podobny, a mianowicie w rys. 612 z B_1''' kreślimy B_1'''' O_2 styczną

do koła o promieniu CO i odcinamy na niej $B_1''' B_2' = s_0$, $B_2' B_2 = B_2 B_2'' = 0,5 s_2$; z O_2 jako środka zataczamy łuk koła $B_2'' B_2'''$ i przedłużamy znów krzywą aż do A_2'' , zachowując podobne warunki ilości przepływu, jak przy wlotnicy górnej, a mianowicie:

$$q_2 = \mu b_0 s_2 \sqrt{2 g h_2}, \quad (\text{wartość } \mu = \text{do } 0,93 \text{ por. str. } 812),$$

$$\text{oraz } h_2'' \geq \sqrt[3]{\left[(h_2')^{3/2} + \frac{3 q_2}{2 \mu_0 b_0 \sqrt{2 g}} \right]^2}, \quad (\mu_0 \leq 0,90.)$$

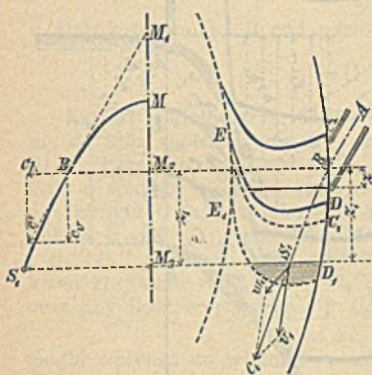
Podobnie można wykreślić ku dołowi i trzecią i czwartą wlotnicę, zazwyczaj jednak szatkońnice miewają po 3 wlotnice. Mamy nadto warunek $\sum q = Q$, a zakładając dodatkowo np. $q_1 = q_2 = q_3$, możemy określić stosunki wielkości s_2 i s_3 do s_1 .

Straty i sprawność.

1. **Włot.** Jeżeli strumienie, wychodzące z poszczególnych wlotnic szatkońnicy, wyobrazimy sobie złączone w jeden, to łączny ten strumień trafia obwód koła (rys. 612) w przybliżeniu na głębokości średniej:

$$x = \frac{q_1 x_1 + q_2 x_2 + q_3 x_3 + \dots}{q_1 + q_2 + q_3 + \dots}$$

Rys. 613.



Prędkość bezwzględna w tym punkcie (rys. 613) będzie:

$$c' = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta'}} \sqrt{2 g x} = \varphi \sqrt{2 g x},$$

z wartościami $\zeta' = 0,15$, a $\varphi = 0,93$.

Wierzchołek M drogi parabolicznej $MB S_1$ określają wzory:

$$M_2 B = \frac{c_h c_v}{g} \quad \text{i} \quad M_1 M = M M_2,$$

w których c_h jest poziomą, a c_v pionową składową prędkości c' .

Przegródkę międzyłopatkową względnie do szatkońnicy wkreślamy w koło nasamprzód tak, aby (rys. 613) $CB = CD$, a średni poziom wody w tej przegródce tak, aby przekrój wody równał się $0,5 f = 30 Q : Z n b$, przez co oznaczamy wysokość z . Następnie wkreślamy ponownie w koło tę samą przegródkę, lecz w położeniu $C_1 D_1 E_1$, obniżonem o

$$D D_1 = \frac{v}{g} \left[-(c_v - v_v) + \sqrt{(c_v - v_v)^2 + 2 g z} \right],$$

(v_v oznacza tu pionową składową prędkości v w punkcie B), a w punkcie S_1 , gdzie parabola $MB S_1$ przecina poziom wody w przegródce,

wykreślamy równoległobok ze znanych prędkości c_1 i c_2 , w celu oznaczenia prędkości w_1 , poczem określamy stratę spadku (w m) przy wlocie z wzoru:

$$h_c = \zeta' \frac{c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2}{2g}.$$

2. **Wylot** (rys. 614) Stratę spadku przy wylocie określa (w m) wzór przybliżony:

$$h_a = x'' + \frac{v^2 - c_2^2}{2g}.$$

Jeżeli $x'' = 0$, co przy kołach żelaznych da się prawie urzeczywistnić, a $c_2 = v$, to będzie $h_a = 0$.

3. **Reszta strat** (p. str. 810) w dobrych kołach bywa 3 do 5% mocy N , względnie spadku H .

Sprawność takich, prawidłowo zaprojektowanych i starannie wykonanych kół osiąga wartości $\eta = 0,85$ przy spadach 3 do 4 m, przy czem jeszcze prędkość wylotową, z jaką woda opuszcza koło, zużytkowują na wywołanie ruchu odpływowego w dolnej pogrodzie.

Waga koła żelaznego, o wieńcu kratownicowym i bocznych ściankach pierścieniowych (z wyłączeniem wagi koła zębatego), bywa:

$G = 330 a (hD)^{3/2}$ do $360 a (bD)^{3/2}$,
albo z mniejszą dokładnością:

$$G = 420 \frac{N}{v} \quad \text{do} \quad 460 \frac{N}{v}.$$

Koła o stosunkowo małej średnicy, albo małej szerokości, ważą więcej.

c. Koła o nastawnym wlocie przelewowym.

Zazwyczaj bywa $D = 3H$ do $4H$, a $v = 1,4$ do $1,7$ m/sek.

Co do szczegółów tego koła por. dane z pod h.

Wlot (rys. 615). Położenie A stawidła, zaopatrzonego w przelewnicę blaszaną, przy normalnym dopływie określamy z wzoru:

$$Q = \mu b_0 h \sqrt{2gh},$$

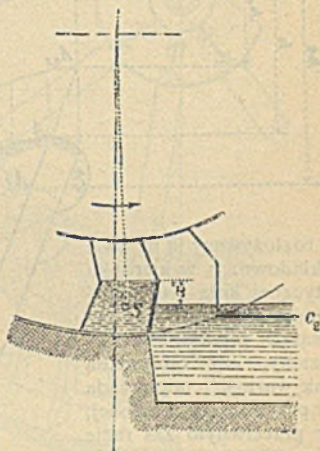
w którym $\mu = 0,50$, a przy łopatkach drewnianych $\mu =$ do $0,45$.

Cały strumień wody wyobrażamy sobie zespolony w warstwie średniej (nie środkowej!) $A_{0,5} X S_1$, a z równania:

$$0,5 Q = \mu b_0 h_{0,5} \sqrt{2gh_{0,5}}$$

oznaczamy głębokość $h_{0,5}$ wierzchołka $A_{0,5}$ paraboli $A_{0,5} X$, której ognisko G leży o $A_{0,5}$ $G = \frac{10}{11} h_{0,5}$ pod wierzchołkiem $A_{0,5}$.

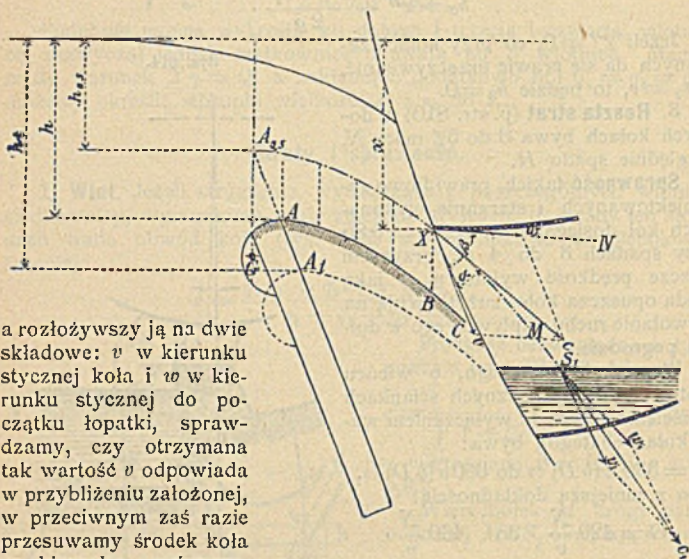
Rys. 614.



Środek koła obieramy na poziomej, leżącej o $R = (H + a_1)$ ponad górnym poziomem wody, a mianowicie tak, aby obwód koła przeciął parabolę w punkcie X , leżącym 0,40 do 0,45 m pod tymże poziomem górnym. (Zanur a_1 w m, a szczegóły o nim p. str. 811). Z punktu X kreślimy prędkość określoną wzorem:

$$c = 0,95 \sqrt{2 g x},$$

Rys. 615.



a rozłożywszy ją na dwie składowe: v w kierunku stycznej koła i w w kierunku stycznej do początku łopatki, sprawdzamy, czy otrzymana tak wartość v odpowiada w przybliżeniu założonej, w przeciwnym zaś razie przesuwamy środek koła w kierunku poziomym, albo też zakładamy odmienne R , albo wreszcie odmienne c .

Najniższe położenie stawidła określamy z wzoru:

$$Q_{\max} = \mu b_0 h_t \sqrt{2 g h_t},$$

jeżeli Q_{\max} oznacza największą ilość wody (w $m^3/\text{sek.}$), jaka się jeszcze ma przelewać.

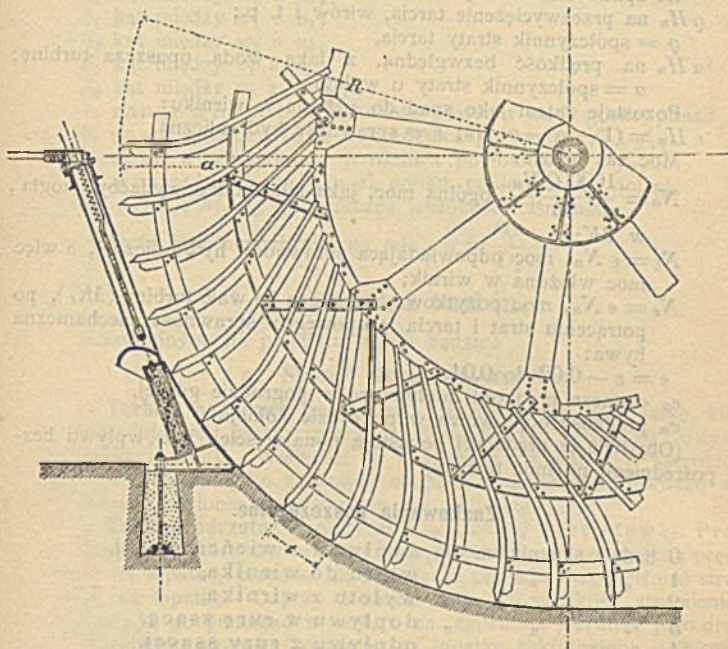
Koła ustroju Zuppinger'a na małe spady * (rys. 616) nadają się do małych i średnich spadów, zwłaszcza jeżeli dolny poziom wody jest bardzo zmienny. Prędkość v bywa około 1,2 m/sek, sprawność zazwyczaj $\eta = 0,65$ do 0,75, o ile wielkość x'' (p. rys. 614) pozostanie małą.

Przy zanurze $a_1 = 0,3$ m pochyłość wynurzającej się z dolnego poziomu cząstki łopatki bywa 70 do 75° (względem poziomu), a przy najgłębszym zanurze skutek wezbrania wody dolnej pochy-

*) Rozprawa Teichmann'a w Zeitschr. d. V. d. Ing. 1888, str. 53 i nast.

łość ta jeszcze nie ma być mniejsza od 45 do 55° . Głębokość a przegródek międzyłopatkowych bywa od $\frac{1}{3}R$ do $\frac{2}{3}R$ i powinno się ją tak ustawić, aby woda nie wpadała do wnętrza koła. W rys. 616 podziałka łopatek jest $t = 0,5$ m.

Rys. 616.



d. Koła śródbierne o wlocie z pod stawidła

można niejako uważać za koła, do których woda wpada przez jedną wlotnicę, i dla tego można je obliczać, wzorując się na danych ustępu **b**. Ponieważ jednak niema tu rzeczywistej wlotnicy, która by mogła nakierować strumień w pożądanym, najkorzystniejszym kierunku, a strumień sam się kieruje pod wpływem ciężkości po paraboli, więc też sprawność kół tych bywa mniejsza od sprawności kół opisanych pod **b** i **c**.

B. Turbiny.

Oznaczenia ogólne.

Wszystkie wymiary oznaczają będziemy w m, m/sek., m^3 /sek., o ile nie zaznaczymy wyraźnie innych jednostek.

Oznaczamy zaś przez:

Q ilość wody do zużycia,

H_n jawny spad roboczy, t. j. różnicę poziomów górnej i dolnej wody tuż przy turbinie.

Ze spadu H_n tracimy:

$q H_n$ na przewyciężenie tarcia, wirów i t. p.;

q = współczynnik straty tarcia,

αH_n na prędkość bezwzględną, z jaką woda opuszcza turbinę;

α = współczynnik straty u wylotu.

Pozostaje zatem jako spad do zużycia w wirniku:

$\varepsilon H_n = (1 - q - \alpha) H_n$; ε = sprawność hydrauliczna.

Moc zaś będzie:

$N_a = \frac{1000 Q H_n}{75}$, ogólna moc, jaką siła wodna wydaćby mogła,

w MK;

$N_e = \varepsilon N_a$, moc odpowiadająca sprawności hydraulicznej, a więc moc włożona w wirnik;

$N_e = e N_a$, moc pożytkowa, uzyskana na wale turbiny (MK_e), po potrąceniu strat i tarcia czopowego; sprawność mechaniczna bywa:

$e = \varepsilon - 0,02$ do $0,04$.

c_o oznacza prędkość dopływową w pogrodzie górnej,

c_u prędkość odpływową w pogrodzie dolnej.

(Obydwie te prędkości pozostają ponajczęściej bez wpływu bezpośredniego na moc turbiny).

Znakowania poszczególnie.

0 będzie skaźnikiem dla wypływu z wieńca stałki,

1 „ „ „ wlotu do wirnika,

2 „ „ „ wylotu z wirnika,

3 „ „ „ dopływu w rurę ssącą,

4 „ „ „ odpływu z rury ssącej.

Prędkości, kąty, wysokości i t. p. dotyczące strumieni liczymy dla środka ciężkości przekroju poszczególnego strumienia.

A zatem oznaczać będziemy przez:

w_0, w_1, w_2, w_3, w_4 prędkości bezwzględne,

v_1, v_2 prędkości względne w wirniku,

u_1, u_2 prędkości obwodowe,

D_0, D_1, D_2 średnice stałki kierowniczej, wzgl. wirnika,

D_3 średnicę prześwitu wieńca wirnikowego przy przejściu w rurę ssącą turbin promienniczych,

D_s i D_4 średnice prześwitów rury ssącej,

a_0, a_1, a_2 , odstęp między kierownicami, wzgl. łopatkami w prześwicie, a raczej grubość strumienia w tym kierunku, o ile kanał międzyłopatkowy nie wypełnia się strumieniem, np. w turbinach odrzutowych o strumieniu swobodnym,

b_0, b_1, b_2 szerokości kierownic, wzgl. łopatek,

f_0, f_1, f_2 przekroje strumieni poszczególnych ($f = a b$),

z_0, z_1, z_2 ilości kierownic, wzgl. łopatek (zazwyczaj $z_1 = z_2$),
 s_0, s_1, s_2 grubości kierownic, wzgl. łopatek (dla blachy $s_1 = s_2$),
 t_0, t_1, t_2 podziałki kierownic, wzgl. łopatek (t_0 w turbinach promienniczych należy rozumieć na odbwodzie $D_1 \pi$),

δ_0 kąt między w_0 a u_1 ,

δ_1 kąt między w_1 a u_1 ,

δ_2 kąt między w_2 a u_2 ,

β_1 kąt między v_1 a u_1 ,

β_2 kąt między v_2 a $-u_2$,

h_e zanur wlotu, t. j. wysokość poziomu wody górnej ponad f_0 ,

h_s spad w szczelinie, t. j. różnica poziomów f_0 i f_1 ,

h_r spad w wirniku, t. j. różnica poziomów f_1 i f_2 ,

h_a wzniesienie wylotu f_2 ponad poziom wody dolnej,

h_0, h_1, h_2, h_3, h_4 hydrauliczne wysokości ciśnienia,

n ilość obrotów wirnika na min., $n = \frac{60 u.}{D_1 \pi}$.

I. Podział turbin.

Miarodajnym dla podziału turbin będzie:

a. Sposób działania wody.

1. **Turbiny naporowe** (reakcyjne). Napór wody na łopatkę, który powoduje jej pracę, powstaje wskutek tak zwanego oporu (reakcji) wody. Wielkości h_e i h_a mogą się wahać w szerokich granicach, trzeba tylko zachować ciągłość strumienia od górnego aż do dolnego poziomu wody (ssanie lub zanurzanie).

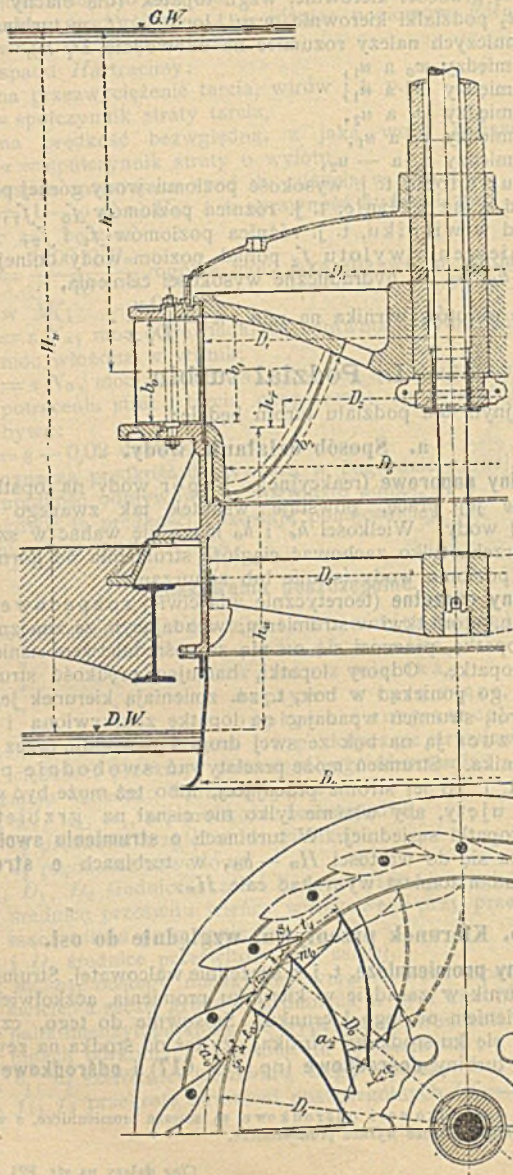
2. **Turbiny odrzutne** (teoretycznie właściwiej rozpędowe). Praca rozpędu, która tkwi w strumieniu, wpadającym ze znaczną prędkością na łopatkę, przenosi się na nią za pośrednictwem ciśnień strumienia na łopatkę. Odpory łopatki, hamujące prędkość strumienia, odrzucają go poniekąd w bok, t. zn. zmieniają kierunek jego drogi. Naodwrot, strumień wpadając na łopatkę zakrzywioną i cisnąc na nią, odrzuca ją na bok ze swej drogi i powoduje przez to wirowanie wirnika. Strumień może przelatywać swobodnie po dłoni łopatki, t. j. po jej stronie pracującej, albo też może być wszechstronnie tak ujęty, aby właśnie tylko nie cisnął na grzbiet (stronę jałową) łopatki sąsiedniej. W turbinach o strumieniu swobodnym H_n zmniejsza się do wartości $H_n - h_a$, w turbinach o strumieniu ujętym można natomiast wyzyskać całe H_n .

b. Kierunek przepływu, względnie do osi.

1. **Turbiny promiennicze**, t. j. o szczelinie walcowatej. Strumień płynie przez wirnik w zasadzie w kierunku promienia, aczkolwiek z pewnym odchyleniem od tego kierunku. Stosownie do tego, czy strumień kieruje się ku środkowi wirnika, czy też od środka na zewnątrz, rozróżniamy turbiny **dośrodkowe** (np. rys. 617) i **odśrodkowe**.*)

*) Turbiny dośrodkowe i odśrodkowe są zawsze promiennicze, a więc nie ma potrzeby dodawać jeszcze wyrazu promiennicze.

Rys. 617.



2. Turbiny ośne, t. j. o szczelinie pierścieniowatej. Żyłki wodne strumieni przelatują przez wirnik, biegnąc w przybliżeniu po powierzchniach walców współosiowych z osią turbiny, np. rys. 618.

3. Turbiny o przelocie postożkowym, t. j. o szczelinie również stożkowej, są rodzajem pośrednim między 1 i 2. Wierzchołki stożków leżą na osi wirnika, a stosownie do kierunku przelotu przez wirnik, rozróżniamy turbiny doosiowe lub odosiowe. Rodzaje te naogół mało znajdują zastosowania.

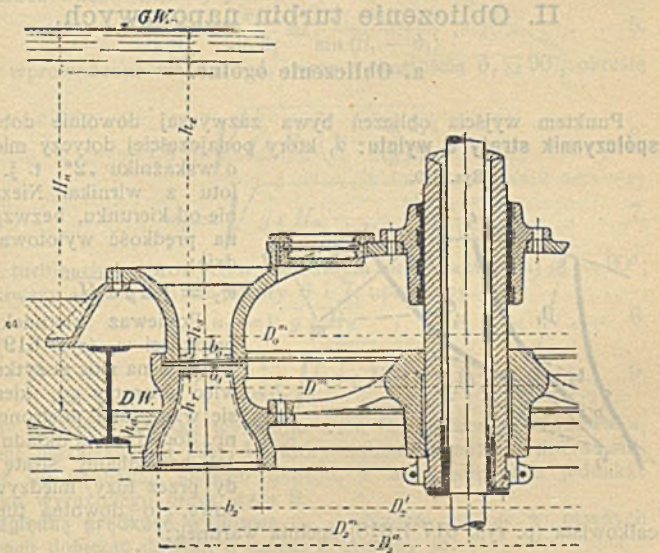
c. Obszar wlotu.

1. Turbiny całkowite z kierownicami na całym obwodzie wieńca stałki, t. j. nieruchomej części turbiny.

2. Turbiny cząstkowe z kierownicami, a raczej wlotnicami na pewnych częściach obwodu, nadają się przeważnie na turbiny odrzutne.

Obydwa rodzaje bywają nastawne na dowolnie nastawianą ilość dopływu.

Rys. 618.



d. Sposób nastawiania.

1. Turbiny o nastawianem ciśnieniu w szczelinie, w których h_0 i h_1 zmieniają się (ustroje Fink'a, Zobel'a i t. p.) pod wpływem zasłonięcia poszczególnych, nie sąsiednich wlotnic (kanalików) stałki.

2. Turbiny o nastawianym obszarze wlotu, w których zasłaniamy kolejno sąsiednie wlotnice, zaczynając z jednego, lepiej zaś z dwóch

przeciwległych punktów. Wielkości h_0 i h_1 pozostają niezmiennie dla wlotnic pracujących.

Urządzeń, któremi dławią strumienie wodne, w celu zmieniania mocy wydawanej, nie można uważać za urządzenia nastawne w ścisłym słowa znaczeniu. Skutek takich urządzeń (stawidła pierścieniowate, podnośne lub obrotne, przepustnice i t. p.) polega na zniszczeniu części H_n przez dławienie, oraz na zmianie wielkości h_2 , h_3 i h_1 , a więc na szybkim zmniejszaniu sprawności.

e. Układ turbiny.

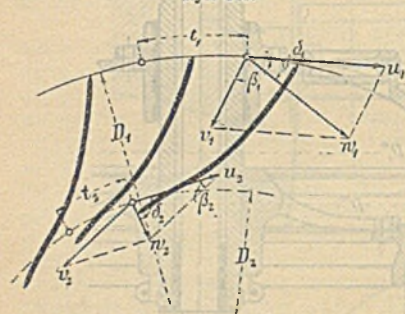
Turbina może być stojąca, albo leżąca, stosownie do tego, czy oś jej będzie pionowa, czy też pozioma; stawiamy zaś turbinę bądźto w otwartej studni turbinowej, bądź też w zamkniętej oponie walcowatej, albo ślimakowatej.

II. Obliczenie turbin naporowych.

a. Obliczenie ogólne.

Punktem wyjścia obliczeń bywa zazwyczaj dowolnie dobrany współczynnik straty u wylotu: α , który ponajczęściej dotyczy miejsca

Rys. 619.



o wskaźniku „2”, t. j. wylotu z wirnika. Niezależnie od kierunku, bezwzględna prędkość wylotowa będzie:

$$w_2 = \sqrt{2g\alpha H_n} \quad . \quad . \quad 1.$$

Ponieważ kierunek δ_2 prędkości w_2 (rys. 619) nie wpływa na moc pożytkową, więc obieramy go, kierując się względami postronnymi, np. dogodnością układu. Jeżeli zaniedbamy stratę wody przez luzy międzywieńcowe, to dowolna turbina

całkowita (p. rys. 617 i 618) spełnia warunek:

$$D_2 \pi b_2 \frac{a_2}{a_2 + s_2} w_2 \sin \delta_2 = Q \quad . \quad . \quad . \quad 2.$$

A że δ_2 bywa blizkie 90° , możemy zatem przedwstępnie liczyć $\sin \delta_2 = 1$, z zastrzeżeniem późniejszej poprawki, a otrzymamy całkowitą powierzchnię wylotową F_3 (łącznie ze storcem łopatek):

$$F_3 = D_2 \pi b_2 = \frac{Q}{w_2} \frac{a_2 + s_2}{a_2} \quad . \quad . \quad . \quad 3.$$

Wartości współczynnika α .

Dla zwykłych turbin naporowych, o nastawianem ciśnieniu w szczelinie bywa $\alpha = 0,04$ do $0,06$, przyczem α odnosimy do $3/4 Q$.

Dla takichże turbin o nastawianym obszarze wlotu, lecz dla całkowitego Q , będzie: $\alpha = 0,04$ do $0,08$ i więcej.

$\frac{a_2 + s_2}{a_2}$ licząc przedwstępnie średnio $1,1$.

Z ogólnego równania na pracę wynika warunek zasadniczy:

$$w_1 u_1 \cos \delta_1 - w_2 u_2 \cos \delta_2 = g(1 - \rho - \alpha) H_n = g \varepsilon H_n \quad 4.$$

Wartości współczynnika ρ .

Stosownie do ustroju i wykonania łopatek i kierownic bywa $\rho = 0,10$ do $0,17$, a przy lepszym wykonaniu (szlifowane łopatki i t. p.) średnio $\rho = 0,12$, z tą zaś wartością otrzymamy:

$\varepsilon = 1 - \rho - \alpha = 0,88 - \alpha$; współczynnik e jest jeszcze o $0,02$ do $0,04$ mniejszy od ε , a zatem np. dla $\alpha = 0,04$ będzie:

$$\varepsilon = 0,84, \text{ a sprawność całkowita } e = 0,82 \text{ do } 0,80.$$

Oprócz wzoru 4 mamy jeszcze warunki wlotu bez uderzeń:

$$\frac{w_1}{\sin \beta_1} = \frac{v_1}{\sin \delta_1} = \frac{u_1}{\sin(\beta_1 - \delta_1)}, \dots \quad 5.$$

które, wprowadzone we wzór 4, wraz z wartością $\delta_2 \approx 90^\circ$, określają nam:

$$u_1 = \sqrt{g \varepsilon H_n \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \delta_1}{\operatorname{tg} \beta_1}\right)}, \dots \quad 6.$$

oraz
$$w_1 = \sqrt{g \varepsilon H_n \frac{\sin \beta_1}{\sin(\beta_1 - \delta_1) \cos \delta_1}} \dots \quad 7.$$

W turbinach naporowych o normalnym biegu zazwyczaj $\beta_1 = 90^\circ$; wstawivszy tę wartość we wzory 6 i 7, uprościmy je:

$$u_1 = \sqrt{g \varepsilon H_n}, \dots \quad 8.$$

oraz
$$w_1 = \frac{1}{\cos \delta_1} \sqrt{g \varepsilon H_n} \dots \quad 9.$$

Gdy $\beta_1 = 90^\circ$, to, jak wykazuje wzór 8, prędkość obwodowa u_1 staje się niezależną od kąta δ_1 , który natenczas możemy dobrać stosownie do wymagań samego ustroju, z uwzględnieniem jednakże związku wyrażonego przez wzór 9.

Względną prędkość wylotową v_2 z wirnika można w pewnych granicach dobierać dowolnie, a zatem dobieramy ją:

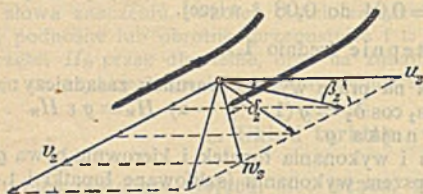
1. w turbinach o nastawianem ciśnieniu w szczelinie tak, aby przy nastawieniu na $3/4 Q$ było $v_2 = u_2$ (rys. 620), wskutek czego w_2 będzie stosunkowo nie nadmierne zarówno przy pełnem Q , jako też przy małych jego częściach;

2. w turbinach o nastawianym obszarze wlotu, oraz przy urządzeniach, które dławią strumień, będzie ponajczęściej:

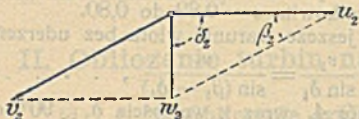
$$\delta_2 = 90^\circ, \text{ t. zn. } w_2 \perp u_2, \text{ a } v_2 = \frac{u_2}{\cos \beta_2} \text{ (p. rys. 620-a).}$$

W nowszych turbinach bywa prawie bez wyjątku $b_2 > b_1$. Obliczenie przeprowadzamy naprzód bez uwzględnienia strat wody przez luzy międzywieńcowe, a

Rys. 620.



Rys. 620-a.



potem wedle uznania wprowadzamy poprawki wartości b_1 i b_2 , zostawiając a_1 i a_2 bez poprawek (p. np. rys. 618).
 Ilość obrotów $n = \frac{60 u_1}{D_1 \pi}$
 dobieramy (z uwzględnieniem ilości obrotów wała napędzanego lub silnic roboczych) zazwyczaj wedle możliwości wielką, a to w celu zmniejszenia kosztów napędu. W stosownych okolicznościach bywa $n = 1000$ i więcej.

b. Obliczenie poszczególnych rodzajów turbin.

1. Turbiny dośrodkowe o nastawianem ciśnieniu w szczelinie (obrotne kierownicy Fink'a), z rurą ssącą.

Wyznaczymy w_2 z wzoru 1 i zakładając $\delta_2 \approx 90^\circ$, co, gdy $v_2 = u_2$, starczy do obliczeń przedwstępnych, oznaczamy z wzoru 3 wartość F_3 na $3/4 Q$.

Średnicę D_3 wyznaczamy, doliczając do F_3 wielkość f_w (około $0,02 F_3$) na zacieśnienie przekroju przez wał lub słup łożyskowy (p. rys. 617)

$$D_3^2 \frac{\pi}{4} = F_3 + f_w \quad \dots \quad 10.$$

Podobnie przy oznaczaniu średnicy D_3 rury ssącej uwzględniamy i dalsze zacieśnienie f_a przekroju przez skrzyżowane poprzecznice itp. ($f_a = 0,05$ do $0,08 F_3$), a otrzymamy:

$$D_3^2 \frac{\pi}{4} = F_3 + f_w + f_a \quad \dots \quad 11.$$

Przekrój F_4 obliczamy tak, aby wedle możliwości było $w_4 \approx c_u$, a zarazem aby przekrój F_4 przechodził łagodnie w F_1 ; pożądanem jest nadto, aby i w_4 przechodziło łagodnie z kierunku w_3 w kierunku c_u . Spad uzyskany $\frac{w_2^2 - w_4^2}{2g}$ zmniejsza stratę αH_n ; lecz zysku tego dotychczas nie uwzględniamy w obliczeniach, gdyż brak jeszcze zaufanych spostrzeżeń, o ile się wartości w w istocie dostosowują do zwiększających się zwolna przekrojów rury ssącej.

$D_1 = D_3 + 0,075$ w małych turbinach, a wzrasta do

$D_1 = D_3 + 0,15$ m w turbinach o średnicy 3 m lub większej.

Następnie określamy δ_1 ze związku $\sin \delta_1 = \frac{a_0 + s_0}{l_0}$ (p. rys. 621),

po dobraniu stosownych wartości na a_0 , s_0 i l_0 , a mianowicie:

a_0 , w zależności od rozmiarów turbiny, od napływu lodu i t. p., bywa 50 do 110 mm; w turbinach nastawnych zaleca się $a_0 > a_2$.

s_0 stosownie do rozmiarów turbiny, 5 do 8, a nawet do 10 mm.

l_0 bywa 125 do 100 mm, lecz podziałka zależy od D_1 , a mianowicie $z_0 l_0 = D_1 \pi$, a nadto z_0 powinno być liczbą parzystą.

Przy obrotnych kierownicach Fink'a kąt δ_1 jest zmienny, zaleca się zatem zakładać $\beta_1 = 90^\circ$, poczem obliczamy u_1 z wzoru 8, przez co określamy już i ilość obrotów n .

Ze wzoru 9, w założeniu $\beta_1 = 90^\circ$, obliczamy w_1 .

Ze związku:

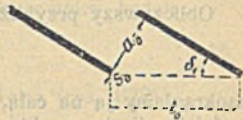
$z_0 a_0 b_0 w_1 = Q$, 12,
w który dla uproszczenia i na zapas podstawiliśmy w_1 zamiast w_0 , określamy wartość b_0 , czyniąc potem $b_1 = b_0$.

Oznaczywszy tak b_1 i F_3 (ze wzoru 3), możemy przystąpić do narysowania obrysu przekroju wirnika (kanału przelotowego), spełniając warunek (p.rys. 617 i 622):

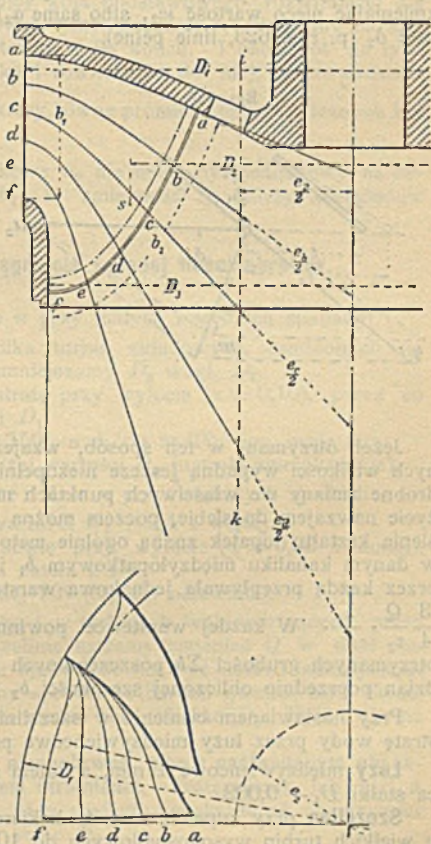
$$D_2 b_2 = \frac{F_3}{\pi} = \text{stałej. 13.}$$

Wykreślamy równoległobok prędkości przy wylocie (t. j. dla środka ciężkości s [rys. 622] pola wylotowego, na obwodzie o średnicy D_2), a mianowicie równoległobok z obliczonej już na wstępie prędkości w_2 , oraz z $v_2 = u_2 = u_1 \frac{D_2}{D_1}$

Rys. 621.



Rys. 622.



(p. rys. 623, linie przerywane), a otrzymamy kierunek v_2 , który dla obranych dowolni wartości odstępów międzyłopatkowego a_2 i grubości s_2 łopatek określi nam przybliżenie podziałkę l'_2 .

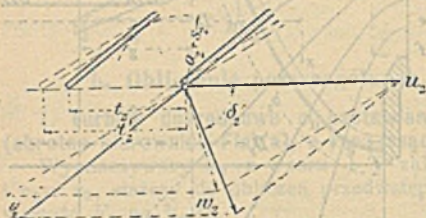
Wartość a_2 bywa 35 do 100 mm, zależnie od wielkości turbiny, względów na lód i t. p., a $s_2 = 4$ do 10 mm.

Obliczywszy przybliżoną liczbę łopatek:

$$z'_2 = \frac{D_2 \pi}{l'_2},$$

zaokrąglamy ją na całą, a (ze względu na formowanie) dostatecznie podzielną liczbę z_2 , która powinna być większa od z_0 . Liczba z_2 określa nam dokładną podziałkę l_2 na obwodzie o średnicy D_2 ; znając zaś l_2 , wyznaczamy ostatecznie a_2 drogą prób (według potrzeby zmieniając nieco wartość w_2 , albo same a_2), przez co ustalamy i wartość δ_2 (p. rys. 623, linie pełne).

Rys. 623.



Wartość b_2 oznaczaemy z warunku:

$$z_2 a_2 b_2 v_2 = \frac{3}{4} Q \quad 14.$$

Podług dokładnie już oznaczonych wartości w_2 , $\sin \delta_2$, a_2 i s_2 i podług wzorów 2, 10 i 11 poprawiamy wreszcie obliczone przedwstępnie średnice D_3 i D_5 .

Kształt dna wirnika powinien zapewniać łagodne, a równomierne przejście z przekroju

$$D_2 \pi b_2 \text{ do } D_3^2 \frac{\pi}{4} - f_w.$$

Jeżeli otrzymane w ten sposób, wzajemne stosunki poszczególnych wielkości wypadną jeszcze niezupełnie zadawalająco, to przez drobne zmiany we właściwych punktach można je dostosować należycie nawzajem do siebie, poczem można już przystąpić do wykreślenia kształtu łopatek znaną ogólnie metodą. W tym celu dzielimy w danym kanalik międzyłopatkowym b_1 i b_2 na x części tak, aby przez każdą przepływała jednakowa warstewka wody, a mianowicie $\frac{3}{4} \frac{Q}{z_2} \cdot \frac{1}{x}$. W każdej warstewce powinno być $v_2 = u_2$, a suma otrzymanych grubości Σb poszczególnych warstewek służy za sprawdzian poprzednio obliczonej szerokości b_2 wirnika u wylotu.

Przy nastawianem ciśnieniu w szczelinie zaniedbujemy zazwyczaj stratę wody przez luzy międzywieńcowe przy b_1 i b_2 .

Luzy międzywieńcowe 1 mm, a zatem średnica wewnętrzna wieńca stalki $D_1 + 0,002$.

Szczelina przy zupełnie otwartych kierownicach 20 do 30 mm, u wielkich turbin wysokospadowych do 100 mm, przez co znosi się

prawie w zupełności szkodliwy wpływ grubości s_0 i s_1 , a zabezpiecza turbinę od uszkodzeń przez ciała obce.

Krawędzie przywieńcowe tak łopatek, jako i kierownic, zakrzywiamy podług rozwijających (evolwent) koła podstawowego o średnicy e . Gdy krawędzie te leżą w płaszczyznach prostopadłych do osi wirnika, to średnica koła podstawowego dla kierownicy będzie:

$$e_0 = \frac{z_0(a_0 + s_0)}{\pi} \dots \dots \dots 15.$$

Dla łopatek natomiast średnica zasadnicza (rys. 622),

$$e_2 = \frac{z_2(a_2 + s_2)}{\pi} \dots \dots \dots 16.$$

jest poziomym rzutem średnicy koła podstawowego rozwijającej dla dowolnej warstewki łopatkowej, jeżeli średnicę tę odetniemy na kierunku stycznej do osi warstewki w jej końcu. I naodwrot na tych kierunkach oś obrotu wirnika i równoległa do niej, poprowadzona w oddaleniu $\frac{e_2}{2}$, odcinają kresy równe promieniom przynależnych kół podstawowych.

Gdy odstęp międzyłopatkowy a_2 nie może być jednakowy na całej rozciągłości szerokości b_2 , to zmienność tę należy uwzględnić w obliczeniach.

Wskazówki do osiągnięcia żądanej ilości obrotów.

α . Szybkowiry: Wielkie n przy małych i średnich spadach:

- Rozdzielamy Q na kilka turbin składowych, osadzonych na wspólnym wale, przez co zmniejszamy D_3 wzgl. D_1 .
- Zakładamy większą stratę przy wylocie ($\alpha = 0,10$), przez co zmniejszamy D_3 , a zatem i D_1 .
- Zwiększamy β_1 do $\infty 150^\circ$, a δ_1 do $\infty 40^\circ$; por. wzór 6.
- Zmniejszamy D_1 poniżej wartości D_3 (ustroje amerykańskie).

β . Turbiny wolnowirujące: Małe n przy większych spadach:

- Zwiększamy D_1 do wartości $D_3 + 0,4$ i więcej.
- Zakładamy mniejszą stratę przy wylocie ($\alpha = 0,02$ i mniej), przez co zwiększamy D_3 , a zatem i D_1 .
- Zmniejszamy β_1 poniżej 90° (łopatki odlewane).

Tak w szybkowirach, jako i w turbinach wolnowirujących, przez nastawianie ciśnienia w szczelinie możemy zmieniać Q w dość ciasnych tylko granicach, o ile sprawność ma być dobra; zmniejszając Q poza tę granicę, obniżamy sprawność bardzo gwałtownie. Stosownie do warunków dopływu można też obliczać D_2 , D_3 i t. d. na pełne Q .

2. Turbiny dośrodkowe, nienastawne, albo z nastawianym obszarem wlotu, albo z dławieniem strumienia. Postępujemy jak pod **a** i **b. 1** z tą jedynie różnicą, że α możemy zwiększać aż do wartości 0,08, a wylot obliczamy na pełne Q .

3) Turbiny odśrodkowe, nienastawne, albo z nastawnym obszarem wlotu, albo dławione. Turbiny te budują się rzadko tylko jako naporowe, gdyż trudno nastawiać w nich ciśnienie w szczelinie, a prawie nie możliwe wyzyskanie wysokości ciśnienia $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$.

Całkowite pole wylotu obliczamy podług wzoru 3, zakładając α do 0,08. Średnice oznaczamy w zależności od przekroju niezbędne-go dla dopływu wody do wnętrza wieńca kierowniczego (stalki), którego głębokość po promieniu bywa 150 do 200 mm, wirnika zaś 200 do 300 mm. Pozatem postępujemy jak pod a i b. 1.

4. Turbiny ośne z nastawnym obszarem wlotu, bez rury ssącej. Ponieważ szerokość wlotów i wylotów rozciąga się tu w kierunku promieni, więc wprowadzamy jeszcze oznaczenia dodatkowe: D_1 (bez drugiego skaznika) oznacza średnicę dowolnego punktu wlotu; D_1^m średnią; D_1^z zewnętrzną; D_1^w wewnętrzną średnicę wlotu; podobne odróżnienia przez drugie skazniki wprowadzamy i dla wielkości D_2 , w , u , β , δ i t. p. Por. rys. 618.

W turbinach ośnych bywa zawsze $D_0 = D_1$ i $\delta_0 = \delta_1$, a w turbinach o wieńcu nieprzegrodzonym (przekrój jego zazwyczaj symetryczny) będzie nadto $D_0^m = D_1^m = D_2^m$, oraz $u_1^m = u_2^m$.

Dobrym stosunkiem będzie: $b_2 = 0,2$ do $0,25 D_2^m$, a $b_1 \propto \frac{b_2}{2}$.

W turbinach bez nastawiania ciśnienia w szczelinie założenie $\delta_2 = 90^\circ$, czyli $w_2 \perp u_2$, jest dogodnym uproszczeniem, z którego wypadaloby wedle możliwości korzystać, a naterczas wzór 2 z pełną ścisłością możemy zastąpić wzorem 3, wzór 4 zaś sprowadzić do uproszczonej postaci:

$$w_1 u_1 \cos \delta_1 = g \varepsilon H_n \dots \dots \dots 17.$$

Wprowadzając we wzór 3 wartości $b_2 = 0,2 D_2^m$ i $\frac{a_2 + s_2}{a_2} = 1,1$, otrzymamy przedwstępną wartość średnicy średniej:

$$D_2^m = \sqrt{\frac{1,75 Q}{w_2}},$$

którą obliczamy, podstawiając prędkość w_2 , oznaczoną dla całego Q i dla wartości $\alpha = 0,04$ do 0,08. Wynik obliczenia zaokrąglamy na wymiar D_2 oznaczony równą liczbą i podług tego wymiaru poprawiamy b_2 zgodnie z wzorem 3. Niema potrzeby obliczania przekroju F_1 , ponieważ turbina ośna zanurza się ponajczęściej swobodnie w wodę dolną. Podobnie jak dla turbin promienniczych, t. j. dośrodkowych lub odśrodkowych, oznaczamy δ_1 z wzoru $\sin \delta_1 = \frac{a_0 + s_0}{t_0}$, lecz liczbę s_0 wypadnie tu dostosować, t. j. zaokrąglić z uwzględnieniem jej podzielności przez 2 lub 3, stosownie do ustroju nastawiania obszaru wlotu.

Ponieważ prędkość obwodowa u_1 jest zmienna i niejednakowa na obwodzie wewnętrznym i zewnętrznym, więc w celu osiągnięcia wlotu bez zderzenia, wypada wartości β_1 , δ_1 i w_1 dostosować do zmieniającej się średnicy D_1 . Dlatego też niechętnie odstępują od wartości $\beta_1^m = 90^\circ$, która prowadzi do równomierniejszego kształtu łopatki, a z której to wartości podług wzoru 8 obliczamy prędkość obwodową u_1^m ; z niej zaś dla znanego $D_1^m = D_2^m$ otrzymujemy bezpośrednio ilość obrotów n .

Ze wzoru 9, podstawiając $\beta_1^m = 90^\circ$, obliczamy w_1^m , a wielkość $b_0 = b_1$ oznaczamy na zasadzie rozumowania poniższego:

Ilość wody, przepływającej przez przekroje wszystkich wlotów w „1“, równa się ilości wypływającej z przekrojów wszystkich wlotów w „2“. Zaniedbując zatem na razie stratę wody przez luzy między wieńcami, którą uwzględnimy później, i zważywszy, że prędkości w kierunku osi są te same we wszystkich punktach szerokości b_1 i również niezmiennie wzdłuż szerokości b_2 , otrzymamy warunek:

$$D_1^m \pi b_1 \frac{a_0}{a_0 + s_0} w_1^m \sin \delta_1^m = D_2^m \pi b_2 \frac{a_2}{a_2 + s_2} w_2 \quad \dots \quad 19.$$

Gdy zaś $D_1^m = D_2^m$ i jeśli przypuścimy, że $\frac{a_0}{a_0 + s_0} = \frac{a_2}{a_2 + s_2}$, co będzie dość blizkiem prawdy, to otrzymamy wzór:

$$w_1^m = \frac{b_2}{b_1} \frac{w_2}{\sin \delta_1^m}, \quad \dots \quad 20.$$

k który przez podstawienie wartości w_2 i w_1 ze wzorów 1 i 9 przekształci się na:

$$b_1 = \frac{b_2}{\operatorname{tg} \delta_1^m} \sqrt{\frac{2\alpha}{\varepsilon}} \quad \dots \quad 21.$$

Znając b_2 i b_1 , możemy nakreślić obrys przekroju wirnika, bez krępowania się warunkami podobnymi, jak to miało miejsce przy turbinach promienniczych.

Ułożywszy (w sposób podobny jak przy obliczeniu turbin promienniczych) wzajemne stosunki wielkości przy wylocie „2“, a więc a_2 , s_2 , z_2 i t. d., przyczem znów możemy wprowadzić pewne poprawki do wartości w_2 , wypada wreszcie określić takie kąty β_2 , aby (stosownie do założenia) w_2 było niezmiennie na całej szerokości b_2 . Osiągamy to, nadając wylotowej części łopatek kształt powierzchni śrubowych, dopełniających jak wiadomo, warunku:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \operatorname{tg} \beta_2^m \frac{D_2^m}{D_2}, \quad \dots \quad 22.$$

k który dla wartości $\delta_2 = 90^\circ$ sprawdza założenie:

$$w_2 = u_2 \operatorname{tg} \beta_2 = u_2^m \operatorname{tg} \beta_2^m = \text{stałe}.$$

Zmienne prędkości obwodowe u wlotu „1“ uwzględniamy w sposób następujący:

Ze wzoru 17, w połączeniu z 20 i 1 oraz z warunkiem $u_1 = u_1^m \frac{D_1}{D_1^m}$, otrzymamy wzór:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{b_2}{b_1} \frac{D_1}{D_1^m} \frac{u_1^m}{\sqrt{g \varepsilon H_n}} \sqrt{\frac{2a}{\varepsilon}}, \quad \dots \quad 23.$$

który, dla $\beta_1^m = 90^\circ$, przez podstawienie wartości u_1 ze wzoru 8 upraszcza się do:

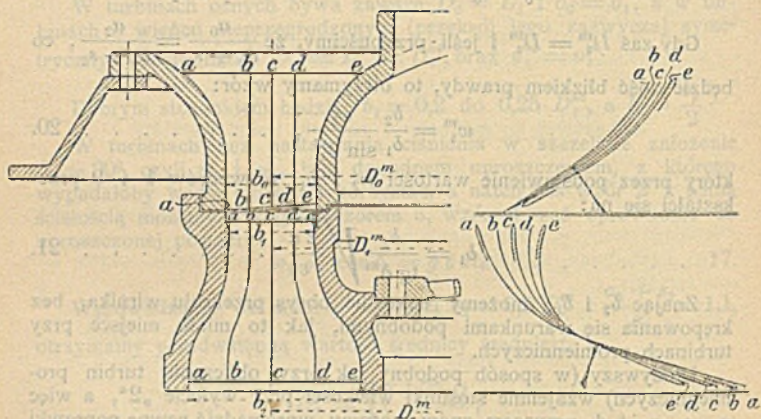
$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{b_2}{b_1} \frac{D_1}{D_1^m} \sqrt{\frac{2a}{\varepsilon}}, \quad \dots \quad 24.$$

Wprowadziwszy jeszcze wartości z 21 we wzór powyższy, otrzymamy prawo zmienności kąta δ_1 :

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_1^m \frac{D_1}{D_1^m}, \quad \dots \quad 25.$$

wprost odwrotne jak dla kąta β_2 przy wylocie.

Rys. 624.



Wartości w_1 obliczamy ze wzoru 17, który jednak, dla $\beta_1^m = 90^\circ$, przybierze postać dogodniejszą:

$$w_1 = u_1^m \frac{D_1^m}{D_1} \frac{1}{\cos \delta_1}, \quad \dots \quad 26.$$

Kąt wlotu do wirnika oznaczamy z przekształconego wzoru 6:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\operatorname{tg} \delta_1}{1 - \frac{u_1^2}{g \varepsilon H_n}},$$

który, dla wartości $\beta_1^m = 90^\circ$, uprości się do:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \operatorname{tg} \delta_1 \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_1^m}\right)^2}, \dots \dots \dots 27.$$

a po wprowadzeniu wartości ze wzoru 25, do:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \operatorname{tg} \delta_1^m \frac{1}{\frac{D_1^m}{D_1} - \frac{D_1}{D_1^m}} \dots \dots \dots 28.$$

Wypada jeszcze poprawić wartości b_1 i b_2 , a mianowicie rozkładając wieniec wirnika na x warstwek spółośiowych, o równych szerokościach wlotu $\frac{b}{x}$ i t. d. (p. rys. 624). Przepracowawszy całość na podstawie ostatecznych wartości w_1 , v_1 , a_0 , s_0 , a_2 , s_2 , wprowadzamy poprawki, zanedbując na razie jeszcze stratę wody przez luzy międzywieńcowe, poczem według uznania można jeszcze całe b_2 przesunąć odrobinę ku osi wirnika.

c. Straty wody przez luzy międzywieńcowe.

Uwagi ogólne.

Przypuszczając, co się też zazwyczaj sprawdza, że przestrzeń, w którą woda wytryska przez luz międzywieńcowy, łączy się z wodą dolną (w rys. 617 przez rurę ssącą), możemy liczyć, że woda z luzu tego wytryska pod różnicą ciśnień:

$$H_s = H_n - \frac{w_1^2}{2g\varphi^2}, \dots \dots \dots 29.$$

o ile zanedbamy opory w rurze ssącej, a przez φ oznaczymy spółczynnik prędkości. Przy szerokości σ luzu otrzymamy zatem stratę wody:

$$q = \mu D \pi \sigma \sqrt{2g \left(H_n - \frac{w_1^2}{2g\varphi^2} \right)} \dots \dots \dots 30.$$

Stosując ostre krawędzie i t. p. opory przepływu, można liczyć, że wartość spółczynnika μ będzie $\infty 0,6$.

1. Turbiny promiennicze.

Woda zawarta w luzach między wirnikiem a pokrywą, wzgl. ścianką rury ssącej, bierze udział w wirowaniu, dochodząc po zewnętrznej stronie do prędkości obwodowej około $\frac{u_1}{2}$, skutkiem czego w turbinach promienniczych istotna różnica ciśnień będzie:

$$H_s = H_n - \frac{1}{2g} \left(\frac{w_1^2}{\varphi^2} + \frac{u_1^2}{4} \right), \dots \dots \dots 31.$$

co odpowiada średniej wartości $H_s \infty 0,6 H_n$.

W turbinach o nastawianem ciśnieniu w szczelinie można zaniebować stratę przez luzy, zwłaszcza jeżeli zastosujemy szczególne środki w celu możliwego ograniczenia ilości q przez zmniejszenie współczynnika μ , jako to: należyty układ i wyborowe wykonanie turbiny, pozwalające zmniejszyć prześwit luzu σ ; zasłonięcie luzu nastawnem, a przy wysokich spadach i wymiennem obrzeżem przyszczelniającem i t. p.

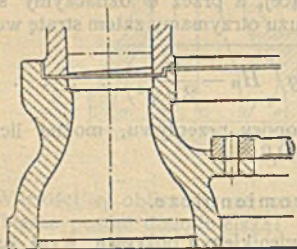
2. Turbiny osne.

Wysokość H_s obliczamy również podług wzoru 29, wprowadzając weni jednak wartość w , podług wzoru 26, w który znów podstawiamy wartość δ_1 podług wzoru 25.

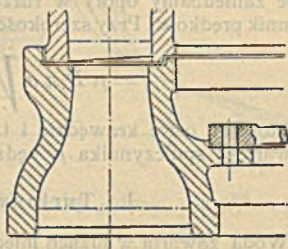
Prędkość w_1 przy obwodzie zewnętrznym jest mniejsza niż przy wewnętrznym ($w_1^a < w_1^b$), skutkiem czego też strata wody przez luz zewnętrzny będzie względnie większa. O ile więc ciśnienie w szczelinie będzie nienastawiane, możemy uwzględnić straty te, oraz ich nierówność, a więc i zmniejszenie się ilości wody przepływającej przez wirnik, pomniejszając stosownie b_1 i b_2 , czyli zmniejszając obustronnie wewnętrzny obrys przekroju wieńca w należytych stosunku, jak to wskazano liniami przerywanymi w rys. 618.

Rozumie się, że to zwężenie przelotu wirnika powinno się rozpoczynać dopiero poza właściwym wlotem, gdyż zwężenie tuż przy samym luzie, dławiąc w tem miejscu wodę przepływającą przez wirnik, zwiększałoby jeszcze w sposób wcale nie pożądany ciśnienie, które działa na wytrysk wody przez luzy. W rys. 625 przedstawio-

Rys. 625.



Rys. 626.



no ustrój prawidłowy, w rys. 626 natomiast ustrój wadliwy. Przesunięcie początku łopatek w głąb wirnika, a więc i całej szczeliny możliwie ze stałki w wirnik, zmniejsza również straty przez luzy. Nastawne obrzeża przyszczelniające są i tu pożądane, chociaż nie potrzebują dać się wymieniać, bo turbin osnych prawie że nie stosują na wysokie spadach.

III. Obliczenie turbin odrzutnych.

a. Obliczenie ogólne.

Z samej właściwości strumienia swobodnego wynika, że ciśnienia h_0 i h_1 w szczelinie muszą być zerem, dlatego też (niezależnie od innych warunków) w turbinach odrzutnych będzie zawsze:

$$w_0 = \varphi \sqrt{2gh_e}, \dots \dots \dots 32.$$

i $w_1 = \varphi \sqrt{2g(h_e + h_s)},$ (p. rys. 627), $\dots \dots \dots 33.$
z wartością $\varphi = 0,95$ do $0,98.$

Z tych samych też przyczyn wirowanie wirnika nie może spowodować żadnych przyspieszeń lub zwalniań wody napędnej, jako skutku sił odśrodkowych, i tak też należy pojmować związki wzajemne między prędkościami u i v w turbinach odrzutnych. W przystosowaniu się do niezmiennych w danym przypadku wartości w_0 i w_1 wypada zatem wielkości u, v, β i t. d. tak ustosunkować, aby ostatecznie otrzymać pożądane wartości na $\alpha,$ wzgl. $w_2,$ podług wzoru 1.

Wzniesienie h_a dobieramy z uwzględnieniem miejscowych stosunków podporu wody (o ile nie zastosujemy turbiny o strumieniu ujętym), pamiętając o tem, że h_a zawsze będzie stratą spadu, niedającą się już wyzyskać.

Z powierzchni wylotowej woda wypływa z prędkością $w_2 \sin \delta_2,$ przy oznaczaniu wielkości wylotu musimy jednak oprócz grubości s_2 łopatkki uwzględnić jeszcze pewien swobodny prześwit l_2 między strumieniem a grzbietem sąsiedniej łopatkki (p. rys. 627), a zatem we wzorach 2 i 3 zastąpić wielkość $a_2 + s_2$ wielkością $a_2 + s_2 + l_2.$

Wymiar a_2 bywa od 30 mm przy małych spadach, do 5 mm lub mniej nawet przy spadach bardzo wysokich; swobodny odstęp l_2 bywa 4 do 2 mm; grubość s_2 łopatek, od 7 mm począwszy, do 2 mm dla łopatek brązowych.

Co się tyczy wartości α, δ_2 i t. p., to odsyłamy do obliczeń turbin naporowych; przy spadach bardzo wysokich wypada jednak starać się o możliwe zmniejszenie wartości $\alpha,$ o ile tylko względy ustroju, dotyczące wielkości a_2, b_2, s_2 i t. d., na to pozwolą: przy wysokich bowiem spadach nawet względnie dość mała wartość α da nam już bezwzględnie wielkie prędkości $w_2,$ któreby mogły wymagać szczególnego zabezpieczenia dolnej pogrody od podmycia, niemówiąc już o przykrem pienieniu się wody i szumie.

Turbiny odrzutne bywają albo całkowite, albo cząstkowe, a każdy z tych ustrojów w obliczeniu niektórych wielkości, zwłaszcza ilości obrotów, wymaga nieco odmiennego postępowania.

Dla turbin całkowitych wzór 2 przekształca się na:

$$D_2 \pi b_2 \frac{a_2}{a_2 + l_2 + s_2} w_2 \sin \delta_2 = Q,$$

zazwyczaj z wartością $\delta_2 = 90^\circ,$ przez co upraszcza się na:

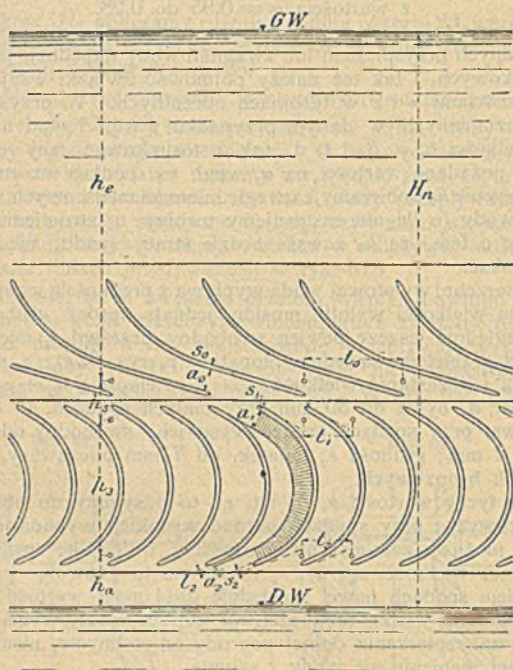
$$D_2 \pi h_2 = \frac{Q}{w_2} \frac{a_2 + l_2 + s_2}{a_2}, \dots \dots \dots 34$$

bez względu na to, czy układ będzie osny, czy też promienniczy.

W obliczeniach przedwstępnych można liczyć:

$$\begin{aligned} \text{dla } a_2 = 30 \text{ mm,} & \quad \text{wartość } \frac{a_2 + l_2 + s_2}{a_2} = 1,4, \\ \text{„ } a_2 = 15 \text{ mm,} & \quad \text{„ } \frac{a_2 + l_2 + s_2}{a_2} = 1,5, \\ \text{„ } a_2 = 5 \text{ mm,} & \quad \text{„ } \frac{a_2 + l_2 + s_2}{a_2} = 1,8. \end{aligned}$$

Rys. 627.



W turbinach cząstkowych możemy dobrać dość swobodnie wielkości D_2 i b_2 , od siebie nawzajem niezależne, ponieważ wlotnice nie otaczają wirnika wokół, a zatem i wielkość wylotu wieńca $D_2 \pi b_2$ przestaje być miarodajną dla wypływu.

Prędkość obwodową oblicza się przedwstępnie z wzoru:

$$u_1 = (0,42 \text{ do } 0,48) \sqrt{2g(h_e + h_s)} \quad . \quad . \quad . \quad 35.$$

Ze znanej prędkości u_1 i pożądanej ilości obrotów n oznaczamy:

$$D_1 = \frac{60 u_1}{\pi n}.$$

Przelot przez wirnik określamy równaniem:

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{v_1^2}{2g} + h_r - \zeta \frac{v_2^2}{2g},$$

z którego wyprowadzamy wzór:

$$v_1 = \sqrt{v_2^2(1 + \zeta) - 2g h_r} \dots \dots \dots 36.$$

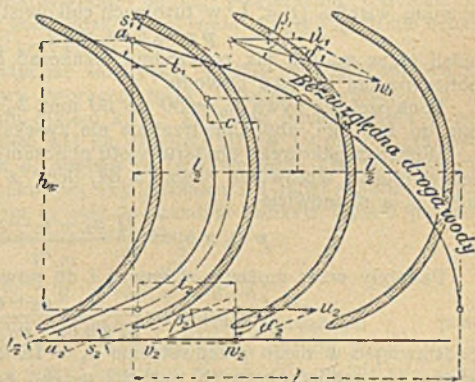
Wielkość $\zeta \frac{v_2^2}{2g}$ jest wysokością ciśnienia, straconą na opory zakrzywień, oraz na tarcie wody po dłoni łopatkowej. Wartości współczynnika ζ jeszcze dokładnie nie oznaczono; oceniają ją na 0,06 do 0,1, a wzrasta ona w miarę zmniejszania się promienia krzywosci łopatki; dlatego też promień ten nie powinien być zbyt mały, a zaleca się na niego 5 do 6-cio krotna grubość strumienia.

W przeciwstawieniu do turbin naporowych wartości v_1 i v_2 pozostają we wzajemnej zależności względem siebie, nie można ich zatem dobierać dowolnie. Zaleca się, obrać za punkt wyjścia związek wzajemny wielkości u_2 , v_2 i w_2 , rozpoczynając od $u_2 = u_1 \frac{D_2}{D_1}$ i zakładając tymczasowo $\delta_2 = 90^\circ$, z zastrzeżeniem wprowadzenia późniejszej poprawki.

Z równoległoboku prędkości u_2 , w_2 oznaczamy v_2 i β_2 , a dalej z wartości $a_2 + l_2 + s_2$ tymczasową wartość podziałki t_2' , oraz ilości z_2' łopatek, którą w sposób powyżej już wspomniany zaokrąglamy na ostateczną liczbę z_2 i obliczamy podziałkę t_2 .

Ze wzoru 36 dla znanego v_2 oznaczamy v_1 , które z prędkościami w_1 i u_1 składamy w równoległobok, przez co otrzymujemy kierunki v_1 i w_1 (rys. 628). Gdybyśmy doszli do stosunków niepożądanych, to wypada stosownie zmienić wartości u_1 , δ_1 , v_2 , albo δ_2 , gdyż wartości pozostałych wielkości nie zależą od woli projektującego.

Rys. 628.



Wykreślenie łopatek. Ponieważ niema tu mowy o wypełnionych wylotach f_2 (jak przy turbinach naporowych), więc niema też i potrzeby stosowania określonych krzywych na zakończenia łopatek turbin odrzutowych, np.

stosowania rozwijających koła (ewolwent) lub t. p. Krzywa może się skończyć tuż przed końcem „2” łopatki, zostawiając kawałeczek prostej przy

samym wylocie, co znów pozwala nam stosować stosunkowo większe promienie krzywosci (p. rys. 627 i 628). Szczegóły dotyczące kształtu łopatek i kierownic podano poniżej pod b.

b. Obliczenia poszczególnych rodzajów turbin.

1. **Stojące turbiny odśrodkowe, całkowite, nienastawne, albo z nastawianym obszarem wlotu.**

Ze wzoru 34 z wartością α do 0,06 obliczamy całkowity wylot wieńca. Średnice określamy podług przekrojów niezbędnych dla doprowadzenia wody do wieńca stałki, którego głębokość bywa 150 do 200 mm (po promieniu), głębokość zaś wirnika $= \frac{D_2 - D_1}{2} = 200$ do 250 mm.

Mamy: $h_r = h_s = 0$, oraz $h_e = H_n - h_a$, co powoduje sporą stratę spad. Układ ten mało już znajduje zastosowania; na wysokie spadki ważniejszemi są:

2. Stojące turbiny odśrodkowe, cząstkowe, nastawne.

I tu można wyzyskać tylko spad $h_e = H_n - h_a$.

Punktem wyjścia dla obliczenia będą wzory:

$$w_0 = w_1 = \varphi \sqrt{2g h_e}, \quad \dots \dots \dots 37.$$

oraz
$$u_1 = (0,42 \text{ do } 0,48) \sqrt{2g h_e} \quad \dots \dots \dots 38.$$

Średnicę D_1 oznaczamy z u_1 i z pożądanego n .

Prędkość w rurze dopływowej bywa 1 do 1,5 m/sek, a z niej i z danego Q oznaczamy średnicę tej rury, którą, w razie potrzeby, można zwężyć u wejścia do stałki, — chociaż możliwie dobry przepływ jest zasadniczo nader ważny.

W turbinach cząstkowych wlotnice otaczają tylko pewną część p obwodu wirnika ($p < 1$, w turbinach całkowitych $p = 1$), a więc:

$$p z_0 a_0 b_0 w_1 = Q, \quad \dots \dots \dots 39,$$

jeżeli przez z_0 , tak jak poprzednio, oznaczać będziemy ilość wlotnic, obliczoną dla całego obwodu.

Ponajczęściej bywa $a_0 = 50$ do 30 mm, $b_0 =$ mało co ponad 150 mm do 100 mm, aby niepotrzebnie nie zwiększać wzniesienia h_a .

Wobec cząstkowego obszaru wlotu obliczamy całkowitą powierzchnię wylotową wprawdzie z wzoru 34, lecz z uwzględnieniem wartości p , a mianowicie:

$$p D_2 \pi b_2 = \frac{Q}{w_2} \frac{a_2 + l_2 + s_2}{a_2} \quad \dots \dots \dots 40.$$

Podobny wzór możemy stosować i do powierzchni wlotowej:

$$p D_1 \pi b_0 = \frac{Q}{w_1 \sin \delta_1} \frac{a_0 + s_0}{a_0}, \quad \dots \dots \dots 41.$$

podstawiając w niego przedwstępnie $\delta_1 = 15^\circ$ do 30° . Z tego właśnie wzoru 41, podług obranych wartości a_0 , b_0 , s_0 i δ_1 , oznaczamy ułamek p , który wprowadzamy we wzór 39, w celu określenia przybliżonej liczby z_0' kierownic, a raczej wlotnic, czyli kanalików kierowniczych.

Ostateczna liczba z_0 łopatek niepotrzebuje być nawet liczbą całkowitą, bo w turbinach cząstkowych jest rzeczą obojętną, czy się podzieliła t_0 mieści w obwodzie $D_1 \pi$ bez reszty, czy też nie.

Przy wykonaniu, do obliczonej ilości $p z_0$ wlotnic dodają zazwyczaj jeszcze na zapas jedną lub dwie, a nic to nie szkodzi, tembardziej że nastawianie obszaru wlotu i tak pozwala na dokładniejsze przystosowanie się do ilości dopływu.

Ze wzoru 40 i obliczonej wartości p oznaczamy b_2 , a stosunki będą dobre, jeżeli z obliczeń wypadnie na b_2 wartość $\approx 2 b_0$. Przy wykonaniu poszerzamy b_2 do wartości 2,5 do $3 b_0$ (nie poprawiając jednakże odstępów a_2 i t. d.), aby dać strumieniowi możność szerszego rozpostarcia się na dłoni łopatkowej.

Dopóki p wypadła około 0,3 lub więcej, zaleca się rozdział wlotnic na dwa przeciwległe łuki, przez co zapobiegamy jednostronnym obciążeniom wała i łożysk i umożliwiamy sobie założenie należycie odciążonych zasuw nastawnych. Gdy jednakże p będzie mniejsze od 0,2 lepiej złączyć wlotnice w jedną tylko szatkownicę.

Przy spadach wysokich urządza się nieraz tylko jedną jedyną wlotnicę, a zaleca się to, gdy $\frac{Q}{w_1}$ będzie mniejsze niż 50 cm^2 .

Wykreślenie łopatek dla turbin z pod 1 i 2. Opadanie cząsteczek wody pod wpływem ciężkości podczas przelotu przez wirnik można ponajczęściej zaniedbywać, a natenczas będzie $h_r = 0$, a

$$v_1 = v_2 \sqrt{1 + \zeta}.$$

Tak samo przy znaczniejszych spadach można zaniedbywać i różnice między wartościami w_0 u górnego i dolnego kraju strumienia w stosunku do samej prędkości w_0 , jaka się pojawia w osi ciężkości strumienia.

Końce kierownic zakrzywiamy podług powierzchni walcowatych i podług rozwijającej koła, aczkolwiek woda wypływająca nie będzie się ściśle trzymała tej krzywizny.

I łopatki zakrzywiają się zazwyczaj podług powierzchni walcowatych, których krzywa tworząca łączy łagodnie kierunki β_1 i β_2 i często bywa poprostu łukiem koła. Początek łopatki robią prosty na długości $\approx a_1$, koniec zaś na długości 10 do 15 mm, p. rys. 628.

Promień krzywości ϱ , dopiero co wspomnianej krzywej tworzącej, trzeba tak ustosunkować, aby strumień nie mógł się odłączyć od dłoni łopatki, w którym to celu w każdym punkcie łopatki promień krzywości powinien dopełniać warunku:

$$\varrho < \frac{D}{2} \cdot \frac{v^2}{u^2 \cos \varphi + 2uv},$$

jeśli przez φ oznaczymy kąt zawarty między kierunkiem ϱ i przedłużeniem średnicy D , która przechodzi przez badany punkt łopatki, i jeżeli prędkości v i u liczyć będziemy również dla punktu badanego. Przekroje strumieni i t. p. w turbinach cząstkowych obliczamy poprostu jak w całkowistych na ilość wody $\frac{Q}{p}$, rozłożoną na cały obwód.

Luzy międzywieńcowe turbin odrzutnych mogą bez szkody być większe, a szczelina bywa 30 do 50 mm.

3. Leżące turbiny cząstkowe, odśrodkowe, nastawne znajdują zastosowanie przeważnie wtedy, gdy ilość $p \approx 0$ wlotnic wypada mniejsza niż ≈ 6 ; w takim bowiem razie układ dośrodkowy powodowałby znaczną stratę h_a .

Obliczamy je jak turbiny z pod 2, jednakże h_r nie jest tu zerem, aczkolwiek i ono bywa znikomo małe w stosunku do znacznych prędkości v_1 i v_2 .

4. Stożące turbiny osne, całkowite, z nastawianym obszarem wlotu.

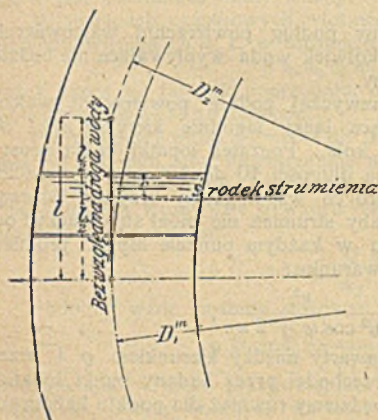
Stosunki i oznaczenia będą podobne jak dla osnych turbin naporowych, pod b. 4. str. 828; po części można też zaczerpnąć wskazówek do obliczania z ustępów poprzednich.

Ze wzoru 40 i wartości $b_2 = 0,2 D_2^m$, oraz z podanych już poprzednio wartości na $\frac{a_2 + l_2 + s_2}{a_2}$ (str. 834) otrzymamy:

$$D_2^m = \sqrt{(2,2 \text{ do } 2,9) \frac{Q}{w_2}} \dots \dots \dots 42.$$

Cząsteczki swobodnego strumienia przebiegają przez wirnik po drogach leżących nie na powierzchniach walcowych, lecz w płaszczyznach pionowych, dlatego też nie możemy zakładać tu $D_2^m = D_1^m$. Przewstępnie można liczyć $D_2^m = 1,05 D_1^m$, a następnie wypadnie wartość tę stosownie poprawić. W rys. 628 i 629 przedstawiono drogi bezwzględne.

Rys. 629.



Oznaczywszy u_1 podług wzoru 35, otrzymamy $u_2 = 1,05 u_1$, a znając w_2 , oznaczamy v_2 ; następnie podług wzoru 36 (bo h_r nie jest zerem) oznaczamy v_1 . Sposób wkreślenia krzywej łopatkowej między kierunki β_1 i β_2 podobny do poprzednio już opisanego.

Łopatki ustawiamy skośnie (p. rys. 629), aby powierzchnię dłoni łopatkowej mógł nakierować możliwie prostopadle do bezwzględnej drogi strumienia.

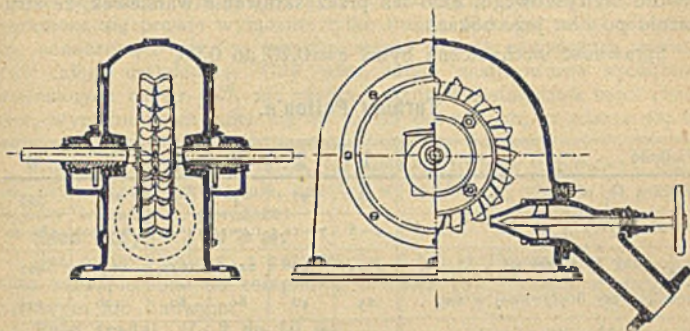
5. Turbiny Pelton'a różnią się od pozostałych turbin kształtem swych łopatek (p. rys. 630): strumień wpada na nie ze stożkowa-

tej dyszy o wytrysku okrągłym, albo kwadratowym, w ten sposób, że łopatki rozszczepiają strumień na dwie połowy, z których każda, po swej połowie łopatki odplywa w bok.

Mechanika N: 425 / 47+

Jeśli zaniedbać tarcie w przewodzie doprowadzającym wodę, to bezwzględna jej prędkość wytryskowa z dyszy będzie $w_0 = \varphi \sqrt{2g(H_n - h_a)}$. Załóżmy, że prędkość obwodowa turbiny jest $u_1 = \frac{w_0}{2}$, a ponieważ δ_1 równa się prawie zeru, otrzymamy względną

Rys. 630.



prędkość strumienia po łopatkce:

$$v = \frac{w_0}{2} - u = \frac{w_0}{2}$$

Jeżeli ustosunkujemy turbinę tak, aby kąt β_2 , zawarty między prędkością obwodową, a względną wylotową, był możliwie jak najmniejszy, to i sama prędkość wylotowa, a zatem i α będą bardzo małe.

Strumień wytryskujący z dyszy powinien trafić możliwie prostopadle na rzeź (ostrze) łopatki bliźniaczej, której szerokość (w kierunku osi wirnika) bywa $b = 5d_0$ do $8d_0$, jeżeli przez d_0 oznaczymy średnicę dyszy w prześwicie, określającą się wzorem: $\frac{d_0^2 \pi}{4} w_0 = Q$. Aby średnice wytrysków dyszowych, a zatem i szerokości łopatek, przy większej ilości dopływu nie wypadły zbyt wielkie, rozstawiają kilka dysz po obwodzie. Ze spadku $H_n - h_a$, jaki możemy zużyć, oraz z pożądanej ilości obrotów n oznaczamy średnicę wirnika, jako też ilość łopatek. Jeżeli przez $\frac{D_1}{2}$ oznaczmy odległość środkowej żyłki strumienia od osi obrotu w m, to otrzymamy związek:

$$u = \frac{D_1 \pi n}{60} = 0,44 \sqrt{2g(H_n - h_a)} \text{ do } 0,46 \sqrt{2g(H_n - h_a)}$$

Turbina Pelton'a nadaje się zwłaszcza na małe ilości dopływu, a wysokie spadki (18 do 500 m). Z powodu sił odśrodkowych, działających na łopatki przy wielkich prędkościach obwodowych, warunkowanych wysokimi spadami, wypada starannie przytwierdzać łopatki na obwodzie wirnika (stanowiącego zazwyczaj pełny krąg), oraz wyważać dokładnie sam wirnik. Nie mniej ważnem będzie, przy tak

wielkiej ilości obrotów zapewnić zaufany sposób smarowania. Małe turbiny nastawiają się przez zmniejszanie przekroju wytrysku za pośrednictwem trzpienia stożkowato zaostroszonego, przesuwanego za pokręcaniem wrzeciona nagwintowanego (rys. 630). Dysze takie jako też i łopatki wykonują się z brązu. Większe turbiny miewają natomiast w dyszach przekroje prostokątne, które nastawiamy przez zwężanie otworu wytryskowego, albo też przez skrawanie warstwek ze strumienia po obu jego bokach.

Sprawność mechaniczna bywa $e=0,70$ do $0,90$.

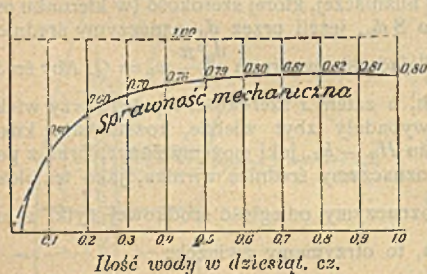
Turbiny Pelton'a.

Wielkość	1	2	3	4	5	6
Średnica D_1 w mm	65	97	130	195	260	345
Średnica dyszy d_0 w mm	4-8	7-11,5	10-15	14-23	21-30	28-40
n_{max} (przy $H=300$ m)	4925	3298	2462	1641	1231	927
Średnica rury dopływowej w mm	25	40	60	80	100	125
N_e (przy $H=300$ m) w M	2,8-11	8-23	18-40	35-95	70-162	142-288

IV. Obszar zastosowania turbin.

Turbiny można stosować do dowolnego spadku: nawet spadek $0,5$ m da się już wyzyskać turbiną z dobrym skutkiem.

Rys. 631.



Najwłaściwszymi są naporowe turbiny nastawne, można nimi bowiem wyzyskać cały spadek roboczy H_n bez zewnętrznej straty spadku h_a , powodowanej nadwodnością turbin odrzutnych; niezależnie zaś od tego rury ssące właściwego kształtu mogą doprowadzić w nich prędkość wylotową w_2 do wartości i kierunku prędkości

c_u , z jaką woda odpływa z dolnej pogrody.

Między turbinami naporowymi naczelnie miejsce należałoby się odśrodkowym turbinom z nastawianem ciśnieniem w szczelinie, których wykres sprawności dla rozmaitych ilości dopływu, przy zastosowaniu obrotowych kierownic ustroju Fink'a, przedstawiono w rys. 631.

Gdy ilość dopływu nie spada w zwykłych warunkach poniżej $\frac{1}{3} Q$ do $\frac{1}{4} Q$, stosują jedną turbinę, przy silniejszych jeszcze wahaniami

w dopływie wody zaleca się ustawienie dwóch lub kilku turbin obok siebie. Turbiny nienastawne są ustrojem już przestarzałym.

Turbiny naporowe najlepiej sprzęgać bezpośrednio z wałem napędnym, albo nawet wprost z silnicą roboczą. Gdy się to jednak nie da uskuteczyć, natenczas do turbin stojących nadaje się najlepiej przystawka kołowa, do turbin leżących zaś pasowa, albo linowa.

W poszczególnym przypadku zastosowalność turbiny naporowej ogranicza się prawie wyłącznie tylko ilością obrotów wała napędnego, oznaczoną z góry w przystosowaniu się do pozostałych warunków całego urządzenia. Gdy więc, mimo zastosowanie sposobów wskazanych na str. 827, nie zdołamy obniżyć dostatecznie ilości obrotów, wypadnie nam uciec się do turbin odrzutnych, a zdarza się to najczęściej przy wysokich spadach o małym dopływie.

Do rozstrzygnięcia pytania, jak ustawić turbinę naporową: leżącą, czy stojącą; swobodnie, czy też w zamkniętej oponie i t. p., podajemy wskazówki poniższe:

Spad mały, H_n do 3 m:

Bez opony, stojąco, z przystawką z kół stożkowatych. Jeśli turbina zabezpieczona od zatapiania, to może być i leżąca z napędem pasowym lub linowym.

Spad średni, H_n 3 do 10 m:

Jeszcze przy 10 m spadu turbina niekoniecznie wymaga opony, a może być stojąca—lepiej jednak leżąca.

Spad duży, H_n 10 do 50 m:

Dopływ w przewodzie zamkniętym, opona ślimakowata, wał leżący, chociaż w danych warunkach i stojący może się nadawać równie dobrze.

Spad wysoki, H_n ponad 50 m:

Dopływ w przewodzie zamkniętym, opona ślimakowata, wał leżący, dopóki się wogóle turbina naporowa da zastosować.

Turbiny odrzutne, stosownie do warunków zatapiania, będą stojące, albo też leżące.

Turbiny Pelton'a stawia się przynajmniej o tyle ponad wodą dolną, aby się przystawki, prądnice i t. p. nie zatapiały.

Posiłkując się rurami ssąciami, możemy i turbiny naporowe stawiać tak wysoko ponad wodą dolną, aby sprzęgnięte z niemi prądnice i t. p. się nie zatapiały. Turbiny Pelton'a i wogóle odrzutne wymagają dla osiągnięcia tego celu ponajczęściej układu stojącego.

V. Szczegóły ustroju turbin.

Łopatki przeważnie z blachy zlewnej, 4 do 10 mm grubej; do turbin odrzutnych, o strumieniu ujętym, nadają się jednak lepiej łopatki żeliwne, a na bardzo wysokie spady łopatki z brązu. Łopatki blaszane wstawiają się w formę wieńca wirnikowego i oblewają żeliwem przy odlewaniu samego wieńca, a w tym celu oblewane brzegi łopatek cynują się uprzednio na szerokości 15 do 25 mm, aby, mając tu metalicznie czyste powierzchnie, łączyły się należycie z odlewem. W celu jeszcze pewniejszego osadzenia łopatek w odlewie,

wycinają z brzegów łopatek pletwowe wycinki, a dla zmniejszenia oporów tarcia przy przelocie wody ścierają z łopatek zendrę krążkami szmyrgłowymi. **Kierownice** bywają zwykle blaszane, obrotne zaś żeliwne lub brązowe.

Wieńce żeliwne, gdy mamy w nie zalewać brzegi łopatek, powinny być przynajmniej 30 mm grube, a przy grubszej blasze nawet 35 mm i więcej. Naprężenia odlewnicze w wieńcach turbin ośnych powodują często ich pęknięcie podczas ruchu, dla tego też spotykamy nieraz obręcze żelazne (kute) na nowych wieńcach turbinowych. Z tych samych powodów zaleca się gwiaździce ramion wirnika nadać postać wypukłej tarczy z otworami, bez żeber, zbiegającej się stożkowato z piastą, a odlewać ją wedle możliwości nie łącznie z wieńcem.

Piasta wspiera się zazwyczaj na dwudzielnym pierścieniu wspornym, leżącym w zatoczeniu wała; jej długość L powinna być znaczna, $L \approx 0,1 + 0,12 D_1$, a to w celu zapobieżenia pochyleniu się wirnika względem wała.

Słup łożyskowy pod łożysko nadwodne i przy wydrążonym wale stojącym musi znosić naprężenia wybaczące, pod wpływem nacisku czopa storcowego, oraz skręcające, powodowane momentem tarcia w tymże czopie. Należałoby słup łożyskowy chronić od naprężeń gnących. Oznaczmy przez P nacisk czopa storcowego w kg, przez l długość słupa łożyskowego w m, a zaniedbując moment kręcający, licząc wzamian ze współczynnikiem bezpieczeństwa $\xi = 16$, otrzymamy średnicę d słupa z żelaza kowalnego w cm:

a) gdy słup dołem jest osadzony w siedlisku stożkowatym (turbiny dośrodkowe, przypadek 3 wyoboczenia):

$$d = \sqrt[4]{\frac{Pl^2}{12}}$$

b) gdy dolnego końca słupa nie możemy uważać za osadzony (przypadek 2 wyoboczenia):

$$d = \sqrt[4]{\frac{Pl^2}{6}}$$

Boczne wygięcia się słupa łożyskowego wpływałyby niekorzystnie na pracę czopa storcowego.

Wały pełne bywają z żelaza kowalnego, albo ze stali zlewnej, puste natomiast żeliwne, albo lanostalowe. Wały stojące, oprócz kręceń, znoszą jeszcze ciśnienia lub ciągnięcia, oraz gięcia. Na przeginanie wała działają: ciężar wody przy wlocie cząstkowym, a niesymetrycznym; naciski międzyzębne przekładni z kół zębatych, storcowych lub stożkowatych i t. p.; stosując koła stożkowate nie wypada zazwyczaj w obliczeniu zaniedbywać składowej nacisku międzyzębnego w kierunku osi wała.

Natenczas obliczamy wały podług 1) str. 411 na wytrzymałość złożoną, licząc dla wydrążonych wałów żeliwnych, pracujących mocą zmienną, lecz bez uderzeń, $k_b = 1,5$ $k_z = 150$ kg/cm² (zgodnie ze sposobem obciążenia III, w tablicy na str. 337), a $k_d =$

$0,8 k_s = 160 \text{ kg/cm}^2$ (zgodnie ze sposobem obciążenia II, w tablicy na str. 337), przyczem stosunek wyężenia będzie:

$$\alpha_0 = k_b : 1,3 k_d \approx 3/4.$$

Jeżeli wał podlega większym siłom rozciągającym lub ściskającym, to we wzór ustępu I, na str. 410, wypada podstawić $\sigma = \sigma_s + \sigma_b$, i oznaczyć potem równowarte naprężenie główne σ_{\max} , które powinno być mniejsze od k_b . Por. też str. 493 i nast.

Chcąc oznaczyć przekrój wała wydrążonego, zakładamy średnicę wewnętrzną krótkich wałów o 15 do 20 mm, dłuższych zaś do 30 mm większą od średnicy słupa łożyskowego, który zazwyczaj pozostaje nieobrobiony na najważniejszej części swej długości. Gdyby jednak wymiar tak otrzymany miał być za mały na rdzeń odlewniczy, to obieramy wewnętrzną średnicę wała, przystosowując się do potrzebnej średnicy tegoż rdzenia.

Podług tak dobranej średnicy wewnętrznej oznaczamy zgodnie z warunkami wytrzymałości średnicę zewnętrzną, zwiększając ją jeszcze stosownie, a to w celu uwzględnienia możliwych przesunięć rdzenia odlewniczego. Znaczniejszych zmian w grubości ścianek wała wypadaloby unikać, dlatego też utrzymujemy zazwyczaj na całej długości wała grubość ścianki, oznaczoną dla przekroju niebezpiecznego, z wyjątkiem niezbędnych pogrubień przy łożyskach i piastach; jednakże poważniejsze powody mogą spowodować odstępstwo od zasady powyżej wyluszczonej.

Wały żeliwne odlewają w długościach do 5,5 m, dłuższe zaś składają z części, łączonych na stałe sprzęgła sztywne (str. 497), zazwyczaj tarczowe, o dostatnio ustosunkowanej średnicy.

Storcowy czop wała bywa ponajczęściej **nadwodny**, a obejmuje go łożysko wsparte na słupie łożyskowym, mieszczące się w rozszerzeniu wydrążonego wała. Storcowe czopy takie i łożyska mogą być albo wierzchnie (p. rys. 634 i 634-a, linie pełne), albo pośrednie, mieszczące się w t. zw. latarni, t. j. w rozszerzeniu wała z otworami bocznymi i wielką tarczą sprzęgła (p. rys. 632 i 634-a, linie przerywane).

Czop podwieszony (p. rys. 636) do wałów pełnych (z wyjątkiem samego łoża wydrążonego) stosuje się, aby uniknąć skrzyżowanych poprzecznic w rurze ssącej.

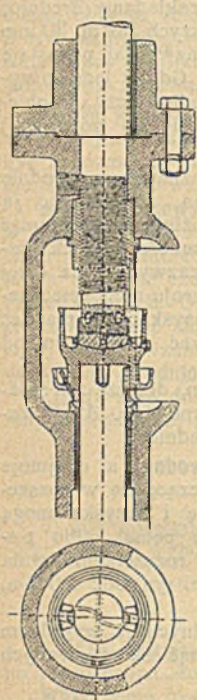
Pierścieniaste czopy storcowe, mieszczące się ponad wałem (rys. 635), wypadaloby stosować chyba tylko wyjątkowo, np. gdy trudno ustawić słup łożyskowy pod czop pełny, albo gdy niewzruszone podparcie takiego słupa (z powodu złego gruntu i t. p.) jest wątpliwe, albo wreszcie gdy wał jest bardzo długi, a to np. w tym celu, aby dla ułatwienia obsługi ów czop umieścić wysoko ponad wirnikiem. Czopy pierścieniaste zużywają bowiem nietylko więcej pracy niż czopy pełne, ale są one i czulsze na niedokładności ustawienia i na drobne przesunięcia, jakie się pojawiają z biegiem czasu.

Czopy podwodne wstawiają się w panwie gwajakowe, lecz tylko wtedy, gdy jest pewnem, że woda będzie stale oblewała takie panwie

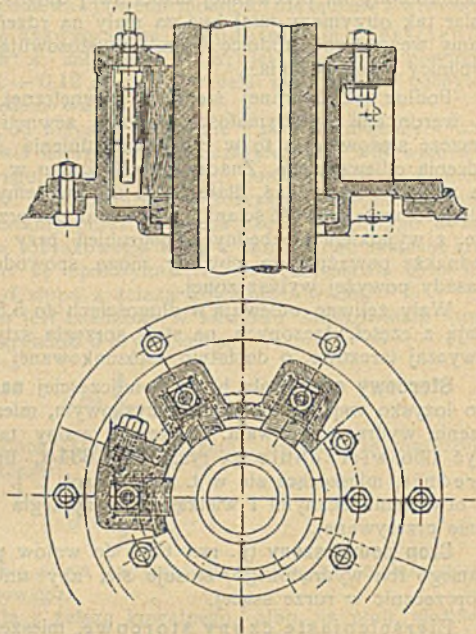
Na powierzchnie ślizgające się nawzajem po sobie nadają się: ścisle żeliwo na obydwie powierzchnie, stal z bronzem lub ścisle żeliwem, odlew utwardzony ze stalą.

Zaleca się wykonywanie czopów storcowych nie jako pełne, lecz jako pierścieniaste z wytoczeniem w pośrodku, a to w celu usunięcia tych części (środkowych) powierzchni nośnej, które, po starciu się szybciej się zużywających części zewnętrznych, ulegałyby nadmiernemu ciśnieniu jednostkowemu p , zagrzewając się skutkiem niego. Je-

Rys. 632.



Rys. 633.



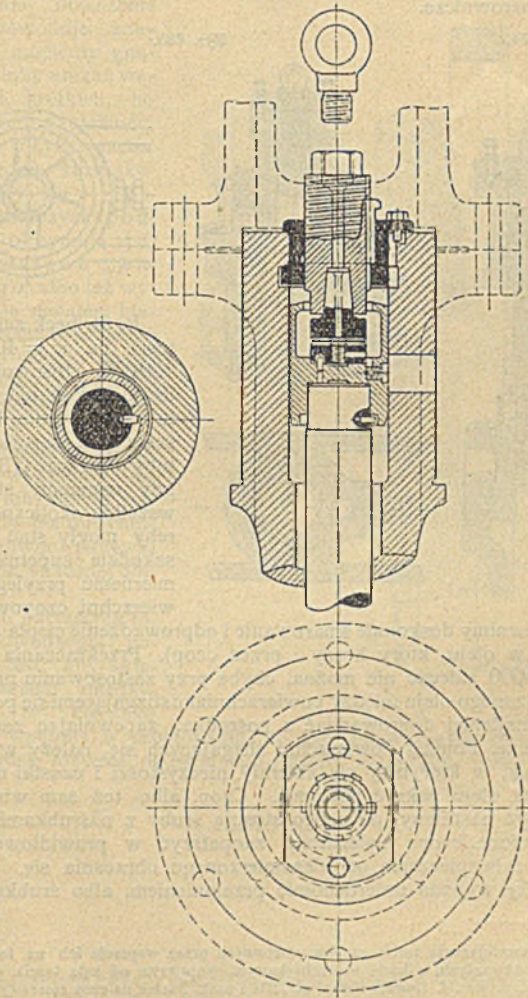
żeli d_a będzie średnicą zewnętrzną, d_i wewnętrzną pierścienia pracującego, to stosunek $d_i = (\frac{1}{4} \text{ do } \frac{1}{6}) d_a$ czyni zadość wymaganiom powyżej wyliczonym. Oznaczywszy przez w współczynnik doświadczalny, określający odprowadzanie ciepła, przez P nacisk na czop, otrzymamy podług str. 492 (gdzie też podano wartości na p i w):

$$(d_a^2 - d_i^2) \frac{\pi}{4} \cdot p = P, \text{ oraz } d_a - d_i \geq \frac{P_n}{w}.$$

Mała wartość na ciśnienie p byłaby pożądana ze względu na skuteczniejsze smarowanie czopa; przy znacznym nacisku P na czop wymagałaby ona jednakże wielkiej średnicy czopa, która się znów

nie zaleca, jako czulsza na nieuniknione wady w ustawieniu, na przesunięcia podczas ruchu, wreszcie na przeginięcia się wała i słupa łożyskowego. Dla materiałów powyżej wspomnianych, przy dobrem

Rys. 634-a.



smarowaniu, jakie się zazwyczaj napotyka w czopach turbinowych (pograżenie w oleju) zaleca się zatem wartość średnia:

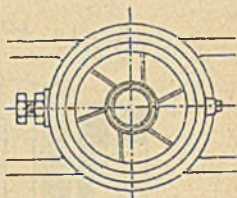
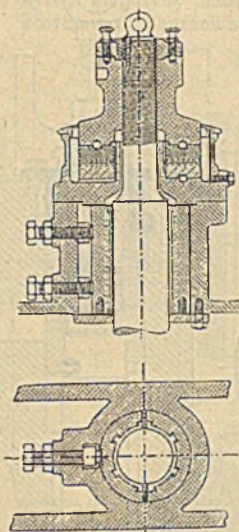
$$p = 40 + 0,3 \sqrt{P} \text{ kg/cm}^2.$$

Wobec nacisków P (w kg) na czopy, przytrafiających się ponajczęściej w turbinach, wzór powyższy daje wyniki $p=50$ do 80 kg/cm²; przy starannem wykonaniu i nie nadmiernem n dochodzą jednak bez szkody do wartości $p=90$, a nawet do 120 kg/cm². Wartości te uwzględniają już pomniejszenie powierzchni nośnej przez rowki smarownicze.

Rys. 634.



Rys. 635.



R. Stribeck zaleca wartości na $w=40000$ do 100000 , stosownie do rodzaju wykonania, materiału i smarowania; lecz wyższe z tych wartości należałoby stosować tylko wtedy, gdy usuniemy stanowczo wszelkie okoliczności, któreby mogły stać na przeszkodzie zupełnie równomiernemu przyleganiu powierzchni czopowej, oraz

gdy zapewnimy doskonale smarowanie i odprowadzenie ciepła (czop porążony w oleju, który krąży i przez czop). Przekraczania wartości $w=100000$ zalecać nie można, chyba przy zastosowaniu przetłaczania chłodzonego oleju między powierzchniami ślizgającymi się po sobie.*)

Olej najlepiej doprowadzać z pośrodku, zapewniając zarazem jego krążenie. Poniżej powierzchni ślizgających się należy wytworzyć osadniczek, w którymby się zbierały nieczystości i cząstki metalowe, a zbiornik oleju nakryć pokrywą. Czop, albo też sam wirnik, powinien być nastawny, do czego stosują śruby z naśrubkami.

Wrzeczono czopa należałoby zaopatrzyć w prawidłowe prowadzenie i zabezpieczenie od niezamierzonego obracania się, podobnie i soczewkę wypada unieruchomić przeloneniem, albo śrubką osadną.

*) O zmniejszaniu tarcia czopów storcowych przez wsparcie ich na toczących się wałkach stożkowatych, o kącie wierzchołkowym, mniejszym od kąta tarcia, p. Reuleaux w Verbandl. d. Ver. f. Gewerbeleiss, str. 234 i nast. Nacisk na czop storcowy, zwłaszcza u turbin napędzających prądnice, można znacznie zmniejszyć przez odciążenie magnetyczne.

Dla dokładniejszego nastawiania całości, jako też by zmniejszyć zużywanie się poszczególnych części, zaleca się dodawanie łożysk naszyjnych, niezbędnych prawie do należytego utrzymania czopów storcowych. Gdy składowa w kierunku osi, pochodząca z nacisku międzyzębnego, albo

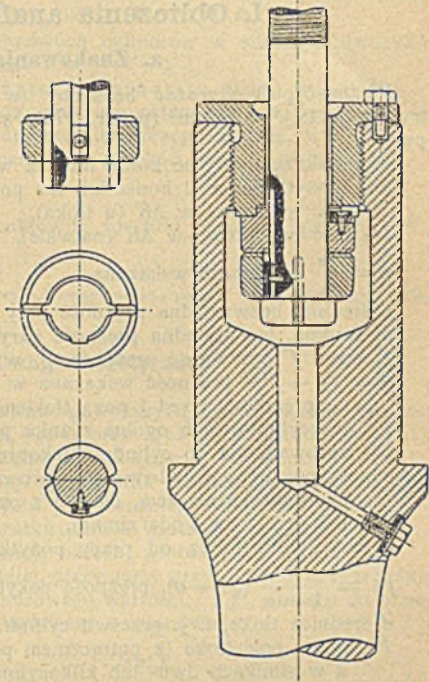
Rys. 636.

jednostronne obciążenie wodne, powoduje znaczniejsze momenty gnące, należałoby unikać wałów zbyt krótkich, bo przy małym, wzajemnym oddaleniu łożysk, nacisk na nie będzie stosunkowo większy.

Naszyjne łożyska podwodne, otrzymują panewki z drzewa gwajakowego, albo też wylewa się je metalem białym. Gwiazdziste takie łożysko o sześciu dociąganych panewkach z drzewa gwajakowego przedstawiono w rys. 633.

Naszyjne łożyska nadwodne wykładają się bronzem lub białym metalem, albo też otrzymują one żeliwne panewki dwudzielne, znacznej długości.

W celu odciążenia łożyska podwodnego, pożądanem jest, aby składowa nacisku międzyzębnego, w kierunku stycznnej, wpadała w prostopadłą do osi płaszczyznę przechodzącą przez środek łożyska nadwodnego, które natenczas znosiłoby całą tę siłę. *)



*) O nastawianiu turbin i o miarkownikach p. A. Pfarr, Z. d. Ver. d. Ing. 1891, str. 891 i nast., albo: Przebieg nastawiania i t. d. Z. d. Ver. d. Ing. 1899, str. 1553 i nast., oraz B. Lehmann, Z. d. Ver. d. Ing. 1879, str. 31 i nast.

III. SILNIKI PAROWE.

A. Obliczanie silników parowych.

I. Obliczenia analityczne.

a. Znakowania.

Prężność pary wyrażać będziemy (w nowych) atmosferach metrycznych, t. j. w kg/cm^2 (p. str. 275), stosując znakowanie następujące:

MK_i wskazana *) moc konia lub też wskazany koń mechaniczny,
 MK_n pożytkowa moc konia lub też pożytkowy koń mechaniczny,

N_i moc wskazana w MK (u tłoka),

N_n moc pożytkowa w MK (na wale),

$\eta = \frac{N_n}{N_i}$ sprawność wskazana,

p średnia, bezwzględna prężność pary wlotowej, w atm,

p' średnia, bezwzględna prężność pary wylotowej, w atm,

f , wzgl. f' sprawność prężności p , wzgl. p' ,

$p_i = fp - f'p'$ prężność wskazana w atm, t. zn. średnia różnica prężności przed i poza tłokiem (a w silnikach dwu- lub trzycylindrowych ogólna różnica prężności wszystkich tłoków, sprowadzona do cylindra niskoprężnego),

σ prężność biegu jałowego, sprowadzona do tłoka (w silnikach ze skraplaczem, łącznie z oporem biegu pomp: próżnianej i na wodę zimną),

μ współczynnik tarcia od pracy pożytkowej, czyli tarcie niejałowe,

$p_n = \frac{1}{1 + \mu} (p_i - \sigma)$, prężność pożytkowa (do zużycia),

d średnica tłoka, t. j. prześwit cylindra, w m.

P' czynne pole tłoka (z potrąceniem przekroju tłoczyska) w m^2 ,
 a w silnikach dwu- lub kilkocylindrowych czynne pole tłoka cylindra niskoprężnego,

s skok tłoka w m, $r = 0,5 s$ promień korby w m,

s_1 droga tłoka aż do chwili odcięcia wlotu, w m,

$s_1 : s$ napełnienie, czyli stosunek napełnienia, a w silnikach dwu- lub kilkocylindrowych napełnienie sprowadzone do cylindra niskoprężnego, czyli t. zw. napełnienie zastępcze,

$s : s_1$ stosunek rozprężenia, t. j. odwrotna wartość napełnienia, a w silnikach dwu- i kilkocylindrowych rozprężenie zastępcze,

*) Diagram wogóle może być albo wykresem wykreślonym z danych teoretycznych lub doświadczalnych, albo też nakresem nakreślonym samoczynnie przez przyrząd nakreślający. Przyrząd, który nakreśla nakres pracy silnika, a więc indykator, zwać będziemy wskaźcem, a moc wskazaną przez jego nakres mocą wskazaną; sam wreszcie nakres przez wskaźec nakreślony nazwiemy dla odróżnienia wskaza.

- $s_1' : s'$ napełnienie cylindra wysokoprężnego } w silnikach dwu
 $S_1 : S$ napełnienie cylindra niskoprężnego } i kilkocylindrowych,
 m współczynnik przestrzeni szkodliwej, której objętość będzie za-
 tem: $V's_0 = m V's$ w m^3 ,
 n ilość obrotów na minutę (ilość dwuskoków),
 c średnia prędkość tłoka w m/sek., określona wzorem:

$$60 c = 2 n s, \text{ czyli } n s = 30 c,$$

- ν stosunek objętości obydwóch cylindrów w silnikach dwucylin-
 drowych, a mianowicie $\nu = (\nu : V) < 1$,

- C_i' rozchód pary zużytej na pracę na godz., w kg/MK_i ,
 C_i'' rozchód pary na godz. skutkiem ochładzania, w kg/MK_i ,
 C_i''' rozchód pary na godz. skutkiem przepuszczania, w kg/MK_i ,
 $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ całkowity rozchód pary na godz. i MK_i ,
 w kg/MK_i ,

$$C_n = C_i \frac{1}{\eta} = C_i \frac{N_i}{N_n} \text{ całkowity rozchód pary na godz. i } MK_n \text{ w } kg/MK_n.$$

Dla silnika sprężonego, trzycylindrowego podano na str. 864 i 865 jeszcze kilka szczególnych znakowań.

b. Uwagi teoretyczne.

Oprócz pojęć i znakowań powyższych, rozróżniamy jeszcze: **względne drogi tłoka** $s_2 : s$, $s_3 : s$, oraz $s_4 : s$ na początku wylotu przedzwrotowego, początku sprężania i na początku wlotu przedzwrotowego; dalej współczynnik **dławienia** ϑ pary tak pojmowany, że podczas jej wlotu przy średniej prężności p będzie:

$$\begin{aligned} \text{prężność na początku okresu wlotu} &= (1 + \vartheta) p, \\ \text{prężność na końcu okresu wlotu} &= (1 - \vartheta) p. \end{aligned}$$

Stosując prawo $p v = \text{stałej}$, otrzymamy przy dowolnym rozrządzie pary i dla silnika jednocylindrowego wartości f i f' , służące do oznaczenia **średniej prężności wykresu**, a mianowicie:

$$f = \frac{s_1}{s} + (1 - \vartheta) \left(\frac{s_1}{s} + m \right) \ln \frac{\frac{s_2 + m}{s} + \frac{1}{2}(1 - \vartheta)}{\frac{s_1}{s} + m} + \frac{1}{2}(1 - \vartheta) \frac{\frac{s_1}{s} + m}{\frac{s_2}{s} + m} \left(1 - \frac{s_2}{s} \right) - \frac{1}{2}(1 + \vartheta) \left(1 - \frac{s_4}{s} \right) \dots 1),$$

$$f' = \frac{s_3}{s} + 1,1 \left(1 - \frac{s_4}{s} + m \right) \ln \frac{1 - \frac{s_4}{s} + m}{1 - \frac{s_4}{s} + m}, 0,55 \frac{1 - \frac{s_4}{s} + m}{1 - \frac{s_4}{s} + m} \left(1 - \frac{s_4}{s} \right) - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{s_2}{s} \right) \dots 2).$$

Przy stawidle jarzmowem (kulisie) każdemu poszczególnemu położeniu przesuwka w jarzmie odpowiada pewne, odmienne napełnienie $s_1 : s$, dla którego też i względne drogi $s_2 : s$, $s_3 : s$ i $s_4 : s$ przybierają przynależne wartości.

Wartości te, jako też sprawności f i f' , wyznaczmy dla jarzma o niezmiennym odmyku przedzwrotowym (np. w nawrotnicach Gooch'a, Fink'a, Joy'a, Heusinger'a i t. p.).

Obliczając jednakże wartość $p_i = fp - f'p'$ na podstawie poniżej podanych wartości f i f' , należy pamiętać o tem, że p' wzrasta nie tylko równocześnie z p , lecz że z powodu wzmagającego się dławienia pary wylotowej, gdy przesuwkę zbliża się do punktu martwego w jarzmie, p' wzrasta tak, iż wreszcie dla samego tego punktu martwego stanie się $f'p' = fp$.

W silnikach o stawidle zmieniakowem, t. j. do rozprężu zmiennego napełnienie $s_1 : s$ przybiera dowolne, odmienne wartości, podczas gdy względne drogi tłoka $s_2 : s$, $s_3 : s$ i $s_4 : s$ zachowują swe niezmiennne wartości, możemy zatem podstawić je jako wielkości stałe we wzory 1) i 2). Średnio bywa $s_2 : s = 0,96$; $s_3 : s = 0,94$; $s_4 : s = 0,998$; podstawivszy te wartości otrzymamy ze wzoru 2) wartość f' , zależną jedynie od przestrzeni szkodliwej m , a mianowicie:

$$\text{dla } m = 0,05, f' = 1,013; \text{ dla } m = 0,025, f' = 1,031.$$

Ogólny wzór 1) na f przekształci się natomiast dla każdego silnika jednocyldrowego (z wyjątkiem silników o stawidle jarzmowem) na:

$$f = \frac{s_1}{s} + (1 - \vartheta) \left(\frac{s_1}{s} + m \right) \left\{ \ln \frac{0,96 + m}{\frac{s_1}{s} + m} + \frac{0,02}{0,96 + m} \right\} - 0,001 (1 - \vartheta) \dots 3).$$

Zależność wartości f we wzorze tym od ϑ i m wykazuje, jaki wpływ wywiera dławienie i przestrzeń szkodliwa na działanie silnika z ogrzewkiem (płaszczem) parowym, wzgl. bez niego.

Lepszy skutek pary w silnikach z ogrzewkiem możemy uwzględnić, zakładając większą ilość pary rozprężającej się, niż jej mamy w istocie, a mianowicie wprowadzając do obliczenia stosownie powiększoną wartość m na przestrzeń szkodliwą; równocześnie możemy też dla takich silników wprowadzić we wzór mniejszą wartość na dławienie ϑ , aniżeli dla silników nieogrzewanych.

W silnikach dwucylindrowych (sprężonych, albo też ustroju Woolfa) możemy zawsze prężność wskazaną p_i (jako średnią, całkowitą różnicę prężności, sprowadzoną do cylindra niskoprężnego) wyrazić wzorem $p_i = fp - f'p'$ i oznaczyć ją liczebnie, gdy tylko znamy stosunek objętości obydwóch cylindrów $v = v : V$.

Zastępcza sprawność prężności (f) przybiera rozmaite wartości zależne od v , a również i od tego, czy przelotnia (receiver) będzie ogrzewana, czy też nieogrzewana. W silnikach dwucylindrowych bez przelotni (ustroju Woolfa) zawsze przypuszczać będziemy prawidłowe, t. j. dość wczesne przyknięcie wlotu do cylindra niskoprężnego, nie uwzględniając wcale przestarzałego ustroju tych silników o całkowitem napełnieniu cylindra niskoprężnego, a więc i o znacznym uskoku (obniżaniu się) prężności w przelocie (między cylindrami), który to ustroj wykazuje znacznie mniejsze wartości na f .

Uwagi powyższe, dotyczące silników dwucylindrowych, możemy stosować i do trzycylindrowych (o trzykrotnem rozprężaniu), jeżeli

tylko dla stosunku objętości $v = v : V$ weźmiemy objętości cylindra wysokoprężnego (małego) i niskoprężnego (dużego) z zupełnym pominięciem średniego.

Rozchód pary silnika składa się z rozchodu na pracę i ze strat pary.

1. **Rozchód pary na pracę** w silniku jednocylindrowym będzie w kg:

$$Q' = 3600 I' c \left\{ \left(\frac{s_1}{s} + m \right) \gamma - 1,1 \left(1 - \frac{s_3}{s} + m \right) \gamma' \right\},$$

jeżeli przez γ oznaczymy wagę 1-go m³ pary wlotowej w kg, a przez γ' — pary wylotowej. Posiłkując się równaniem:

$$N_i = \frac{10000}{75} p_i I' c,$$

określamy rozchód pary zużyty na pracę na MK i godz.

$$C_i' = \frac{Q'}{N_i} = \frac{27}{p_i} \left\{ \left(\frac{s_1}{s} + m \right) \gamma - 1,1 \left(1 - \frac{s_3}{s} + m \right) \gamma' \right\}.$$

Przy stawidłach jarzmowych zmienia się $s_3 : s$ wraz z napełnieniem $s_1 : s$, a poczęści też γ' wraz z p , podczas gdy γ można wyznaczyć z p (p. tablice str. 286 — 288); dla stawideł zmiennych, t. j. do rozprężania zmiennego można liczyć:

$$\frac{s_3}{s} = 0,94, \text{ a } \gamma' = \begin{cases} 0,660 & \text{przy wydechu pary,} \\ 0,137 & \text{przy skraplaniu pary.} \end{cases}$$

W niektórych rodzajach silników rozchód C_i' zależy zatem wyłącznie tylko od wartości p i $s_1 : s$, a liczebne jego wartości dla rozmaitych rodzajów silników zestawiamy poniżej w tablicach VII A i B str. 860 i 861.

2. **Strata pary** wynika przeważnie z ochładzania się w cylindrze, w mniejszym zaś stopniu z przepuszczania pary przez niedomknięcia i nieszczelności, zgodnie też z powyższem rozróżniamy stratę od ochładzania C_i'' i stratę od przepuszczania C_i''' .

Wyprowadzenie nawpót teoretycznych wzorów na wartość głównej straty C_i'' jest tak rozwickłe, że musimy się tu zadowolić prostą wskazówką na str. 866, gdzie podano wartości $C_i'' \sqrt{c}$ dla zwykłych napełnień w silnikach rozmaitego ustroju, przy stosunku $s : d \approx 2$. Dzielnąc wartości te przez \sqrt{c} , otrzymamy wartość C_i'' , którą dla odmiennych wartości stosunku $s : d$ wypadnie jeszcze poprawić w sposób tamże podany. O stracie pary od przepuszczania p. str. 866.

Obliczenie strat pary jest najtrudniejszą częścią całej teorii silników parowych. Hrabák w swym podręczniku *) wyprowadza wzory, których wyniki uzgadnia wedle możności z doświadczeniem.

*) Hrabák, Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker.

c. Tablice.

Tablica I.

Prędkości tłoka zwykle (mierne); c w m/sek.

N HK	Bezwzględna prężność pary wlotowej p w atm.					Spółczynnik poprawki prędkości c przy odmiennym stosunku $s : d$	
	3	4	6	8	10	$s : d$	spółczynnik
3	0,89	0,99	1,13	1,24	1,35		
6	0,97	1,07	1,23	1,35	1,47		
10	1,02	1,14	1,31	1,43	1,56	0,50	0,57
20	1,13	1,24	1,42	1,55	1,67	0,75	0,67
40	1,25	1,37	1,55	1,69	1,82	1,00	0,75
70	1,42	1,52	1,68	1,82	1,95		
100	1,51	1,62	1,78	1,92	2,05	1,5	0,9
200	1,70	1,84	2,05	2,18	2,31	2,0	1,0
300	1,81	1,96	2,20	2,35	2,50	2,5	1,1
400	1,90	2,06	2,31	2,47	2,63	3	1,2
600	2,02	2,20	2,47	2,66	2,83	4	1,3
1000	2,17	2,37	2,67	2,88	3,12	5	1,4

Uwaga. Dane powyższe obliczono z doświadczeń; w miarę potrzeby można je zaokrąglić, a nawet odstąpić od nich do pewnego stopnia. Dogodniami okazały się one zwłaszcza, gdy dla projektowanego silnika nie znamy na razie nic więcej jak żądaną moc N i prężność wlotową p .

Ustaliwszy wielkość skoku s silnika, możemy (podł. Hrabák'a) w zwykłych warunkach jako dość wielką wartość średniej prędkości tłoka liczyć:

$$c = 0,9 \sqrt{ps},$$

pomniejszając wynik o 20%, otrzymamy mierną prędkość tłoka, t. j. w przybliżeniu wartość podaną w tablicy powyższej; powiększając natomiast wynik o 25%, otrzymamy wielką prędkość tłoka dla szybko biegów (pomijając już bystrobiegi, które posiadają jeszcze większe prędkości).

Podług innych źródeł średnia prędkość tłoka bywa:

$$1. \text{ Podług G. Schmidt'a: } c = \alpha (10 + \sqrt{N}),$$

w którym to wzorze wartości α będą dla silników chodzących

bardzo powoli	powoli	miernie	szybko	bystro
$\alpha = 0,05$	0,07	0,09	0,11	0,13 do 0,20.

$$2. \text{ Podług R. Werner'a } \begin{cases} c = 4,2 \sqrt{s} \text{ w silnikach wydechowych,} \\ c = 3,0 \sqrt{s} \text{ w silnikach ze skraplaczem.} \end{cases}$$

3. Podług Radinger'a, *) oznaczając przez $G : 10000 \text{ } l'$ wagę części suwających się naprzód i wstecz w kg/cm^2 pola tłoka, oraz zakładając $\lambda = r : l = 1/3$ (p. str. 551), otrzymamy wzory:

$$\text{dla silników wydechowych (licząc } G : 10000 \text{ } l' = 0,28 \text{ } \text{kg/cm}^2)$$

$$s n^2 = 5350 (p - p'),$$

$$\text{a dla silników ze skraplaczem (licząc } G : 10000 \text{ } l' = 0,33 \text{ } \text{kg/cm}^2)$$

$$s n^2 = 4500 (p - p').$$

Uwaga: Napełnienie nie powinno natenczas być mniejsze od

$$\frac{s_1}{s} = \frac{p'}{p} = \frac{p}{8(p - p')}.$$

*) Radinger, Ueber Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, wyd. III Wiedeń 1892.

Tablica II.

Wartości graniczne napełnień stosownych, a mianowicie: napełnienie najtańsze i napełnienie najmniejszego rozchodu pary.

Bezwzględna prężność wlotowa p atm.	Jednocylindrowy silnik wydechowy		Silnik ze skraplaczem		
	o stawidle jarzmowem	o stawidle zmieniakowem	Silnik jednocylindrowy		Silnik dwucylindrowy
			bez ogrzewka	z ogrzewkiem	
4	0,53—0,42	0,39—0,31	0,20—0,14	0,15—0,10	.
5	0,46—0,32	0,33—0,27	0,17—0,13	0,13—0,09	0,10—0,08
6	0,40—0,28	0,28—0,23	0,15—0,125	0,11—0,08	0,09—0,07
8	0,34—0,25	0,22—0,19	0,14—0,12	0,09—0,07	0,08—0,06
10	0,29—0,20	0,19—0,17	.	.	0,07—0,05

Uwaga. Do nowobudujących się silników jako napełnienia normalne, t. j. najczęściej zachodzące, zalecają się wartości pośrednio, a mianowicie większe dla małych silników, a mniejsze dla dużych. Wobec wysokich cen paliwa i przy robocie bez przerw wypada stosować nieco mniejsze napełnienia normalne, a naodwrot nieco większe, gdy paliwo jest tanie, a silnik pracuje z częstymi przerwami.

Parę można rozprężyć w dwucylindrowych silnikach wydechowych do bezwzględnej prężności końcowej 1,1 do 1,25 atm., w trzycylindrowych silnikach ze skraplaczem do 0,8—0,4 atm.; większe z wartości powyższych stosują się do bardzo wysokiej prężności początkowej, mniejsze do miernie wysokiej.

Tablica III.

Sprawność prężności (f i f')

do wyznaczenia prężności wskazanej $p_i = fp - f'p'$.

1. Silniki jednocylindrowe.

Napełnienie $\frac{s_1}{s}$	Silniki o stawidle jarzmowem		Silniki o stawidle zmieniakowem				1) przy znacznem sprężaniu pary (aż prawie do prężności pary wlotowej)		
			wydechowo ($p' = 1,13$)		ze skraplaczem ($p' = 0,21$)				
			f	f'	bez ogrzewka	z ogrzewkiem	bez ogrzewka	z ogrzewkiem	Bezwzgl. prężność wlotowa p
0,8	0,937	1,004	0,950	0,954	.	.			
0,7	0,893	1,024	0,919	0,925	.	.			
0,6	0,839	1,055	0,875	0,883	0,867	0,883	2,5	.	1,39
0,5	0,773	1,095	0,816	0,827	0,807	0,827	3	.	1,51
0,4	0,693	1,146	0,740	0,753	0,731	0,753	4	1,07	1,79
0,333	0,629	1,185	0,678	0,692	0,668	0,692	5	1,13	2,08
0,30	0,593	1,206	0,643	0,658	0,633	0,658	6	1,19	2,40
0,25	0,535	1,239	0,584	0,600	0,575	0,600	7	1,25	2,74
0,20	0,468	1,270	0,517	0,535	0,508	0,535	8	1,33	3,08
0,15	0,391	1,275	0,440	0,460	0,432	0,460	9	1,40	3,43
0,125	.	.	0,397	0,418	0,390	0,418	10	1,49	.
0,10	.	.	0,351	0,373	0,344	0,373			
0,07	0,283	0,314			
0,05	0,239	0,270			

2) Bez sprężania pary.
 $f' = 1,024$.

2. Silniki dwucylindrowe o stawidle dwoistem i z ogrzewkiem przynajmniej na cylindrze wysokoprężnym.

Przestrzeń szkodliwą w cylindrze niskoprężnym liczono (co najwyżej) na 3%.

Napełnienie $\frac{s_1}{s}$ (zastępczo)	Silniki bez przelotni				Silniki z przelotnią ogrzewaną i ogrzewkiem nawet na cylindrze niskoprężnym				
	Przybliżony stosunek $v : V$ objętości cylindrów								
	0,40	0,333	0,29	0,25	0,55	0,50	0,45	0,40	0,333
	Wartość f'								
0,25	0,548	0,543	0,534	0,524	0,576	0,572	0,568	0,563	0,560
0,20	0,484	0,479	0,472	0,464	0,512	0,507	0,503	0,499	0,495
0,15	0,408	0,404	0,398	0,391	0,437	0,432	0,428	0,424	0,420
0,125	0,365	0,361	0,356	0,350	0,395	0,390	0,386	0,382	0,377
0,10	0,318	0,314	0,309	0,304	0,349	0,344	0,340	0,335	0,330
0,07	0,254	0,250	0,245	0,241	0,288	0,283	0,278	0,273	0,267
0,05	0,205	0,201	0,197	0,193	0,242	0,237	0,232	0,227	0,220
0,04	0,179	0,175	0,171	0,167	0,218	0,213	0,207	0,202	0,195

W jednocylindrowych silnikach wydechowych o stawidle jarzomem można liczyć:

dla $p =$	3	4	5	6	7	8	9	10
$p' =$	1,14	1,17	1,20	1,23	1,26	1,29	1,32	1,35

Gdy przesuwek w jarzomie zbliża się do punktu martwego, prężność p' obniża się, jeżeli $p < 5$, a naodwrot podnosi się, jeżeli $p > 6$, tak że dla punktu martwego w jarzomie będzie $fp = f'p'$.

W dwucylindrowych silnikach ze skraplaczem bywa $p' = 0,21$, a bez (wydatniejszego) sprężania będzie $f' = 1,024$, a zatem $f'p' = 0,22$. Przy znaczniejszem sprężaniu, aż prawie do prężności wlotowej, będzie średnio:

dla $p =$	3	4	5	6	7	8	9
$f' =$	1,34	1,47	1,60	1,72	1,82	1,91	1,96

W dwucylindrowych silnikach wydechowych $p' = 1,13$, a bez (wydatniejszego) sprężania będzie $f' = 1,024$; przy sprężaniu prawie do prężności wlotowej wartość f' będzie nie wiele większa.

3. Silniki trzycylindrowe z trzykrotnem rozprężaniem i z ogrzewaniem przynajmniej na cylindrze wysokoprężnym.

Napełnienie $\frac{s_1}{s}$ (zastępczo)	Silniki z obydwoma przelotniami nicogrzewanymi			Silniki z ogrzewkami na obydwóch przelotniach i na wszystkich cylin- drach		
	Przybliżony stosunek $v_1 : V$ objętości cylindra wysokoprężnego i niskoprężnego					
	0,17	0,135	0,11	0,17	0,135	0,11
0,15	0,369	0,361	0,352	0,401	0,395	0,389
0,125	0,330	0,323	0,316	0,361	0,354	0,348
0,10	0,287	0,281	0,275	0,316	0,310	0,303
0,08	0,250	0,244	0,237	0,278	0,271	0,264
0,07	0,230	0,224	0,218	0,257	0,250	0,243
0,06	0,208	0,203	0,197	0,235	0,228	0,221
0,05	0,185	0,179	0,173	0,212	0,204	0,197
0,04	0,161	0,155	0,149	0,188	0,180	0,172
0,035	0,148	0,142	0,135	0,175	0,166	0,159
0,03	0,135	0,128	0,122	0,161	0,153	0,144
0,025	0,121	0,114	0,107	0,148	0,139	0,130
0,02	0,106	0,099	0,092	0,134	0,125	0,115

Zę skraplaczem i w tym przypadku $f'p' = 0,22$, a przy sprężaniu we wszystkich trzech cylindrach aż prawie do prężności wlotowych, stosownie do ich wielkości, $f'p'$ będzie 0,28 do 0,35.

Dla dowolnego rodzaju silnika (zwłaszcza przy sprawdzaniu obliczenia), dogodniej zaczerpnąć gotowe wartości prężności wskazanej $p_i = fp - f'p'$ z poniższych tablic IV A i B (str. 856 i 857). Podane tam wartości p_i są średnimi między wartościami dla dostаточно ogrzewanych i zupełnie nieogrzewanych cylindrów i przelotni.

Tablica IV A.

Średnie wartości prężności wskazanej p_i w silnikach wydechowych.

1. Silniki jednocylindrowe o stawidle jarzmowem.

$\frac{s_1}{s} =$	0,7	0,5	0,4	0,33	0,30	0,25	0,20	0,15	Sprężanie właściwo tym silnikom uwzględniono już w podanych wartościach p_i .
$p = 4$	2,37	1,81	1,43	1,13	0,96	0,71	.	.	
5	3,24	2,55	2,09	1,72	1,52	1,20	0,86	0,49	
6	4,10	3,29	2,75	2,31	2,08	1,68	1,25	0,75	
$p = 7$	4,96	4,03	3,40	2,91	2,63	2,17	1,64	1,02	
8	5,82	4,77	4,06	3,50	3,19	2,66	2,04	1,28	
9	6,69	5,51	4,72	4,10	3,75	3,15	2,43	1,54	
10	7,55	6,25	5,38	4,69	4,31	3,64	2,83	1,81	

2. Silniki jednocylindrowe o stawidle zmienikowem.

$\frac{s_1}{s} =$	0,7	0,5	0,4	0,33	0,30	0,25	0,20	0,15	0,125	Sprężanie Δ
$p = 4$	2,54	2,14	1,84	1,59	1,45	1,22	0,95	0,65	.	0,09
5	3,46	2,96	2,58	2,27	2,10	1,81	1,48	1,10	0,89	0,16
6	4,38	3,78	3,33	2,96	2,75	2,40	2,01	1,55	1,30	0,23
$p = 7$	5,30	4,60	4,07	3,64	3,40	2,99	2,53	2,00	1,70	0,32
8	6,23	5,42	4,82	4,33	4,05	3,59	3,06	2,45	2,11	0,41
9	7,15	6,24	5,57	5,01	4,70	4,18	3,58	2,90	2,52	0,51
10	8,07	7,06	6,31	5,70	5,35	4,77	4,11	3,35	2,93	0,60

3. Silniki dwucylindrowe o stawidle zmienikowem.

$\frac{s_1}{s} =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	Sprężanie Δ
$p = 9$	3,77	3,21	2,54	2,17	1,76	1,39	.	.	0,15
10	4,27	3,65	2,92	2,50	2,05	1,64	1,42	.	0,17
11	4,77	4,10	3,29	2,83	2,34	1,89	1,65	1,40	0,19
$p = 12$	5,27	4,54	3,67	3,17	2,63	2,14	1,88	1,61	0,20
13	5,75	4,97	4,03	3,49	2,90	2,38	2,10	1,81	0,22
14	6,23	5,39	4,39	3,82	3,18	2,62	2,32	2,01	0,23

Gdy sprężanie osiąga prężności wlotowej (dla tablicy 3 w obu cylindrach) i przy wartościach $m = 0,05$ dla silników jednocylindrowych, a $m = 0,04$ dla dwucylindrowych, należy wartości Δ z ostatnich rubryk odjąć od podanych wartości na p_i . Dla innych wartości m można zmieniać Δ w prostym stosunku do m .

Tablica IV B.

Średnie wartości prężności wskazanej p_i w silnikach ze skraplaczem.

1. Silniki jednocylindrowe.

$\frac{s_1}{s} =$	0,5	0,4	0,33	0,30	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	Sprężanie Δ
$p = 3$	2,23	2,00	1,82	1,72	1,54	1,34	1,12	0,99	0,86	0,13
4	3,05	2,75	2,50	2,36	2,13	1,87	1,56	1,40	1,21	0,21
5	3,87	3,49	3,18	3,01	2,72	2,39	2,01	1,80	1,57	0,28
$p = 6$	4,68	4,23	3,86	3,65	3,31	2,91	2,46	2,20	1,93	0,37
7	5,50	4,97	4,54	4,30	3,89	3,43	2,90	2,61	2,29	0,45
8	6,32	5,71	5,22	4,94	4,48	3,95	3,35	3,01	2,65	0,54
9	7,13	6,46	5,90	5,59	5,07	4,48	3,80	3,42	3,01	.

2. Silniki dwucylindrowe (o dwukrotnem rozprężaniu).

$\frac{s_1}{s} =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,06	0,05	Sprężanie Δ
$p = 4$	2,00	1,74	1,44	1,27	1,09	0,92	0,74	0,65	0,08
5	2,53	2,21	1,84	1,63	1,40	1,19	0,97	0,84	0,10
6	3,06	2,68	2,23	1,98	1,70	1,46	1,19	1,04	0,11
$p = 7$	3,57	3,14	2,62	2,33	2,00	1,72	1,41	1,23	0,13
8	4,09	3,59	3,01	2,67	2,30	1,98	1,62	1,43	0,15
9	4,61	4,05	3,39	3,02	2,60	2,24	1,84	1,62	0,16
10	5,12	4,51	3,78	3,36	2,90	2,50	2,05	1,81	0,17

3. Silniki trzycylindrowe (o trzykrotnem rozprężaniu).

$\frac{s_1}{s} =$	0,10	0,08	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	Sprężanie Δ
$p = 9$	2,46	2,12	1,74	1,52	1,31	1,19	1,07	0,94	0,11
10	2,73	2,35	1,93	1,69	1,45	1,32	1,18	1,04	0,12
11	3,01	2,59	2,13	1,87	1,60	1,45	1,30	1,15	0,13
$p = 12$	3,29	2,83	2,33	2,04	1,75	1,59	1,42	1,25	0,14
13	3,56	3,06	2,52	2,20	1,89	1,71	1,53	1,34	0,16
14	3,83	3,29	2,71	2,37	2,03	1,84	1,64	1,44	0,18

Gdy sprężanie osiąga prężności wlotowej (dla tablicy 2 w obydwóch, a dla tablicy 3 we wszystkich trzech cylindrach) i przy wartości $m = 0,03$, należy wartości Δ z ostatnich rubryk odjąć od podanych wartości na p_i . Dla innych wartości m można zmieniać Δ w prostym stosunku do m .

Tablica V.

Oceniana sprawność η , oraz wartość $1:\eta$ przy normalnym napełnieniu.

$\frac{N_n}{c}$	Wydechowe silniki (jednocylindrowe)			Silniki ze skraplaczem.					
				jednocylindrowe			dwucylindrowe		
	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$
3	4,2	0,71	1,41
4	5,6	0,72	1,40
5	6,9	0,72	1,38	7,4	0,68	1,47	.	.	.
6	8,2	0,73	1,37	8,7	0,69	1,46	.	.	.
8	10,8	0,74	1,35	11,5	0,70	1,43	.	.	.
10	13,3	0,75	1,33	14,1	0,71	1,41	14,6	0,68	1,47
12	15,7	0,76	1,32	16,6	0,72	1,39	17,3	0,69	1,44
14	18,2	0,77	1,30	19,1	0,73	1,37	20,0	0,70	1,43
16	20,6	0,78	1,29	21,6	0,74	1,35	22,6	0,71	1,41
18	23,0	0,78	1,28	24,1	0,75	1,34	25,1	0,72	1,40
20	25,5	0,79	1,27	26,6	0,75	1,33	27,7	0,72	1,38
25	31,5	0,79	1,26	32,9	0,76	1,32	34,0	0,73	1,36
30	37,5	0,80	1,25	39,1	0,77	1,30	40,4	0,74	1,35
35	43,4	0,81	1,24	45,1	0,78	1,29	46,7	0,75	1,34
40	49,1	0,81	1,23	51,1	0,78	1,28	53,0	0,76	1,32
50	60,9	0,82	1,22	63,2	0,79	1,26	65,2	0,77	1,30
60	72,5	0,83	1,21	75,2	0,80	1,26	77,3	0,78	1,29
70	84,0	0,83	1,20	87,1	0,80	1,25	89,4	0,78	1,28
80	95,5	0,84	1,20	98,9	0,81	1,24	101,6	0,79	1,27
90	106,9	0,84	1,19	110,5	0,81	1,23	113,8	0,79	1,27
100	118	0,85	1,18	122	0,82	1,22	126	0,79	1,26
120	141	0,85	1,18	146	0,82	1,22	150	0,80	1,25
140	165	0,85	1,18	169	0,83	1,21	174	0,80	1,24
160	187	0,85	1,17	193	0,83	1,20	198	0,81	1,24
180	210	0,86	1,17	216	0,83	1,20	222	0,81	1,23
200	233	0,86	1,16	239	0,84	1,20	246	0,81	1,23
300	346	0,87	1,15	354	0,85	1,18	367	0,82	1,22
400	459	0,87	1,15	469	0,85	1,17	486	0,82	1,22
500	574	0,88	1,14	583	0,86	1,17	604	0,83	1,21
600	683	0,88	1,14	696	0,86	1,16	721	0,83	1,20
800	902	0,89	1,13	922	0,87	1,15	956	0,84	1,19
1000	1125	0,89	1,13	1149	0,87	1,15	1191	0,84	1,19
1500	1674	0,90	1,12	1711	0,88	1,14	1769	0,85	1,18
2000	2220	0,90	1,11	2268	0,88	1,13	2342	0,85	1,17

W dwucylindrowych silnikach wydechowych η będzie o 0,03 mniejsze niż w jednocylindrowych, wydechowych. W trzycylindrowych silnikach ze skraplaczem η będzie w przybliżeniu o 0,02 mniejsze niż w dwucylindrowych ze skraplaczem.

Tablica VI.

Prężność σ tracona na bieg jałowy (w atm.) i współczynnik μ oporu od pracy pożytkowej (tarcie niejałowe).

Dla wydechowych silników jednocylindrowych mamy wzór:

$$\sigma = \sigma' + \sigma'',$$

w którym $\sigma' = 0,042 \sqrt{p}$, a $\sigma'' = \frac{0,025}{d}$.

Dla jednocylindrowych silników ze skraplaczem mamy wzór:

$$\sigma = \sigma_c' + \sigma_c'',$$

w którym $\sigma_c' = 0,025 + 0,05 \sqrt{p}$, a $\sigma_c'' = \frac{0,045}{d}$.

Wyrazy $0,042 \sqrt{p}$, względnie $0,05 \sqrt{p}$ wzorów powyższych uwzględniają tęgosc budowy silnika.

Silnik zbudowany:	lekko	dość tęgo				bardzo tęgo			
na prężność $p =$	3	4	5	6	7	8	10	12	14
z wydechem $\sigma' =$	0,073	0,084	0,094	0,103	0,111	0,119	0,133	0,146	0,157
ze skraplaczem $\sigma_c' =$	0,112	0,125	0,137	0,148	0,157	0,166	0,183	0,198	0,212

Średnica tłoka d m	% wydechem σ''	Ze skraplaczem σ_c''	Dla wszystkich silników		Średnica tłoka d m	% wydechem σ''	Ze skraplaczem σ_c''	Dla wszystkich silników	
			μ	$\frac{1}{1 + \mu}$				μ	$\frac{1}{1 + \mu}$
0,12	0,208	.	0,212	0,825	0,60	0,042	0,075	0,112	0,900
0,14	0,179	.	0,204	0,831	0,70	0,036	0,064	0,101	0,908
0,16	0,156	0,281	0,197	0,836	0,70	0,031	0,056	0,092	0,916
0,18	0,139	0,250	0,190	0,841	0,90	0,028	0,050	0,086	0,921
0,20	0,125	0,225	0,183	0,845	1,00	0,025	0,045	0,079	0,927
0,25	0,100	0,180	0,170	0,855	1,20	0,021	0,038	0,077	0,928
0,30	0,083	0,150	0,157	0,864	1,40	0,018	0,032	0,075	0,930
0,35	0,072	0,129	0,147	0,872	1,60	0,016	0,028	0,073	0,932
0,40	0,063	0,113	0,138	0,879	1,80	0,014	0,025	0,071	0,933
0,45	0,056	0,100	0,130	0,885	2,00	0,013	0,023	0,070	0,935
0,50	0,050	0,090	0,122	0,891	2,50	0,010	0,018	0,066	0,938
0,55	0,046	0,082	0,117	0,895	3,00	0,008	0,015	0,063	0,941

W silnikach dwucylindrowych z wydechem σ'' zwiększa się o 50%; w dwucylindrowych ze skraplaczem σ_c'' zwiększa się o 25%, a w trzycylindrowych ze skraplaczem o 40%, względnie do wartości wzorów i tablic powyższych.

Uwaga: Współczynnik μ oporu od pracy pożytkowej będzie naogół w dobrych silnikach znacznie mniejszy; oceniając go wyżej, zwiększamy tylko niezawodność obliczenia. Zresztą jeżeliśmy wartości na μ przecenili w tablicy nawet o 80%, to niedoceniłszy wartości $1 : (1 + \mu)$, a zatem i sprawność silnika, zaledwie tylko na 4 do 2%.

Tablica VII A.

Rozchód pary C_i' zużytej na pracę na godz. w kg/MKi w wydychowych silnikach jednocylindrowych.

1. Silniki o stawidle jarmowem.

W silnikach wybornych C_i' bywa średnio o 0,8 kg mniejsze.

Napełn. $\frac{s_1}{s} =$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,30	0,25	0,20	0,15
$p = 2,5$	22,6	22,0	22,3
3	19,6	18,6	18,0	18,2
3,5	17,7	16,8	15,9	15,4	15,5
4	16,7	15,6	14,7	14,0	13,7	13,7	.	.	.
4,5	15,9	14,8	13,9	13,0	12,6	12,4	.	.	.
$p = 5$	15,3	14,2	13,3	12,4	11,9	11,6	11,3	.	.
5,5	14,9	13,8	12,8	12,0	11,4	11,1	10,8	.	.
6	14,4	13,4	12,4	11,5	10,9	10,6	10,2	9,8	.
6,5	14,1	13,1	12,1	11,2	10,6	10,4	9,9	9,5	.
$p = 7$	13,9	12,8	11,9	10,9	10,3	10,2	9,6	9,2	8,8
8	13,5	12,5	11,5	10,6	10,0	9,6	9,2	8,8	8,5
9	13,1	12,1	11,2	10,3	9,7	9,4	8,9	8,5	8,2
10	12,9	11,9	11,0	10,1	9,4	9,1	8,7	8,3	8,0

2. Silniki o stawidle zmiennikowem.

W silnikach wybornych C_i' bywa średnio o 0,7 kg mniejsze.

Napełn. $\frac{s_1}{s} =$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,30	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$p = 2,5$	21,7	20,4	19,5	19,5	20,4	21,5
3	18,6	17,3	16,3	15,6	15,6	15,8	16,6
3,5	16,9	15,6	14,5	13,7	13,3	13,5	14,3	17,0	.	.	.
4	15,8	14,6	13,5	12,7	12,1	11,9	11,9	12,1	13,3	.	.
4,5	15,0	13,8	12,7	11,8	11,3	11,1	10,8	10,9	11,4	12,2	.
$p = 5$	14,5	13,3	12,2	11,2	10,7	10,4	10,2	10,0	10,3	10,7	11,6
5,5	14,1	12,9	11,8	10,8	10,3	10,0	9,7	9,5	9,6	9,9	10,5
6	13,7	12,5	11,4	10,4	9,9	9,6	9,3	9,0	9,0	9,1	9,4
6,5	13,4	12,2	11,2	10,2	9,6	9,4	9,0	8,7	8,6	8,7	8,9
$p = 7$	13,1	12,0	10,9	9,9	9,4	9,1	8,7	8,4	8,2	8,2	8,4
8	12,7	11,6	10,6	9,6	9,0	8,7	8,3	8,0	7,7	7,7	8,0
9	12,4	11,3	10,3	9,3	8,7	8,5	8,1	7,7	7,4	7,3	7,3
10	12,1	11,1	10,1	9,1	8,5	8,2	7,8	7,5	7,1	7,0	6,9

W dwucylindrowych silnikach wydychowych ze sprężaniem w obydwóch cylindrach aż do prężności wlotowej, oraz w trzycylindrowych silnikach ze skraplaczem i sprężaniem we wszystkich trzech cylindrach aż do prężności wlotowej danego cylindra, najmniejszą rozchód na pracę określamy wzorem:

$$C_i' = 27 \gamma \frac{s_1}{s} \frac{1}{p_i}$$

w którym γ oznacza wagę właściwą pary o prężności p w kg/m^3 , podług tablic na str. 288 i 287.

Tablica VII B.

Rozchód pary G_i' zużytej na pracę na godz. w $\text{kg}/\Delta K_i$ w silnikach ze skraplaczem.

1. Silniki jednocyldrowe (z ogrzewkiem).

W silnikach jednocyldrowych bez ogrzewka wartość G_i' powiększa się o ilości podano w ostatnim rzędzie tablicy poniższej; w silnikach wybornych z ogrzewkiem G_i' zmniejsza się prawie o tyleż. W wybornych zaś silnikach bez ogrzewka G_i' bywa o 0,2 do 0,4 mniejsze od wartości podanych w tablicy.

Napełn. $\frac{s_1}{s} =$	0,5	0,4	0,333	0,30	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
$p = 2,5$	10,6	9,6	9,0	8,7	8,2	7,8	7,3	7,2	7,1	.	.
3	10,3	9,3	8,7	8,4	7,9	7,5	7,1	6,9	6,7	6,6	.
3,5	10,1	9,1	8,5	8,2	7,8	7,3	6,9	6,7	6,5	6,3	6,3
4	10,0	9,0	8,4	8,1	7,6	7,2	6,7	6,5	6,3	6,1	6,1
4,5	9,8	8,9	8,2	7,9	7,5	7,0	6,6	6,4	6,2	6,0	5,9
$p = 5$	9,7	8,8	8,1	7,8	7,4	6,9	6,5	6,3	6,1	5,9	5,8
5,5	9,6	8,7	8,1	7,8	7,3	6,9	6,4	6,2	6,0	5,8	5,7
6	9,5	8,6	8,0	7,7	7,2	6,8	6,4	6,2	5,9	5,7	5,6
6,5	9,5	8,5	7,9	7,6	7,2	6,8	6,3	6,1	5,9	5,7	5,5
$p = 7$	9,4	8,5	7,9	7,6	7,1	6,7	6,2	6,0	5,8	5,6	5,5
8	9,3	8,4	7,8	7,5	7,0	6,6	6,2	5,9	5,7	5,5	5,4
9	9,2	8,3	7,7	7,4	6,9	6,5	6,1	5,9	5,7	5,4	5,3
10	9,1	8,2	7,6	7,3	6,9	6,5	6,0	5,8	5,6	5,4	5,2
b. o. +	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9

2. Silniki dwucylindrowe (z ogrzewkiem przynajmniej na cylindrze wysokoprężnym).

Wartości G_i' tablicy poniższej stosują się do dobrych silników bez ogrzewka na przelotni, lecz z domknięciem w czasie właściwym; w doborowych silnikach z przelotnią wartość G_i' zmniejsza się przy małych napełnieniach o 0,5 do 0,7 kg.

Napełn. $\frac{s_1}{s} =$ (zastępczo)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05	0,04
$p = 3$	7,7	7,2	6,7	6,5	6,4	6,5	6,7	.
3,5	7,5	7,0	6,5	6,3	6,1	6,1	6,3	.
4	7,3	6,8	6,3	6,0	5,9	5,8	5,9	6,0
4,5	7,2	6,7	6,2	5,9	5,7	5,6	5,6	5,7
$p = 5$	7,1	6,6	6,0	5,8	5,6	5,4	5,4	5,4
5,5	7,1	6,5	6,0	5,7	5,5	5,3	5,2	5,3
6	7,0	6,5	5,9	5,6	5,4	5,2	5,1	5,1
6,5	7,0	6,4	5,8	5,6	5,3	5,0	4,9	5,0
$p = 7$	6,9	6,3	5,8	5,5	5,2	4,9	4,8	4,8
8	6,9	6,3	5,7	5,4	5,1	4,8	4,7	4,7
9	6,8	6,2	5,6	5,4	5,0	4,7	4,6	4,5
10	6,7	6,2	5,6	5,3	5,0	4,6	4,4	4,4

Co do silników trzycylindrowych por. uwagę dolną do tabl. VII A.

d. Przebieg obliczeń.

1. Przedwstępne wyznaczenie projektowanego silnika o mocy określonej.

$$\text{Wzór zasadniczy: } N_i = \frac{10000}{75} p_i F' c.$$

Dane: N_n , oraz prężność bezwzględna p_0 w kotle. Liczą $p = 0,9 p_0 - 0,5$, lecz dla silników wyciągarek tylko $p = 0,8 p_0 - 0,5$ (co do p por. str. 868, a dla parowozów stosunek $p : p_0$ objaśniono w dziale XI, rozdz. II, Tomu II). Według tabl. II, str. 853 dobieramy napełnienie $s_1 : s$, a średnią prędkość c tłoka z tabl. I, str. 852, przez co określamy wartość $ns = 30 c$. Obliczywszy ilość $N_n : c$ dobieramy do niej z tabl. V, str. 858 wartość:

$$\frac{N_i}{c} = \frac{1}{\eta} \frac{N_n}{c},$$

poczem z pomocą tabl. III, str. 853 i 854, albo tabl. IV, str. 856 i 857, oznaczamy wartość: $p_i = f'p - f''p'$.

Ze wzoru zasadniczego otrzymujemy:

$$F' = \frac{75}{10000} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i}.$$

Dodając 1,5 do 3% na przekrój tłoczyska, określamy przedwstępnie średnicę d cylindra z równania:

$$\frac{1}{4} \pi d^2 = 1,015 F' \text{ do } 1,03 F'.$$

Z warunku $ns = 30 c$, obrawszy n wzgl. s , otrzymamy drugą ilość, t. j. s wzgl. n .

Przykład: Silnik jednocyldrowy ze skraplaczem i ogrzewkiem parowym, o mocy $N_n = 50 \text{ MK}$ przy prężności w kotle $p_0 = 5 \text{ atm}$.

$$p = 4; \frac{s_1}{s} = 0,15 \text{ (tabl. II)}; c = 1,5 \text{ (tabl. I)}; ns = 30 c = 45; \frac{N_n}{c} = 33,3;$$

$$\eta = 0,77, \text{ a } \frac{1}{\eta} = 1,29 \text{ (tabl. V)}; \frac{N_i}{c} = 43,1; N_i = 1,5 \cdot 43,1 = 64,7;$$

$$p_i = 0,46 \cdot 4 - 1,024 \cdot 0,21 = 1,62 \text{ (tabl. II)}; F' = \frac{75}{10000} \cdot 43,1 \cdot \frac{1}{1,62} = 0,1996;$$

$\frac{1}{4} \pi d^2 = 1,03 F' = 0,2056$; a więc $d = 0,512 \text{ m}$. Obrawszy $s = 1 \text{ m}$, otrzymamy:

$$n = \frac{30 c}{s} = 45.$$

2. Wyznaczenie silnika istniejącego (albo za istniejący uważanego).

(Zarazem wyznaczenie ostateczne silnika przedwstępnie wyznaczonego p. pow. 1).

Wzory zasadnicze:

$$N_n = \frac{10000}{75} p_n F' c = \frac{10000}{75} \frac{1}{1 + \mu} (p_i - \sigma) F' c,$$

$$\text{oraz } N_i = \frac{10000}{75} p_i F' c.$$

Dane wielkości: d , F , s , n , c , p i $s_1 : s$.

Z tabl. III określamy $p_i = fp - f'p'$, a z tabl. VI $\sigma = \sigma' + \sigma''$ dla silników wydychowych, albo $\sigma = \sigma_c' + \sigma_c''$ dla skraplaczowych, oraz $\frac{1}{1+\mu}$, poczem ze wzorów zasadniczych obliczamy N_n i N_i .

Dla silnika wyznaczonego już przedwstępnie znamy N_n jako z góry dane, z wzoru zasadniczego określamy zatem poprawione wartości F , a więc i d .

Przykład. Dla silnika ze skraplaczem, wyznaczonego przedwstępnie w przykładzie poprzednim, z tabl. VI dla oznaczonego $d = 0,512$ i $p = 4$ (jeżeli silnik ma być lekko zbudowany) otrzymamy:

$$\sigma = \sigma_c' + \sigma_c'' = 0,125 + 0,088 = 0,213, \quad \text{oraz} \quad \frac{1}{1+\mu} = 0,892;$$

a zatem na mocy wzoru zasadniczego będzie:

$$50 = \frac{10000}{75} \cdot 0,892 (1,62 - 0,213) F \cdot 1,5,$$

czyli poprawiona wartość F (mało się różniąc od przedwstępnej):

$$F = 0,1992, \quad \text{a więc} \quad \frac{1}{4} \pi d^2 = 1,03 F = 0,2052, \quad \text{czyli} \quad d = 0,511 \text{ m.}$$

Uważając silnik ten za istniejący, z wartości $d = 0,512$, $F = 0,200$, $c = 1,5$, $p = 4$ obliczamy moc jego, np. dla napełnienia $\frac{1}{3}$ t. zn. $s_1 : s = 0,333$, oznaczając z tabl. III $p_i = 0,692 \cdot 4 - 1,024 \cdot 0,21 = 2,553$, a potem ze wzorów zasadniczych:

$$N_i = 101,7 \text{ MK}, \quad \text{oraz} \quad N_n = 83,5 \text{ MK}.$$

e. Dane szczegółowe dla silników sprężonych.

1. Dwucylindrowe silniki sprężone, ze skraplaczem.

W mających się wykonać silnikach ustalamy stosunek $v = v : V$ objętości obu cylindrów podług wartości napełnienia zastępczego $s_1 : s$, przynależącej do prężności wlotowej p .

a) Silniki sprężone (korby pod 90°). Gdy objętość przelotni (receiver'a) jest większa od objętości v cylindra wysokoprężnego, możemy rozdzielić pracę porówno:

α) na obydwa cylindry,

β) na cztery kwadranty (ćwierci obwodu) obrotu korby,

γ) równocześnie i jak pod α) i jak pod β);

a dla tych poszczególnych przypadków będzie, przy rozprężaniu do prężności końcowej

0,6 atm.

0,5 atm.

0,6 atm.					0,5 atm.						
	$p =$	5	6	8	10		$p :=$	5	6	8	10
	$s_1 : s =$	0,12	0,10	0,075	0,06		$s_1 : s =$	0,10	0,083	0,063	0,05
α)	$v : V =$	0,60	0,54	0,47	0,42	α)	$v : V =$	0,52	0,48	0,41	0,36
β)	$v : V =$	0,48	0,44	0,38	0,34	β)	$v : V =$	0,42	0,39	0,34	0,30
γ)	$v : V =$	0,54	0,49	0,43	0,38	γ)	$v : V =$	0,47	0,43	0,37	0,33

$s_1' : s' = (s_1 : s) : (v : V)$ jest napełnieniem cylindra wysokoprężnego; $S_1 : S = v : V$ jest napełnieniem cylindra niskoprężnego, dopóki $v < 0,5$.

b) Właściwe silniki Woolf'a, [z tłokami spółbieżnymi lub przeciwbieżnymi, przy możliwie nieznacznym uskuo (obniżaniu się) prężności, z małą przelotnią lub tylko z zastępującą ją rurą prze-

lotową]. Przy prawie równym udziale obydwóch cylindrów w pracy silnika i całkowitem rozprężaniu do prężności końcowej:

0,6 atm.				0,5 atm.					
$p =$	5	6	8	10	$p =$	5	6	8	10
$s_1 : s =$	0,12	0,10	0,075	0,06	$s_1 : s =$	0,10	0,083	0,063	0,05
$v : V =$	0,40	0,35	0,30	0,27	$v : V =$	0,35	0,31	0,26	0,23

Napełnienie cylindra wysokoprężnego, jak powyżej pod a). By uniknąć znaczniejszego uskoku prężności, należy napełnienie $S_1 : S$ cylindra dużego wyznaczyć nie tylko w zależności od stosunku $v : V$, ale i od względnej objętości przelotni. Gdy objętość przelotni (w postaci zwykłej rury) będzie $\infty 0,2 V$, to

$$\text{dla } v : V = \begin{array}{|c|c|c|c|} \hline 0,4 & 0,333 & 0,3 & 0,25 \\ \hline \end{array} \\ \text{będzie } S_1 : S = \begin{array}{|c|c|c|c|} \hline 0,65 & 0,55 & 0,49 & 0,41 \\ \hline \end{array}$$

2. Dwucylindrowe silniki sprzężone, wydechowe. *)

(Jako silniki o stawidle zmiennokowem).

a) Silniki sprzężone (korby pod 90° , objętość przelotni równa w przybliżeniu objętości V dużego cylindra). Rozprężając ogółem w przybliżeniu do 1,5 atm. prężności końcowej i chcąc rozdzielać pracę w sposób podany pod α), β) lub γ) na str. 863, należy stosować wartości poniższe:

a)	$p =$	8	9	10	12	β)	$v : V =$	0,47	0,44	0,40	0,37	
	$s_1 : s =$	0,20	0,17	0,15	0,125		γ)	$v : V =$	0,51	0,48	0,44	0,41
	$v : V =$	0,56	0,53	0,49	0,46							

b) Właściwe silniki Woolf'a (objętość przelotni w przybliżeniu równa objętości v małego cylindra), z prawie równym rozdziałem pracy na obydwie cylindry, jeżeli rozprężenie całkowite dochodzi do prężności końcowej 1,5 atm., wyznaczamy podług wartości poniższych:

$p =$	8	9	10	12	$v : V =$	0,44	0,40	0,36	0,33
$s_1 : s =$	0,20	0,17	0,15	0,125	$S_1 : S =$	0,61	0,57	0,53	0,49

3. Trzycylindrowy silnik sprzężony ze skraplaczem i trzykrotnem rozprężaniem. *)

(Jako silniki o stawidle zmiennokowem. **)

Oznaczamy przez:

v_1 objętość, a $s_1' : s'$ napełnienie cylindra wysokoprężnego,

v_2 objętość, a $s_1'' : s''$ napełnienie cylindra średnioprężnego,

V objętość, a $S_1 : S$ napełnienie cylindra niskoprężnego,

$s_1 : s$ napełnienie zastępcze rozprężenia całkowitego (jak poprzednio),

*) A. Käs, Silniki sprzężone, o wysokiej prężności, Oester. Zeitschr. f. Berg-u. Huttenwesen 1888, Nr. 11 i nast.

**) Co do silników trzycylindrowych z dwukrotnem rozprężaniem (1 cylinder wysokoprężny, 2 cylindry niskoprężne) p. powyżej przytoczoną rozprawę A. Käs'a.

r_1 objętość przelotni pierwszej (pomiędzy v_1 a v_2),

r_2 objętość przelotni drugiej (pomiędzy v_2 a V).

a) **Silniki o trzech korbach**, przestawionych o 120° .

α) Równy rozdział pracy na poszczególne (trzy) cylindry.

Założenia: $r_1 \propto v_1$; $r_2 \propto v_2$;

Końcowa prężność całkowitego rozprężania 0,5 atm.

1. Korba cylindra średnioprężnego przoduje korbie wysoko-
prężnej:

$p =$	9	10	12	14 atm.	$v_1 : v_2 =$	0,27	0,26	0,25	0,245
$s_1 : s =$	0,056	0,050	0,042	0,036	$s_1' : s' =$	0,31	0,30	0,28	0,26
$v_1 : V =$	0,18	0,17	0,15	0,14	$s_1'' : s'' =$	0,32	0,31	0,30	0,29
$v_2 : V =$	0,67	0,65	0,60	0,56	$S_1 : S =$	0,67	0,66	0,61	0,59

2. Korba cylindra średnioprężnego podąża za korbą wysoko-
prężnego:

$p =$	9	10	12	14 atm.	$v_1 : v_2 =$	0,36	0,35	0,33	0,32
$s_1 : s =$	0,056	0,050	0,042	0,036	$s_1' : s' =$	0,27	0,26	0,24	0,22
$v_1 : V =$	0,21	0,19	0,18	0,16	$s'' : s'' =$	0,42	0,40	0,38	0,35
$v_2 : V =$	0,57	0,55	0,53	0,51	$S_1 : S =$	0,71	0,68	0,65	0,63

β) Równy rozdział pracy na wszystkie sekstansy obwodu, duże
przelotnie, końcowa prężność rozprężania 0,5 atm., kolejność korb
dowolna:

$p =$	9	10	12	14 atm.	$v_1 : v_2 =$	0,38	0,37	0,35	0,33
$s_1 : s =$	0,056	0,050	0,042	0,036	$s_1' : s' =$	0,38	0,37	0,35	0,33
$v_1 : V =$	0,146	0,135	0,120	0,108	$s_1'' : s'' =$	0,38	0,37	0,35	0,33
$v_2 : V =$	0,38	0,37	0,35	0,33	$S_1 : S =$	0,38	0,37	0,35	0,33

Napełnienie jest zatem jednakowe we wszystkich trzech cylindrach.

W zastosowaniach praktycznych stosunki objętości z pod α) okazują się jako
stanowczo za wielkie, z pod β) zaś jako za małe; zaleca się zatem dobierać wartości
pośrednie, lecz raczej bardziej zbliżone do wartości z pod β), niż do wartości z pod α).

b) **Silniki dwukorbowe**, (korby pod 90°). Cylindry wysoko- i średnioprężny działają na wspólną korbę.

Rozdział pracy: Praca cylindra wysokoprężnego równa się pracy
średnioprężnego, a suma prac obydwóch równa pracy cylindra niz-
koprężnego.

Założenia: $r_1 \propto v_1$; $r_2 \propto v_2$;

końcowa prężność całkowitego rozprężania 0,5 atm.

$p =$	8	9	10	12	14 atm.
$s_1 : s =$	0,063	0,056	0,050	0,042	0,036
$v_1 : V =$	0,12	0,11	0,10	0,086	0,076
$v_2 : V =$	0,43	0,40	0,38	0,34	0,31
$v_1 : v_2 =$	0,28	0,27	0,26	0,25	0,25
$s_1' : s' =$	0,53	0,52	0,50	0,49	0,47
$s_1'' : s'' =$	0,43	0,42	0,41	0,40	0,40
$S_1 : S =$	0,43	0,41	0,39	0,35	0,32

f. Wyznaczenie rozchodu pary $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$.

1) Rozchód C_i' z tabl. VII (str. 860 i 861).

2) Rozchód C_i'' od ochładzania otrzymamy, dzieląc przez \sqrt{c}
średnie wartości przybliżone iloczynu C_i''/\sqrt{c} , zestawione poniżej
dla stosunku $s : d \propto 2$ i dla napełnień zwykle stosowanych.

Wartość $C_i'' \sqrt{c}$ bywa w silnikach:

o stawidle jarzmowem	= 7,0	do 6,5,
wydychowych, o stawidle zmierniakowem	= 6,0	" 5,0,
jednocylindrowych, ze skraplaczem i ogrzewkiem	= 5,5	" 5,0,
" " " " bez ogrzewka	= 4,5	" 4,2,
dwucylindrowych ze skraplaczem	= 4,0	" 3,5,
trzy " " " "	= 3,2	" 3,0,
dwucylindrowych wydychowych	= 4,2	" 4,0.

(Do silników wyborynych stosują się mniejsze z podanych wartości).

W silnikach dwu- i trzycylindrowych liczono, że na cylindrze wysokoprężnym jest ogrzewek.

Gdy stosunek $s:d$ różni się znacznie od 2, wprowadzamy do obliczonej wartości C_i'' współczynnik poprawki, a mianowicie:

dla $s:d =$	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5
spółcz. =	0,82	0,87	0,91	1	1,08	1,15	1,29	1,41.

Dostateknie przegrzanie pary wlotowej może usunąć zasadniczo całą stratę pary od ochładzania. Podł. R. Dörfel'a do zupełnego usunięcia tej straty, przy napełnieniach 0,4 do 0,25 w cylindrze wysokoprężnym, wystarcza przegrzewanie o 80° do 120° . Mimo to nie można w żadnym razie zakładać $C_i'' = 0$, zważając na to, że para przegrzana posiada w sobie mniejszą możność wykonywania pracy, w porównaniu z parą nasyconą równej prężności, (jej krzywa rozprężania posiada większy spadek), oraz że samo przegrzewanie pary również pochłania pewną ilość ciepła. Wyznaczywszy zatem wartości C_i' (jako też C_i''') podług wskazówek powyżej pod 1) i poniżej pod 3) podanych, można na C_i'' (wzgl. $C_i'' \sqrt{c}$) dla pary przegrzanej liczyć najwyżej czwartą część wartości powyżej zestawionych, gdy chodzi nam jedynie tylko o rozchód pary C_i , nieuwzględniając ilości paliwa zużytego na wytworzenie owej pary. Jeżeli natomiast z wartości C_i chcemy wnioskować o ilości spalonego paliwa (łącznie z przegrzewaniem pary), to wypada liczyć połowę wartości powyżej na C_i'' (wzgl. $C_i'' \sqrt{c}$) podanych.

3) Stratę C_i''' od przepuszczania w zwykłych silnikach jednocylindrowych, będących jeszcze w stanie zadawalniającym, oznaczamy, a raczej oceniamy na:

$$C_i''' = \frac{8,8}{\sqrt{N_i c}} + \frac{1}{2c}$$

licząc na silniki dwucylindrowe 0,8, a na trzycylindrowe 0,64 wartości powyższej.

W silnikach wyborynych strata C_i''' zmniejsza się o połowę, a nawet i więcej, dochodząc wzamian do podwójnej lub większej wartości w silnikach bardziej nieszczelnych lub źle domykających.

Nie uwzględnione powyżej straty w przewodach parowych, wraz z wodą porywaną z kotła, w stosunku do ogólnego rozchodu pary $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ możnaby oceniać na 4 do 10%.

Przykład. Dla obliczonego na str. 862 jednocylindrowego silnika ze skraplaczem i ogrzewkiem, o $N_n = 50$, $N_i = 64,7$, przy $s_1:s = 0,15$, $p = 4$, $p_i = 1,62$, $c = 1,5$. znajdujemy z tabl. VII B (str. 861) $C_i' = 6,7$, a dla silników wyborynych $C_i' = 6,7 -$

0,5 = 6,2. Z powyższego natomiast mamy $C_i'' \sqrt{c} = 4,5$ (siln. wybor. 4,2), a że $\sqrt{c} = 1,225$, więc $C_i'' = 3,7$ (siln. wybor. 3,4). Dla $N_i = 64,7$ i $c = 1,5$ wzór powyższy da nam $C_i''' = 1,2$ (siln. wybor. 0,6). Otrzymamy zatem dla silnika z wyżej jakości $C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 6,7 + 3,7 + 1,2 = 11,6$ kg, a dla silnika wyborowego $C_i = 6,2 + 3,4 + 0,6 = 10,2$ kg, jako całkowity rozchód na 1 MK i godz. W pierwszym silniku zużywalibyśmy zatem $64,7 \cdot 11,6 = 750$ kg, w drugim zaś tylko $64,7 \cdot 10,2 = 660$ kg. pary na godz.

Przy prężności bezwzględnej, większej niż 4 atm. zmniejszyłyby się i rozchód pary.

II. Wykresy pary (i wskazy), oraz ich zastosowanie do obliczania silników parowych.

Znakowania jak podano na str. 848 i 849, a nadto dla silników o działaniu obustronnem (podwójnem):

F_v , F_h czynne pola tłoków od strony kukorbowej i odkorbowej, z uwzględnieniem przekrojów tłoczysk, w m^2 ,
 p_{iv} , p_{ih} prężności wskazane w atm., z wykresów pary (lub ze wskaz) wyznaczone, po stronie kukorbowej, wzgl. odkorbowej.

N_{iv} , N_{ih} moc wskazana w MK, oddzielnie brana dla strony cylindra. zwróconej ku korbie, wzgl. od korby,

$$N_{iv} = \frac{1}{2} \frac{10000}{75} F_v c p_{iv}, \quad N_{ih} = \frac{1}{2} \frac{10000}{75} F_h c p_{ih},$$

$$N_i = N_{iv} + N_{ih}.$$

Zwyczajny sposób obliczania, polegający na podstawieniu wartości:

$$F = \frac{F_v + F_h}{2} \quad i \quad p_i = \frac{p_{iv} + p_{ih}}{2} \quad \text{we wzór } N_i = \frac{10000}{75} F c p_i,$$

daje wyniki dość błędne, gdy przy nierównych sobie wielkościach F_v i F_h i wartości p_{iv} i p_{ih} nie są sobie równe.

W silnikach o działaniu jednostronnem pracuje tylko jedna strona tłoka, a zatem będzie:

$$N_i = \frac{1}{2} \frac{10000}{75} F c p_i.$$

Dla silników wielocylindrowych (bliźniaczych, trojacznych i sprzężonych) obliczamy prace lub moce poszczególnych cylindrów w sposób powyżej objaśniony i dodajemy je do siebie.

W silnikach sprzężonych prężność p_i (p. str. 849), która sprowadzona do cylindra niskoprężnego, określa moc (pracę) całkowitą, zwio się prężnością wskazaną zstępczą p_r .

Gdy sprężyna wskaźca posiada wymiarę równomierną, wyznaczamy p_i ze wskazy najdokładniej, posługując się planimetrem (powierzchnikiem). Sposób polegający na dzieleniu wskazy na 10 pionowych pasków równej szerokości i na kolejnem odcinaniu środkowych ich wysokości jako kres na dowolnej prostej, w celu ich zesumowania (p. str. 132.6 a) wymaga pewnej wprawy, nadaje się jednak zwłaszcza przy nierównomiernym wymiarze wskaźca, odpowiadającej nierównomiernym ugięciom sprężyny, w którym to przypadku należy przykładać wymiarę prawidłowo i brać przeczyty początku i końca wysokości każdego paska.

Jeżeli z wykresu pary chcemy otrzymać wyniki prawidłowe, dotyczące prężności p_i , oraz rozdziału pracy na poszczególne cylindry w silnikach wielocylindrowych, (p. str. 863 do 865), to przy wykreślanu trzeba nietylko wprowadzić należyte wartości na przestrzenie

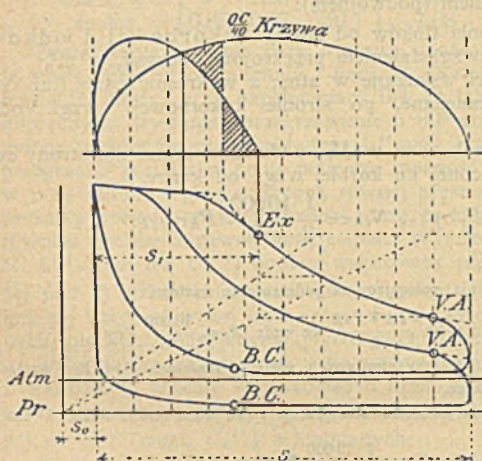
szkodliwe, ale i starannie też uwzględniać zależność rozrządu pary od nastawienia i działania stawideł oraz objętości cylindrów (p. str. 874 i n.), jak również i wpływ rozpędu części przesuujących się naprzód i wstecz na wielkości nacisków po stycznej i zależną od nich wielkość koła rozpędowego (p. str. 615 i n.).

a. Silniki jednocylindrowe.

1. Wykres pary (wskaza).

Prężność wlotowa p w silniku jest zawsze mniejsza od prężności p_0 w kotle, a mianowicie w miarę strat od dławienia pary w przewodach.

Rys. 637.



W krótkich przewodach o dostatnim przekroju i przy kotlech o wielkiej zawartości wody strata ta bywa około 0,25 atm., w innych warunkach 0,5 do 1 atm, a jeszcze większa przy rozrządzie silnika przez dławienie pary; (p. też str. 862).

Linia napełniania (do Ex w rys. 637) w wykresie (lub we wskazie) przebiega z mniejszym lub większym spadkiem, zależnym od prędkości pary w kanałach wlotowych i w samych

przewodach, a dalej przechodzi ona w krzywą rozprężania zaokrągleniem zależnym od leniwego domyknięcia wlotu (dławienie). W rys. 637 przedstawiono sposób przybliżonego wykreślenia linii napełniania, a mianowicie ostro się załamującej (z krzywej $\frac{OC}{40}$, będącej wy-

kresową przekroju wlotowego, niezbędnego w każdym położeniu tłoka, przy 40 m/sek. prędkości wlotowej) i linii zaokrąglonej, t. j. rzeczywistej (wykreślonej z wykresowej przekrojów wlotowych rozrządzanych przez stawidło).

Krzywa rozprężania (od Ex do $V. A.$) dla pary nasyconej przebiega prawie zupełnie zgodnie ze wzorem hyperboli równoramiennej $p v = \text{stała}$, w którym rzędne p oznaczają prężności, a odcięte v objętości pary w cylindrze, przedstawione w postaci dróg tłoka $s + s_0$, t. j. z doliczeniem s_0 na przestrzeń szkodliwą.

Dla pary przegrzanej krzywa rozprężania będzie bardziej spadzi-
sta, zgodnie z wzorem $p v^{\kappa} = \text{stała}$,*) w którym κ , wzrasta od 1,1
do 1,25, wraz z napełnieniem i z temperaturą przegrzania.

Przy nieszczelności tłoka lub niedomykaniu narządów wylotowych spadek prężności
na początku rozprężania będzie znacznie większy; przy dolicie pary przez niedomy-
kające narządy wlotowe krzywa rozprężania, zwłaszcza pod koniec, przebiega natomiast
mniej spadziście.

Wylot przedzwrotowy (począwszy od *V. A.*) powinien się rozpo-
czynąć dość wcześnie, aby prężność przed i podczas zwrotu mogła
obniżyć się do prężności odlotowej, wzgl. wydechowej. W silnikach
ze skraplaczem stosują zwykle 20%, w wydechowych mniej, o ile sam
rodzaj rozrządu nie warunkuje już wcześniejszego odemknięcia (sta-
widła jarmowe, albo zmieniajkowe o jednym suwaku).

Przeciwprężność podczas wylotu z silników jednocylindrowych
bywa (przy dostatecznie przedzwrotowym wylocie) prawie niezmien-
na: w silnikach wydechowych zaledwie 1,1 atm., w silnikach ze skra-
placzem średnio 0,2 atm. bezwzględnej.

Ciasne i długie przewody wydechowe, wielkie napełnienia, zastosowanie pary odlo-
towej do innych celów przemysłowych, albo do ogrzewania, zwiększone opory w kana-
likach i t. p. powiększają przeciwprężność w silnikach wydechowych. Rozprężanie zaś
pary aż poniżej prężności atmosfery, powoduje wssawanie powietrza, skutkiem czego
przeciwprężność wzbiera pod środek skoku.

Gdy woda ze skraplacza wypływa cieplejsza niż 30 do 35°, to
przeciwprężność wzrasta zgodnie ze wzrostem prężności pary przy da-
nej temperaturze, p. str. 288.

Sprężanie odbywa się zaledwie w przybliżeniu podług wzoru na
hyperbolę równoramienną. Praca potrzebna do znaczniejszego sprę-
żania bywa zazwyczaj większa od obliczonej podług wzoru $p v =$
stałej i większa od pracy otrzymywanej z pary zaoszczędzonej przez
wypełnienie przestrzeni szkodliwej. Pracę na sprężanie zużywaną
równoważymy przez powiększanie napełnienia, oraz prężności koń-
cowej. Wskaza wskazuje pozornie wcześniejszy początek sprężania,
niżby to odpowiadało nastawieniu stawidła, a to znów wskutek dła-
wienia z powodu leniwego domykania narządów wylotowych. (Dla
sprawdzenia zaleca się wskaźcowanie silnika przy powolnem jego
rozruszaniu).

Przystosowując się do rozrządu silnika i do wielkości prze-
strzeni szkodliwej nastawiamy sprężanie tak, aby jego prężność koń-
cowa niezawodnie pozostawała poniżej najmniejszej wartości prężno-
ści wlotowej. W silnikach ze skraplaczem prężność końcowa sprę-
żania osiąga zaledwie 2 atm. (t. j. 1 atm. nadprężności). Silniki ze
skraplaczem, mające pracować i jako wydechowe, miewają albo
tylko takie sprężanie, jakie się jeszcze nadaje do prawidłowego
biegu z wydychem, albo też urządzenia swoiste, zmieniające szybko
stopień sprężania (mimośrodny nastawne, tarcze z ksiukami, wodziki
lub jarmy; F. Strnad zaleca zawory dodatkowe, które łączą prze-
strzeń szkodliwą z wydrążeniem pokryw). Wielkość przestrzeni

*) Obliczając wartość κ podług wzoru na m (str. 290, 5.), otrzymamy dla pierw-
szej części rozprężania nieco większe wartości wykładnika, to znaczy, że wartość jego
zmniejsza się w miarę postępującego rozprężania.

szkodliwej należy obliczyć podług rysunku, gdyż niebaczne projektowanie prowadzi niekiedy do niewłaściwych jej pojemności. Stosownie do prędkości tłoka przestrzeń szkodliwa bywa 5 do 10% przy suwakach płaskich, 7 do 12% przy obrotowych i wahlowych, 7 do przeszło 15% przy tłoczkowych, a 7 do 12% przy zastosowaniu rozrządu zaworowego. Niekiedy zwiększają rozmyślnie przestrzeń szkodliwą, rozszerzając kanały rozdzielcze lub powiększając luz między tłokiem a pokrywą cylindra, by w ten sposób lepiej dostosować zwykłe stawidło suwakowe do sprężania w szybkoobiegach i w niskoprężnych cylindrach z wydechem. Co do wpływu sprężania na spokojny bieg silnika, oprócz danych ze str. 618, należy mieć na względzie, że wlot przesadnie przedzwrotowy powoduje nieraz uderzenia w goleni korbowej,*) tłoczkisku i łożyskach wała silnikowego. O ile przedzwrotowym może lub ma być wlot, to zależy od wielkości przestrzeni szkodliwej i od stopnia sprężania, oraz od prawa odmykania stawidła, wreszcie w silnikach, niemających się rozbiegać przy otwartym zaworze rozrusznym podczas biegu jałowego i od potrzebnego ku temu najmniejszego napełnienia.

2. Obliczenie wskazanej (t. j. ujawnionej) zawartości pary z wykresu lub ze wskazy.

By ocenić, jak się zachowuje para podczas rozprężania (lub sprężania), w czasie jednego skoku (pojedynczego), obliczamy dla początku i końca, a także dla punktów pośrednich, krzywej rozprężania (sprężania) zawartości pary D_x w kg, wskazane przez wskazę, albo przez wykres, a mianowicie podług wzoru:

$$D_x = F (s_x + s_0) \gamma_x,$$

w którym s_x oznacza drogę tłoka aż do punktu badanego, a γ_x wagę właściwą pary przy prężności p_x w tymże punkcie (podl. tabl. str. 286 i 287). Zamiast tego możemy się też posługiwać wzorem na rozchód pary na MK_i i godzinę dla danego punktu drogi, a mianowicie wzorem:

$$C_x = \frac{27 x \gamma_x}{p_i},$$

w którym znów

$$x = \frac{s_x + s_0}{s}.$$

Na razie uważamy parę za nasyconą lub wilgotną. Następnie, lecz już na podstawie doświadczenia nad rozchodem pary, obliczamy wagę G w kg pary wprowadzanej do cylindra (waga wody zasilającej z potrąceniem wody skroplonej w przewodach i ogrzewkach). Dalej obliczamy wagę G_0 pary odzyskiwanej przez sprężanie, a zgodnie ze zwyczajem obliczamy ją z zawartości na początku sprężania ($B. C.$ w rys. 637), uważając ją za nasyconą.

G i G_0 wyrażamy albo w kg na skok (zgodnie z D_x), albo też w kg na MK_i i godzinę (zgodnie z C_x), poczem porównujemy wartość $G + G_0$ z zawartością wskazaną.

*) Golenią korbową zwimy drąg łączący czopy krzyżulca i korby, na który w rozdziałach poprzednich używaliśmy starej nazwy korbówód.

Gdy $C_x < G + G_0$, będzie to wskazówką, że albo para jest wilgotna, t. zn. że oprócz samej pary mieliśmy i rosę z pary powstałą, albo też, że część pary ulatywała przez nieszczelności. Ilość pary tak przepuszczanej bywa jednak nader nieznaczna w silnikach wzorowo utrzymywanych.

Roszenie da się zawsze wykazać przy stosowaniu pary nasyconej. Rosa ta paruje jednakże początki z powrotem podczas okresu rozprężania, otrzymując ciepło ze ścianek cylindra: ilość pary wzrasta zatem ponownie, wraz z nią i energia w parze zawarta, a zatem i ciepłik pary $J = q + x \phi$.

Przegrzewanie pary zmniejsza stratę od rosenia, lecz zmienia też i prawo rozprężania: skoro tylko wykładnik x przekroczy wartość 1,0646 (t. j. wartość dla pary nasyconej), wskaźnik i obliczenie sposobem powyżej wyliczonym dokonane wykażą pozorze zmniejszenie się zawartości pary podczas rozprężania. Przy wyższych stopniach przegrzania para pozostaje przegrzaną nie tylko na początku, lecz i do samego końca rozprężania; a że i w tym przypadku wskaźnik wykazywałaby zawartość pary C_x , wzgl. D_x , większą od $G + G_0$, więc obliczamy naodwrot węgę właściwą γ'_x , jaką zawartość pary mieć musi, aby czynić zadość warunkowi:

$$G + G_0 = F(s_x + s_0) \gamma'_x$$

Podstawiając we wzór Zeunera'a:

$$p v = 50,9 T - 192,5 \sqrt[4]{p}$$

wartości: $v = \frac{1}{\gamma'_x}$, a p w kg/m^2 , t. j. 10000 p_x , otrzymamy: $T = 273 + t'_x$. A że t_x , t. j. temperaturę pary nasyconej o prężności p_x znamy (np. z tabl. str. 286, 287), więc też z łatwością oznaczymy stopień przegrzania pary $t'_x - t_x$ w danym punkcie x wskaźki.

Jeżeli zachodzą nadto straty od przepuszczania, to waga pary zawartej w cylindrze musi być mniejsza od $(G + G_0)$, a natenczas obliczenie wykazałoby nam za wielką wartość na γ'_x , a za małą na t'_x : obliczenie mogłoby zatem wykazywać nawet stan nasycenia pary tam, gdzie w rzeczywistości para była jeszcze przegrzana. Staranne badanie części stawiła i tłoka na szczelność przy temperaturach wysokich ujawni jednak podobne nieszczelności.

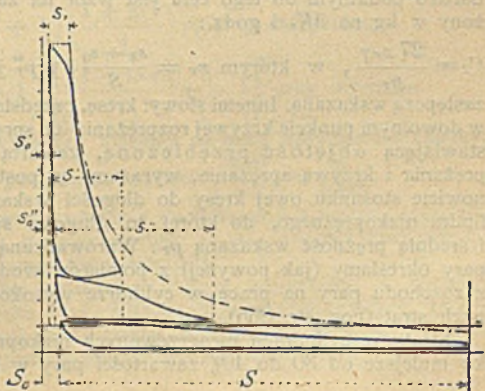
b. Silniki dwu- i wielocylindrowe.

1. Wykres zjednoczony.

W silnikach o kilkokrotnem rozprężaniu otrzymamy przejrzysty obraz ogólny tego rozprężania, jeżeli wskaźki poszczególnych cylindrów przerysujemy

Rys. 638.

na jednakową wy-
miarke prężności (o
ile wskazać nie dał
nam ich już w tym
stanie), zmieniając
równocześnie wy-
miarke skoków tak,
aby długości wskaza-
przekształconych ze-
stawiamy dopiero wy-
kres zjednoczony
(rys. 638) z uwzględ-
nieniem przestrzeni
szkodliwych. Zesta-



wienie to skuteczniamy dla sprzężonych nawzajem ze sobą stron cylindrów, a gdy brak nam ku temu wskazówek, jednoczymy dla jednej strony wykresu wskazy o większych napełnieniach i zawartościach pary, dla drugiej zaś o mniejszych. Przy silnikach o cylindrze rozdwojonym, np. o dwóch cylindrach niskoprężnych, sprzężonych z jednym wysokoprężnym, wykreślamy z obydwóch wskaz cylindrów bliźniaczych pośredni wykres wskaźcowy i sprowadzamy go do łącznej objętości obydwóch tych cylindrów, jako do objętości zastępczego cylindra jeszcze nierozdwojonego.

Dzieląc sumę pól wykresu zjednoczonego (wyrażających pracę wskazaną) przez długość wskazy przekształconej cylindra niskoprężnego, otrzymamy **średnią prężność wskazaną** (średnią z obustronnych wskaz). A dzieląc sumę owych pól przez pole hyperboli dotykającej, które znów wyraża pracę teoretyczną, otrzymujemy stosunek pełności wskaz, który to stosunek zwać będziemy **pełnotą**.

Pole hyperboli dotykającej ograniczamy: hyperbolą równoramienną, dotykającą krzywej rozprężania (punkt zetknięcia bywa przy parze nasyconej zazwyczaj około końca rozprężania w małym cylindrze, przy parze przegrzanej natomiast około początku tegoż rozprężania); poziomą najwyższej prężności wlotowej; krawcową rzędną wykresu niskoprężnego; poziomą zera w silnikach ze skraplaczem, a poziomą atmosfery przy wydychowych; wreszcie pionową osią rzędnych, od której odcinaliśmy objętości cylindrów (wraz z przestrzzeniami szkodliwymi), czyli długości wskaz przekształconych.

Pełnota bywa ponajczęściej 60 do 70%. Na jej straty składają się przeróżne przyczyny: Najłatwiej wykazać w tych stratach udział przestrzeni szkodliwych, prac sprężania i przeciwprężności; trudniej już oznaczyć udziały uskoków prężności między poszczególnymi wskazami (a więc cylindrami) i odstępów krzywych rozprężania od hyperboli dotykającej. By ocenić i tę część straty, wypada wykreślić wykresowe przelotu (p. wykres objętości) i obliczyć wskazane zawartości pary, oraz jej straty w poszczególnych cylindrach. Bardzo podatnym do tego celu jest wzór na zawartość pary, wyrażony w kg na M_i i godz.:

$$C_x = \frac{27 x_r \gamma}{p_r}$$
, w którym $x_r = \frac{s_x + s_0}{S}$, a p_r^m jest średnią prężnością zastępczą wskazaną. Innemi słowy: kresę, przedstawiającą objętość pary w dowolnym punkcie krzywej rozprężania lub sprężania, albo też przedstawiającą objętość przebieżoną, zawartą między krzywą rozprężania i krzywą sprężania, wyrażamy w postaci stosunku, a mianowicie stosunku owej kresy do długości wskazy przekształconej cylindra niskoprężnego, do której to długości sprowadzamy również i średnią prężność wskazaną p_r . Wprowadzając do cylindra wagę G pary określamy (jak powyżej) z pomiarów wody zasilającej, albo też z rozchodu pary na pracę w cylindrze wysokoprężnym i z ocenionych strat (por. str. 865).

Straty w cylindrach nieogrzewanych niskoprężnych bywają rzadko mniejsze od 30 do 40% zawartości pary w początku rozprężania,

w ogrzewanych zaś parą wysokiej prężności tylko 15 do 20%. Straty zwiększają się wskutek nieuszczelności, albo niedostatecznej ochrony od rozpromieniowania, a również i skutkiem wilgotności pary, gdy przelotni należycie nieodwodnimy. Cylindry średnioprężne o małym spadku temperatury wykazują mniejsze straty niż cylindry niskoprężne.

Przeważnie zasilamy parą świeżą tylko ogrzewek cylindra wysokoprężnego (na co zużywa się 3 do 6% wody zasilającej), lecz wypada i tego zaniechać, gdy przegrzewamy parę ponad 250°. Jeżeli narządy wlotowe mieszczą się u wierzchu cylindra, to można parę z przelotni przeprowadzać przez ogrzewki, przez co osiągnemy mniejsze straty, niż gdyby ogrzewków wcale nie było (odwodnienie niezbędne). Pełnota (wskaz) zmniejsza się, gdy stosujemy parę przegrzaną do cylindra wysokoprężnego, albowiem następne cylindry otrzymują natenczas względnie mniej pary, z której muszą pokryć i swe straty. Straty te możemy zmniejszyć, a nawet zupełnie usunąć, przegrzewając należycie (o 60° do 100°) parę w przelotniach, co jeśli chcemy skutecznie parą świeżą, wymaga jej przegrzania ponad 300°.

2. Wyznaczania na zasadzie pełnoty

rozpoczynamy od określenia pola hyperboli dotykającej: Jeżeli rozprężenie zastępcze oznaczmy przez

$i = \frac{S_0 + S}{s_0' + s_1'}$, a prężność wlotową przez p_1 , to pole hyperboli tej,

przy zastosowaniu skraplania, będzie $= p_1 \left(\frac{1 + \ln i}{i} \right) (S_0 + S)$, a przy

wydechu $= \left\{ p_1 \left(\frac{1 + \ln i}{i} \right) - 1 \right\} (S_0 + S)$. Znając zatem pełnotę φ ,

możemy wyznaczyć średnią prężność wskazaną p_r , sprowadzoną do długości S wskazy (lub wykresu) niskoprężnej, a mianowicie:

$$p_r = \varphi \left(\frac{S_0}{S} + 1 \right) \left(\frac{1 + \ln i}{i} \right) p_1 \text{ przy skraplaniu, a}$$

$$p_r = \varphi \left(\frac{S_0}{S} + 1 \right) \left\{ \left(\frac{1 + \ln i}{i} \right) p_1 - 1 \right\} \text{ przy wydechu.}$$

We wzorach powyższych możemy na mocy doświadczeń zamiast:

$$\frac{1 + \ln i}{i} \text{ podstawić wartość: } \frac{4,06}{i + 2,8} = \frac{i}{1000},$$

co okaże się dogodnym, zwłaszcza do obliczania wartości i , gdy znamy, albo dobierzemy z góry wartość na p_r , poczem możemy już wykreślić właściwą hyperbolę dotykającą.

Stosunki objętości cylindrów bywają zazwyczaj: w silnikach o dwukrotnym rozprężaniu 1:2,25 do 3, a przy trzykrotnym 1:2,25 do 2,8:5 do 7. Stosunki te można nieco zmieniać, aby otrzymać okrągłe liczby na wymiary prześwitów cylindrów (p. str. 854).

Zbyt małe cylindry wysokoprężne zmniejszają zdolność miarkowania biegu i możność silnika, dla tego też mniejszy z podanych stosunków objętości (1:5) nadaje się lepiej do trzycylindrowych silników, które mają czynić zadość wyższym wymaganiom, a również przy przegrzewaniu pary. Ze stosunków objętości określamy długości wykresów dla cylindra wysoko- i średnioprężnego, które to wykresy wraz z przestrzeniami szkodliwymi wkreślamy we wspólny wykres zjednoczony. Rzędne końcowe jednego wykresu określają dozwoloną granicę najwcześniejszego domknięcia w cylindrze następnym. Z kolei wyznaczamy **stopnie sprężenia** wedle możności tak, aby przy większem obciążeniu pracą cylindra wysokoprężnego, a mniejszem obciążeniu niskoprężnego, sprężania nie były nadmierne. Wreszcie z zawartości i strat pary oznaczamy prężność, jakiej należy się spodziewać przy obranych napełnieniach w cylindrze wysoko- i niskoprężnym, przez co określa się już w przybliżeniu i położenie krzywej rozprężania. Na krzywej tej możemy jeszcze przesunąć punkt domknięcia, w celu otrzymania niższych prężności w przelotni i zwiększenia mocy cylindra poprzedzającego kosztem następnego.

3. Wykres objętości.

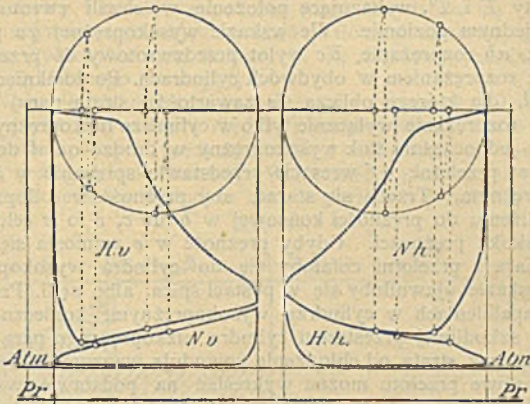
Wykresowe przelotu, rozgraniczające w wykresie zjednoczonym wykresy poszczególnych cylindrów, możemy wyznaczać z **wykresu objętości**. Wykres ten przedstawia wykresowe dróg tłokowych, t. j. kolejne położenia tłoka, przynależące do szeregu kolejno po sobie następujących położeń korby. Wykres ten pozwala na sobie odmierzać objętości, w każdej chwili zawarte pomiędzy tłokami, łącznie z objętością przelotni i przestrzeniami szkodliwymi. Wykreślając te wykresowe dróg tłokowych, należy uwzględniać kąty zawarte między korbami (poszczególnych tłoków), kolejne następstwo korb w kierunku obrotu, a niekiedy (p. poniżej) nawet skończoną długość goleni korbowych.

a. Silniki dwucylindrowe o tłokach spółbieżnych, albo przeciwbieżnych. (Silniki Woolfa).

Tłoki spółbieżne stosują się najczęściej w ustroju spółtłoczkowym (tandem), rzadziej w cylindrach obok siebie umieszczonych z przyłączeniem do wahacza lub poprzecznic. Tłoki przeciwbieżne, w cylindrach obok siebie ustawianych, działają na korby o 180° przestawione; układ taki znajduje wielu zwolenników, zwłaszcza do silników stojących, a to z powodu zrównoważenia wag części poruszających się naprzód i wstecz. Skończona długość goleni korbowej przy 180° przestawienia, wywiera poważny wpływ na kształt wskaz lub ich wykresów, zwłaszcza wobec małej przelotni, albo przy zupełnym jej braku. Większe bowiem prędkości i drogi tłoka w odkorbowej (tylnej) połowie (p. str. 552) jednego cylindra zbiegają się co do czasu z mniejszymi w kukorbowej (przedniej) połowie drugiego cylindra. Wskaza strony kukorbowej cylindra niskoprężnego wykazuje zatem podczas przelotu rozprężanie przyspieszane, wskaza zaś strony odkorbowej zwalniane.

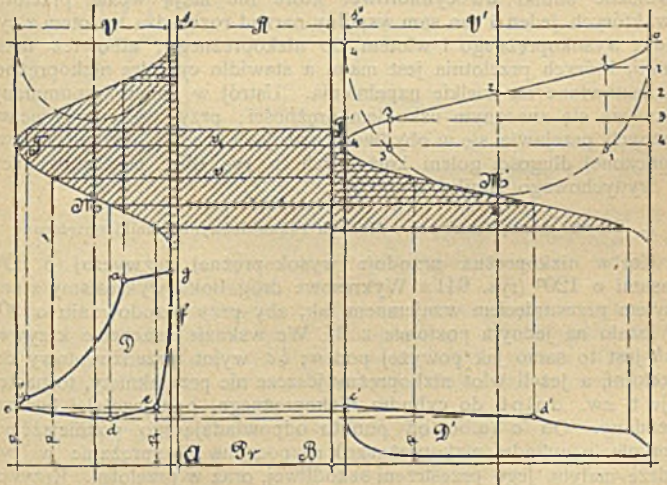
Jednoczesne położenia tłoków, przy zwykłym stosunku korby do gołni korbowej jak 1 : 5, przesuwają się do 10%. Skutkiem tego wskaży

Rys. 639.



kukorbowych stron cylindra, złożone w całość, odstawają znacznie od siebie, wskazując pozornie wielkie uskoki prężności; wskaży zaś stron od-

Rys. 640.



korbowych prawie że się stykają. Lewa część rys. 639 przedstawia wskaży strony korbkowej obu cylindrów, prawa zaś strony odkorbkowej.

Rys. 640 przedstawia wykresowe dróg tłokowych w założeniu nie-skończenie długich goleni korbowych; dla tłoków przeciwbieżnych wykresowe te są zatem tylko średnimi dróg strony odkorbowej i ku-korbowej.

Punkty T i T' , wskazujące położenie w chwili zwrotu tłoków, leżą na jednym poziomie. We wskazie wysokoprężnej ga przedstawia wlot, ab rozprężanie, bc wylot przedzwrotowy do przelotni, cd przelot z rozprężaniem w obydwóch cylindrach. Po domknięciu w położeniu d , (dla którego oblicza się zawartość i strata pary) następuje dalsze rozprężanie wyłącznie tylko w cylindrze niskoprężnym, podczas gdy jednocześnie tłok wysokoprężny w drodze od d do e spręża parę w przelotni; ef wreszcie przedstawia sprężanie w cylindrze wysokoprężnym. Trzeba się starać, aby prężność w e doprowadzić w przybliżeniu do prężności końcowej w b lub c , a to w celu zmniejszenia uskoku prężności. Gdyby prężność w e wzniosła się wyżej, to w c para z przelotni cofałaby się do cylindra wysokoprężnego, co we wskazie ujawniłoby się w postaci śpica, albo pętli. Przy większych napełnieniach w cylindrze wysokoprężnym, konieczność wypełniania szkodliwej przestrzeni cylindra niskoprężnego parą wyższej prężności, oraz strata od chłodzenia powodują wzmaganie się uskoku.

Wykresowe przelotu można wykreślać na podstawie wzoru hyperboli $pv = p_1 v_1 = \text{stałej}$, wyznaczając dla danych v przynależyte wartości p , chociaż, ściśle biorąc, tak rozprężanie podczas przelotu, jako też i sprężanie w przelotni odbywa się podług wzoru o zmiennym wykładniku wartości < 1 .

Częstokroć zowią silnikami Woolfa tylko takie spół- lub przeciwbieżne silniki dwucylindrowe, które nie mają wcale przelotni i w których jeden i ten sam wspólny narząd rozrządza wylotem z cylindra wysokoprężnego i wlotem do niskoprężnego; albo też takie silniki, których przelotnia jest mała, a stawidło cylindra niskoprężnego nastawione na wielkie napełnienia. Ustrój w końcu wspomniany odznacza się znacznym uskokiem prężności; przy tłokach przeciwbieżnych przejawia się w obydwóch ustrojach bardzo jaskrawo wpływ skończonej długości goleni korbowych (p. rys. 639, przedstawiający z wydechowego silnika Woolfa).

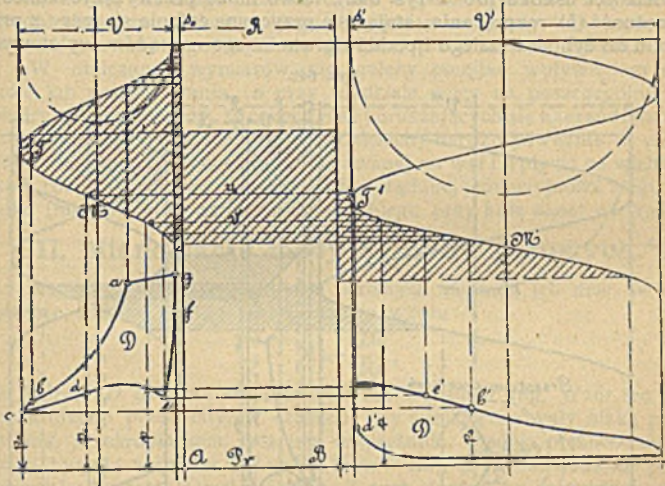
β. Silniki dwucylindrowe, o tłokach różnobleżnych (silniki sprężone).

Korba niskoprężna przoduje wysokoprężnej zazwyczaj o 90° , czasami o 120° (rys. 641). Wykresowe dróg tłoka wykreślamy z należytem przesunięciem wzajemnem tak, aby przy przodowaniu o 90° T' leżało na jednym poziomie z M . We wskazie znaczenie krzywej gab jest to samo jak powyżej pod α ; bc wylot przedzwrotowy do przelotni, a jeżeli wlot niskoprężny jeszcze nie przymknięty, to następuje t. zw. dołot do cylindra niskoprężnego, ponajczęściej bardzo pożądanym. Od c (albo od punktu odpowiadającego późniejszemu domknięciu cylindra niskoprężnego) rozpoczyna się sprężanie w cylindrze małym, jego przestrzeni szkodliwej, oraz w przelotni. Krzywa cd będzie zatem (podobnie jak pod α) w przybliżeniu hyperbolą równoramienną ze środkiem w B . W punkcie d rozpoczyna się odmykanie cylindra dużego zaznaczające się niekiedy lekkim uskokiem we wskazie

wysokoprężnej, mianowicie wtenczas, gdy szkodliwa przestrzeń cylindra dużego zużywa wiele pary, albo podskokiem, gdy naodwrot sprężenie w nim nadmierne, np. podczas biegu jałowego lub z małym obciążeniem. Od d do e w obydwóch cylindrach i w przelotni przebieg prężności jest jednakowy i łączny, a podczas niego uwydatnia się zazwyczaj dobitnie najmniejszość objętości między tłokami zawartej, którą uwiadcniają wykresowe dróg tłokowych. Tę część wyznaczamy podług wzoru przybliżonego $p v = p_1 v_1$.

We wskazie niskoprężnej, od d' do e' , odtwarza się wykresowa przelotu przez przynależyte rzędne, z małymi jednak uskokami prężności, spowodowanymi prędkością pary i długością jej drogi (goleń korbowa o długości skończonej). W punkcie e' rozpoczyna się rozprężanie współczesne w cylindrze niskoprężnym i przelotni (hyperbola

Rys. 641.



równoramienna, o środku A), które się jednak zazwyczaj przyemiewa nowym dolotem pary wysokoprężnej do przelotni, zachodzącym podczas tego rozprężania, albo nawet już poprzednio przy wczesnym wylocie przedzwrotowym (b).

Miarodajną dla obliczenia zawartości i strat pary jest prężność p_0 po dokonaniem domknięciu wlotu niskoprężnego (h'). Skutkiem dławienia pary podczas domykania, prężność p_0 będzie zawsze niższa od spóeczniejszej prężności w przelotni, równającej się w przybliżeniu prężności małego cylindra w punkcie c .

Zwiększając napelnienie cylindra dużego, możemy w razie potrzeby obniżyć wartość p_0 i przynależytej prężności w przelotni, przez co osiągamy, że przy zwiększonym uskoku bc cała wykresowa przelotu we wskazie obniży się, czyli że się praca cylindra małego powiększy, a dużego zmniejszy. (Rozdział pracy na cylindry i obciąż-

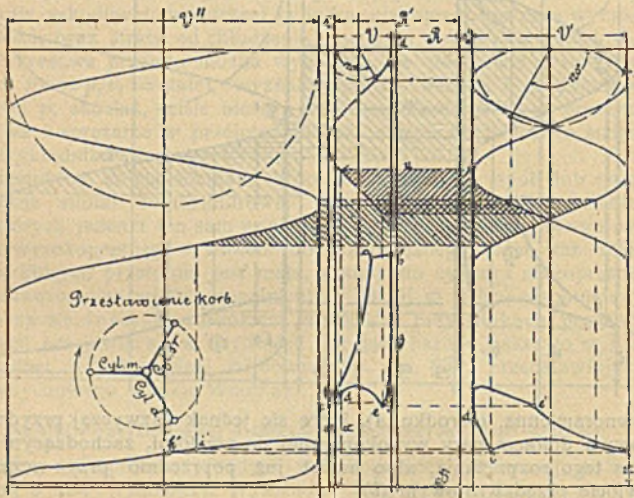
żenie tłoczyska i goleni korbowej pozostaje w związku z prężnością wlotową cylindra małego i ze stosunkiem objętości obydwóch cylindrów).

7. Silniki wielocylindrowe z trzykrotnem rozprężaniem.

Zwykły układ cylindrów w silnikach leżących bywa następujący: wysokoprężny (mały) i średnioprężny (średni) za sobą w układzie spóttłoczyskowym (tandem) działają na jedną korbę, na drugą zaś, o 90° przestawioną i przodującą, działa sam cylinder niskoprężny (duży).

W silnikach stojących stosują przeważnie trzy korby pod 120° względem siebie przestawione: korba niskoprężna przoduje pozostałym, dalej następuje korba średnioprężna, wreszcie wysokoprężna. Kolejność odwrotna powoduje wysokie podniesienie się sprężenia w przelotni, które, przy pożądanej w silnikach fabrycznych małej wielkości uskoju (bc w rys. 642), łatwo może przewyższyć końcową prężność (b) rozprężania, stając się przyczyną cofania się pary z przelotni do cylindra małego i poddźwigiwanie jego narządów wylotowych.

Rys. 642.



W rys. 642 przedstawiono wykres objętości dla korb przestawionych o 120°, z których korba niskoprężna przoduje innym. Wykresowe dróg tłokowych przesunięto stosownie względem siebie. Znaczenie krzywej abc to samo, jak powyżej pod α i β ; sprężanie cd w małym cylindrze i w pierwszej przelotni trwa krótko, a określa się hyperbolą równoramienną o środku B ; wskaźnika wspólnego przebiegu prężności de podczas przelotu wydłuża się. Podobnie też we wskaźniku niskoprężnej, z powodu późnego domknięcia h' , uwidocznia się wspólne rozprężanie od i' do h' w cylindrze dużym i wdrugiej przelotni.

4. Rozdział pracy (mocy) na poszczególne cylindry.

Dla określonego obciążenia średniego, albo pełnego, można pracę rozdzielić w przybliżeniu równo na wszystkie trzy cylindry silnika. Zmniejszenie obciążenia silnika zmienia jednak rozdział pracy w ten sposób, że praca cylindra wysokoprężnego przeważa zazwyczaj znacznie. A jeśli nadto tłok mały pracuje spółtłoczyskowo ze średnim (tandem), to naciski w tłoczysku i goleni tej strony wzrastają niepomierne w stosunku do niskoprężnej, i wadliwość ta, przy normalnym stosunku objętości cylindrów, nie da się usunąć nawet przez zmienne napełnienia cylindrów następujących.

Możemy polepszyć te warunki przez rozdwojenie cylindra niskoprężnego, które we wielkich silnikach i bez tego staje się pożądanem ze względu na znaczne wymiary tegoż cylindra. Cylinder wysokoprężny działa natenczas z jednym z bliźniaków niskoprężnych na jedną korbę, zaś drugi bliźniak działa spółtłoczyskowo z cylindrem średnioprężnym na korbę drugą. Cylinder ten otrzymuje stosowne wymiary, a moc jego może się zmieniać przez zmianę uskoku.

W obliczaniu wymiarów nie należy pomijać wpływu ogrzewków lub przegrzewania, a przy rozdziale mocy na poszczególne cylindry pamiętać należy, że rozpęd mas poruszających się naprzód i wstecz uwydatnia się (przy wielkich prędkościach) bardzo poważnie w chwilowych sumach pracy cylindrów oddawanej na wał i wpływa na wielkość koła rozpędowego, wyznaczaną podług żądanej jednostajności biegu silnika (lub odwrotnie na jednostajność biegu przy kole danej wielkości).

III. Mianowanie mocy silników parowych.*)

Angielscy wytwórcy silników parowych mianują ich moc w MK jeszcze obecnie podług przestarzałego wzoru:

$$N = \frac{D^2}{10},$$

w którym D oznacza średnicę cylindra w calach ang. Wzór ten wprowadzono przed laty, w czasach, gdy silniki pracowały niską prędkością, ze skraplaczem, lecz bez rozprężania. Średnia prędkość wskazana bywała wówczas: $p_i = 25$ funtów/cal², prędkość tłoka nie przekraczała wartości $c = 4$ stóp/sek. Z tych danych i z angielskiej wartości na $MK = 550$ funtostóp/sek., oraz sprawności $\eta = 0,7$ wprowadza się wzór ów w sposób następujący:

$$N = \frac{11^2 \cdot 3,14}{4} \cdot \frac{25 \cdot 4}{550} \cdot 0,7 = \infty \frac{D^2}{10}.$$

Wyniki tego wzoru mijają się tak dalece z rzeczywistością, t. j. pożytkową mocą silników nowszych ustrojów, że np. silnik o średnicy cylindra 12", o skoku 24" i 95-ciu obrotach na min., o istotnej mocy pożytkowej około 26 MK , sprzedaje się w Anglii jako 15-to konny;

$$\left[\frac{12^2}{10} = 14,4 \approx 15 \right].$$

*) Inż. A. Słucki, O mianowaniu pracy maszyn parowych, Warszawa 1895, odbitka z Przeglądu Technicznego

Podług A. Słuckiego we wszystkich silnikach parowych, jedno- lub wielocylindrowych, ze skraplaczem lub bez niego, przy dowolnej (stosowanej obecnie w praktyce) prężności pary świeżej, lecz przy najoszczędniejszym napełnieniu, średnia prężność pożytkowa p_n pary w silniku ma wartość w przybliżeniu stałą, a mianowicie: $p_n = \eta p_i = 1,455$ atm.

Wprowadzając tę wartość, oraz wartości $c = \frac{ns}{30}$ i $F = \frac{d^2\pi}{4}$ w zasadniczy wzór na moc silnika parowego (p..str. 862), wyrażoną w MK, a mianowicie we wzór:

$$N_n = \frac{10000}{75} p_n F c,$$

z potrąceniem jeszcze na przekrój tłoczyska $1\frac{1}{2}\%$ wartości F , otrzymamy:

$$N_n = \frac{10000}{75} \cdot 1,455 \cdot 0,955 \cdot \frac{d^2\pi}{4} \cdot \frac{ns}{30} = 5 ns d^2 = 10 d^3 \frac{s}{2d} \cdot n.$$

Wyrażając zaś średnicę D i skok S w decymetrach, zamiast w metrach, t. zn. podstawiając $d = 0,1 D$ i $s = 0,1 S$, otrzymamy:

$$N_n = D^3 \cdot \frac{S}{2D} \cdot \frac{n}{100}.$$

W silnikach o stosunku $S = 2D$ i przy $n = 100$ będzie zatem:

$$N_n = D^3.$$

Mianowana moc silnika parowego, którego skok równa się podwójnej średnicy cylindra, a ilość obrotów jest 100 na minutę, wyraża się sześcianiem średnicy cylindra, mierzonej w decymetrach; (dla silnika wielocylindrowego miarodajnym jest cylinder największy, lecz, rozumie się, nierozdwojony). Przy dowolnych stosunkach $S : D$ i ilościach obrotów n , należy stosować wzór ogólny, powyżej wyprowadzony:

$$N_n = D^3 \cdot \frac{(S : D)}{2} \cdot \frac{n}{100}.$$

Ze wzorów tych A. Słucki wylicza naodwrot wartości napełnień, przy jakich dany silnik wydawałby moc zgodną ze wzorami powyższymi, a z tablicy zestawiającej owe napełnienia podajemy poniżej te wartości, które dadzą się bezpośrednio porównać z wartościami tablicy II (na str. 853) podanej przez Hrabaka, a wzorowanej na tablicach Kása, dla napełnień najkorzystniejszych:

Bezwzględna prężność wlotowa p atm.	Jednocylindrowe silniki z wydech	Silniki ze skraplaczem:		
		Jednocylindrowe		Dwucylindrowe
		bez ogrzewka	z ogrzewkiem	
4	0,48—0,39	0,23—0,20	—	—
5	0,31—0,26	—	0,14—0,11	—
6	0,23—0,19	—	0,11—0,09	0,11—0,085
8	—	—	0,08—0,07	0,07—0,06
10	—	—	—	0,05—0,04

Podług A. Słuckiego wyniki wzorów jego zupełnie są zgodne z rzeczywistością dla silników ze skraplaczem, a przy silnikach wydychowych tylko przy wyższych prędkościach pary wlotowej wyniki bywają za małe. W parowozach wzory dają moc pociągową, liczoną na obwodzie kół parowozu.

B. Rozrząd pary w silnikach. *)

I. Kanały rozdzielcze.

Przekroje kanałów i wielkości ich odemknięcia powinny być takie, aby para w nich nie nabierała prędkości nadmiernej, powodującej dotkliwy uskok prędkości. Wskazy silników parowych ujawniają, że dławienie podczas wlotu następuje już przy prędkościach $w' = 50$ do 60 m/sek., a podczas wylotu przy $w' = 80$ do 100 m/sek. w zależności od tego, czy para wylotowa posiada prędkość atmosfery, czy też skraplacza. Objętość pary liczymy w tym razie jako równą objętości cylindra, powiększonej w stosunku prędkości końcowej rozprężania do prędkości wylotowej.

Przekrój kanałów obliczamy na prędkość pary $w_{\max} = 30$ do 40 m/sek. podczas najszybszego biegu tłoka, t. j. dla c_{\max} w m/sek. (p. str. 553). Oznaczywszy przekrój tłoka przez F w m^2 , otrzymamy przekrój kanału:

$$f = F \frac{c_{\max}}{w_{\max}} m^2.$$

Kanały służące i dla wlotu i dla wylotu należy obliczać podług wylotu pary, wlot zaś ograniczać przez stosownie zmniejszone odmykanie wlotki **).

Kanały krótkie, albo przeznaczone wyłącznie tylko na wlot pary przy napełnieniach, nie przekraczających $0,3$ skoku, mogą posiadać przekroje mniejsze, lecz tak ustosunkowane, ażeby największa prędkość w_{\max} pary, określona z prędkości tłoka w chwili przymknięcia wlotki, nie przewyższała 40 m/sek. dla suwaków tłokowych i zaworów, a 47 m/sek. dla suwaków płaskich lub kurków Corliss'a. Przekrój kanału będzie natenczas:

$$f = F \frac{c \pi \sin w}{2 w_{\max}},$$

a dla napełnienia	0,1	0,15	0,20	0,25	0,30,
$\sin w =$	0,59	0,71	0,80	0,86	0,91.

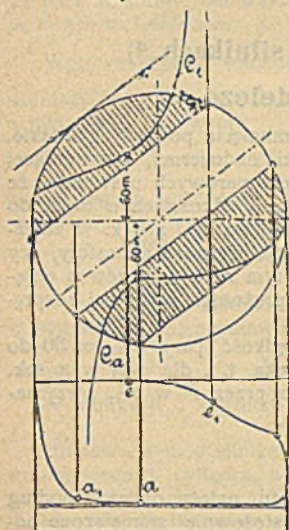
Uwzględniwszy te warunki, otrzymamy takie przekroje kanałów, w których prędkość pary w_{\max} w chwili przymknięcia wlotki nie przekroczy granic powyżej podanych, a więc w których też nie pojawi się ani dławienie pary, ani przedwczesny uskok jej prędkości. Prędkość w przekroju wlotki będzie: $w = \frac{F}{f} c$, jeżeli przez c oznaczymy

*) Podług A. Riedler'a.

***) Okienko wlotowe zwać będziemy dla krótkości wlotką, okienko zaś wylotowe—wylotką.

zmienną prędkość tłoka, a przez f'' zmienny przekrój wlotki. Wykres tego wzoru okaże się dogodnym do sprawdzania rozrządu: Na zasadzie **suwakowego wykresu Reuleaux'go** (p. str. 889) wykreślono rys. 643,

Rys. 643.



w którym przez rzędne obydwu krzywych e' i e_a , mierzone od poziomej średnicy koła w górę i w dół, przedstawiono teoretyczne prędkości w pary podczas wlotu i wylotu, przez odcięte zaś przynależne drogi tłoka. W punktach e i a prędkość pary przekracza 60 m/sek., a w punktach e_1 i a_1 następuje odcięcie kanałów od przestrzeni suwakowej.

Dla stawideł suwakowych okienka prostokątne na gładzi podsuwakowej wypadaloby wykonywać możliwie szerokie, w przeciwnym bowiem razie rozbrzeżność a wlotki będzie za wielka, a od niej zależą pozostałe wymiary stawidła; okienka zbyt ciasne stają się jednak powodem strat skutkiem dławienia pary. Stosunek rozbrzeżności okienek wlotowych do ich szerokości bywa w małych silnikach $1/4$, w średniowielkich $1/6$, a w dużych $1/6$ do $1/10$. Środkowe okienko odlotowe (o d l o t k a) przy jednakowej szerokości, bywa bardziej rozbrzeżne od sąsiadującego z nim

okienka wlotowego wzgl. wylotowego, a mianowicie o tyle, aby w skrajnym położeniu suwaka pozostawał się jeszcze dostateczny przekrój odlotowy, o rozbrzeżności równej a do $3/4a$.

II. Zwykły rozrząd suwakowy.

a. Objaśnienia i znakowania.

W każdym silniku o napędzie korbowym (por. str. 551 i n.) tłok wykonywa na przemian **bieg kukorbowy**, zbliżający go do wała korby, i **bieg odkorbowy**, oddalający go od wała korbowego. Koniec przeto cylindra, w którym para wywiera nacisk na tłok, nadając mu ruch kukorbowy, będzie końcem położonym dalej od korby, a więc leży na **stronie odkorbowej cylindra**, i na odwrót: ruch odkorbowy tłoka powstaje pod wpływem nacisku pary na stronę kukorbową tłoka, a więc po **stronie kukorbowej cylindra**, położonej między tłokiem i wałem korbowym.

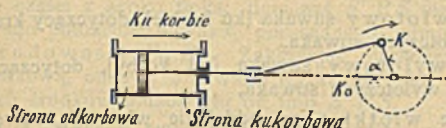
Wobec obustronnego działania pary na tłok cylindra, okresy wlotu (względnie wylotu) pary powstawać będą dla jednej strony cylindra podczas kukorbowego (względnie podczas odkorbowego) skoku tłoka, dla drugiej zaś strony na odwrót. Rozpatrując przeto wykres

pary pewnej strony cylindra, bez uwzględniania czy jest ona stroną kukorbową czy też odkorbową, mówić będziemy o **wysuwaniu tłoka** podczas okresu wlotu i rozprężania pary, i o **cofaniu tłoka**, powodującym wylot i sprężanie pary na tejże stronie cylindra.

Nadto rozróżnić będziemy silniki obracające się **w prawo** względnie **w lewo**, zakładając przytem, że obrotem w prawo nazywamy obrót korby, zgodny z biegiem wskazówek zegarka dla widza, mającego przed oczyma silnik o cylindrze leżącym na lewo, a korbie na prawo (rys 644).*)

Skończona długość goleń korbowej (korbowód), wpływająca na wzajemny stosunek drogi tłoka i drogi korby (p. str. 551 i n.), jak również podobny wpływ wywierająca goleń suwakowa (łącząca drążek suwaka z obręczą mimośrodową) na drogę suwaka, zmusza nas do

Rys. 644.



Rys. 645.

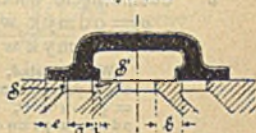


oddzielnego rozpatrywania wykresów pary dla strony odkorbowej i kukorbowej tłoka. Szczegółowe atoli wywody podamy tylko dla strony odkorbowej silnika o układzie zwykłym, i obrocie w prawo (rys. 644), z mimośrodem E przodującym korbie K (rys. 645), starając się przytem nadać im charakter ogólny, przez umieszczenie w nawiasach wyrażień, dotyczących ściśle tylko powyższego założenia.

Górna połowa drogi korby ponad kierunkiem drogi tłoka odpowiadać będzie wówczas wykresowej wlotu i rozprężania (rys. 643) dla badanej strony odkorbowej cylindra, dolna zaś połowa tegoż kola-wykresowej wylotu i sprężania.

Celem określenia rozrzędu pary dla kukorbowej strony cylindra, wypadnie rozpocząć wykres od kukorbowego punktu zwrotu tłoka, uwzględniając oczywiście właściwe ustawienie mimośrodowa suwakowego względem korby (p. rys. 645).

Rys. 646.



*) Zastępując nowymi nazwami używane dotychczas miano nieściśle, wzięte z niemieckiego, jak: strona przednia lub strona tylna cylindra, bieg tłoka naprzód lub wstecz i t. p., wymagające specjalnych założeń, albo też nazwy, jak: strona cylindra od pokrywy, strona od krzyżulca, zależne wyłącznie od ustroju silnika, — mieliśmy na celu możliwość stosowania z zupełną ścisłością jednakowych nazw, do wszelkich silników o napędzie korbowym i układzie dowolnym, t. j. bez względu na to, czy wał korbowy leży po tej samej stronie cylindra, co krzyżulec, czy też po przeciwległej.

Natomiast miano biegu naprzód, zatrzymaliśmy na oznaczenie normalnego biegu silnika (np. w parowozie, dźwigarce); miano zaś biegu wstecznego stosować będziemy dla odwrotnego kierunku ruchu danego silnika.

Wreszcie, mówiąc o rozrządzie pary, wychodzić będziemy z obrazu suwaka nieckowatego zwykłego (p. rys. 646), który w swem środkowym położeniu, względem gładzi podsuwakowej przysłania zarówno zewnętrznie jak i wewnętrznymi swymi krawędziami okienka kanałów prowadzących do cylindra, jak również zakładać będziemy, że wewnątrz niecki suwakowej łączy się z przestrzenią, do której para wylata (wylotnią), a zewnętrzna część niecki porusza się w parze przeznaczony do wlotu.

Oznaczać będziemy przez:

- a* rozbrzeżność wlotki (okienka wlotowego),
b grubość szczebla między okienkami gładzi podsuwakowej,
 Wykonuje ją się zwykle równą grubości ścianki cylindra, lub też $b = 0,5a + 10$ mm,
 ξ drogę suwaka, mierzoną od jego położenia środkowego, a mianowicie:
 $\xi =$ odsuw wlotowy suwaka [ku korbie], dotyczący krawędzi wlotczych suwaka,
 $\xi' =$ odsuw wylotowy suwaka [od korby], dotyczący krawędzi wylotczych suwaka,
e przysłonięcie wlotki, t. zn. oddalenie wlotczej krawędzi suwaka od krawędzi wlotowej okienka wlotowego, gdy suwak znajduje się w położeniu środkowym,
i przysłonięcie wylotki, t. zn. oddalenie wlotczej krawędzi suwaka od krawędzi wylotowej okienka wylotowego, dla suwaka w położeniu środkowym,

W rozrządzie suwakiem nieckowatym (rys. 646) staje się na przemiany wlotką i wylotką to samo okienko kanału cylindra, mające rozbrzeżność *a*. Przy rozrządzie tym nazywamy *e* — przysłonięciem zewnętrznym, zaś *i* — wewnętrznym.

- o* odemknięcie wlotki lub wylotki, a mianowicie:

$$o = \text{odemk wlotki}; \quad o = \xi - e,$$

$$o' = \text{odemk wylotki}; \quad o' = \xi' - i.$$

Wynika stąd, że odemk równy zeru, t. j. chwila odmykania wlotki, wzgl. przemykania wylotki następuje, gdy: $o = \xi - e = 0$, oraz $o' = \xi' - i = 0$, czyli dla odsuwu przedwlotowego: $\xi = e$, a dla odsuwu przedwylotowego: $\xi' = i$,

- α kąt korby, t. j. kąt $K_0 O K$ (rys. 644 i dalsze),
x wysunięcie tłoka, czyli jego droga mierzona (w prawo) od danego punktu zwrotu (odkorbowego),
x' cofnięcie tłoka, czyli jego droga mierzona (w lewo) od przeciwnego (kukorbowego) zwrotu. (Oznaczenie dróg tłoka p. str. 551 i 552);

Zwrot, czyli punkt zwrotu tłoka lub korby, stosujemy zamiast właściwej nazwy punkt martwy.

- $2R$ całkowity skok tłoka;

Dwuśkok tłoka = wysunięcie i cofnięcie tłoka.

- r* mimośrodowość; a więc $2r =$ całkowity skok suwaka,

- δ kąt przodowania mimośrod; całkowity kąt, o który mimośród przoduje korbie, wynosi $90^\circ + \delta$,

v odemknięcie nazwrotowe, czyli odmyk suwaka w chwili zwrotu, t. j. odsuw nazwrotowy (dla $\alpha = 0$) zmniejszony o przysłonięcie, a mianowicie:

$$v = \xi_0 - e = \text{odmyk nazwrotowy wlotki}$$

$$v' = \xi_0' - i = \text{odmyk nazwrotowy wylotki; *)}$$

Dla suwaka nieckowatego zwykłego mówić można o odmyku nazwrotowym zewnętrznym wzgl. wewnętrznym.

b. Geometryczne przedstawienie dróg suwaka.

(Zasady wykresów suwakowych.)

Linia LDT , będąca średnicą koła korby $K_0K\dots$ (w rys. 647 do 673), niech oznacza drogę tłoka, na której mierzymy przebyte części x skoku tłoka; linia zaś $S'PS$ niech będzie osią środkowego położenia suwaka, poruszanego mimośrodem o koło mimośrodowości $E_0E\dots$. Zakładając nieskończenie długą goleń suwakową, odsuwy ξ suwaka wyrazimy jako odległości danych położzeń środków mimośrodu od linii $S'PS$.

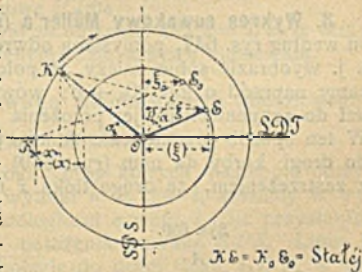
1. **Wykres suwakowy Falkenberg'a** (rys. 647). Kierunek drogi tłoka oraz kierunek osi środkowego położenia suwaka tworzą w tym wykresie kąt zgodny z ich kątem rzeczywistym.

Gdy korba znajduje się na lewym zwrocie K_0 , położenie środka mimośrodu suwakowego, przodującego korbie o kąt $90 + \delta$, będzie w punkcie E_0 koła mimośrodowości. Podczas obrotu silnika wzajemna odległość punktów K_0 i E_0 nie ulega zmianie, t. zn. $KE = K_0E_0 = \text{stała}$.

Rzut prostopadły punktu K na kierunek drogi tłoka wyznacza drogę tłoka x dla kąta α ; odległość zaś punktu E , skojarzonego z punktem K , od osi środkowego położenia suwaka $S'PS$ daje przynależny odsuw ξ suwaka. Jeżeli mamy uwzględnić długość gołeni korbowej (korbowodu) L , to zamiast pionowego rzutu punktu K zataczamy przez punkt ten łuk promieniem L i znajdujemy drogę tłoka (x); w podobny sposób otrzymujemy odsuw (ξ) suwaka, przynależny pewnej określonej długości l gołeni suwakowej.

2. **Wykres suwakowy Reuleaux'go** (rys. 648). Łatwo dostrzedz z rys. 647, że, jeżeli oś środkowego położenia suwaka $S'PS$ obróci-

Rys. 647.

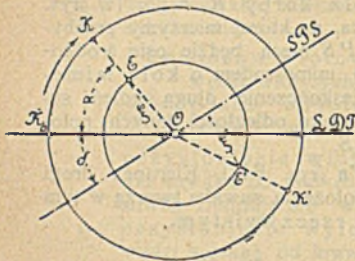


$KE = K_0E_0 = \text{Stała}$

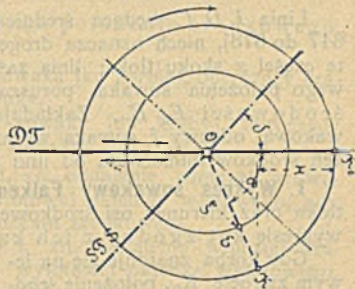
*) Używana nazwa: Wyprzedzenie liniowe — jest błędna, gdyż analogicznie do nieściślej dawnej nazwy kąt wyprzedzenia — mogłaby ona tylko oznaczać — odsuw nazwrotowy, nie zaś odmyk nazwrotowy.

my wstecz o kąt $90^\circ + \delta$, względem kierunku drogi tłoka LDT , to punkt E_0 leżeć będzie na linii przynależnego mu położenia korby K_0O . przeto dla położenia K korby, punkt E jej przecięcia z kołem mimośrodowości (rys. 648) daje przynależne położenie środka mimośrodu suwaka. Uproszczenie to stanowi zasadę wykresu Reuleaux'go. Drogi tłoka i suwaka znajdujemy w tym wykresie jak pod 1. Gdy wszakże chodzi o uwzględnienie długości l goleni suwakowej, należy przeprowadzić linię prostopadłą do linii SPS , przedstawiającą kierunek drogi suwaka, i z prostopadłej tej. zataczać luki długością l przez punkty E na drogę suwaka.

Rys. 648.

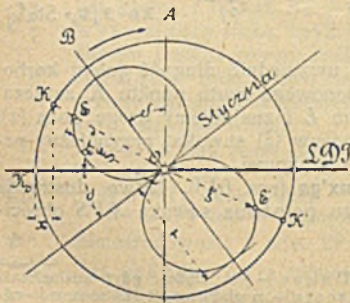


Rys. 649.



3. Wykres suwakowy Müller'a (rys. 649). Jest on zmianą wykresu według rys. 647, pomyślaną odwrotnie jak w wykresie Reuleaux'go, t. j. wyobrazić sobie należy, iż położenie zwrotne korby OK_0 obracamy naprzód o kąt $90^\circ + \delta$; wówczas kresa zwrotna K_0O dochodzi do przynależnego jej położenia OE_0 mimośrodowości (rys. 647). W ten sposób przedłużenie danego położenia OE mimośrodowości aż do drogi korby da nam (rys. 649) przynależne położenie korby K , z zastrzeżeniem, że drogę tłoka x mierzyć będziemy jako rzut prostopadły punktu K na kierunek LDT . Co do uwzględniania długości goleni korby (L) i suwaka (l) por. 1 i 2.

Rys. 650.

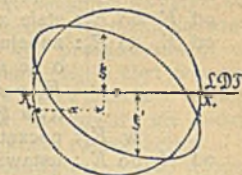


4. Wykres suwakowy Zeuner'a (rys. 650). Zeuner wykazał, że dla $l = \infty$, kolejny wzrost i zmniejszanie się odsuwów suwaka po jednej stronie jego środkowego położenia da się wyrazić przez równanie biegunowe koła o średnicy r , równej danej mimośrodowości a , mającego początek spórzędnych na swym obwodzie. Jeżeli przeto po obu stro-

nach osi środkowego położenia suwaka zakreślmy dwa takie koła styczne do niej, to długości promieni wodzących obu tych kół przedstawiają kolejne odsuwy suwaka, podczas jednego obrotu korby. Koła te nazywamy kołami odsuwów. Wskutek kąta przodowania δ mimośrodowo, każdemu kątowi α korby, odpowiadać będzie w kołach odsuwów promień wodzący pochylony pod kątem $\delta + \alpha$ względem osi środkowego położenia suwaka. Związki powyżej określone służą do sporządzania wykresu suwakowego (rys. 650): dany kąt przodowania δ dostawiamy wstecz do AO , prostopadłej do drogi tłoka LDT i na otrzymanej linii OB , jako średnicy, zataczamy dwa koła o średnicach r . Wówczas położeniu korby OK (t. j. drodze tłoka x) odpowiadać będzie odsuw suwaka EO leżący na korbie KO . Górne koło odsuwów ponad styczną, będącą osią środkowego położenia suwaka, daje jego odsuwy wlotowe (to zn. dla suwaka nieckowatego rys. 646, — ku korbie) dolne zaś, leżące pod styczną, daje odsuwy wylotowe (to zn. suwaka nieckowatego — od korby). Uwzględnienie długości gołeni korbowej — por. I; uwzględnienie długości gołeni suwakowej l , jako zbyt zawile pomijamy.

5 Wykres suwakowy elipsowaty (rys. 651). Na kresie drogi tłoka LDT' , jako osi odciętych, wystawiamy jako rzędne odsuwy suwaka przynależne odpowiednim położeniom tłoka, uważając odsuwy wlotowe ξ (dla suwaka nieckowatego — kukorbowe) za rzędne dodatne, a odsuwy wylotowe ξ' (dla suwaka nieckowatego — odkorbowe) za odjemne. Dla $l = L = \infty$ otrzymujemy istotną elipsę, w przeciwnym razie krzywą elipsowatą.

Rys. 651.



c. Wykresy dla zwykłego suwaka nieckowatego (muszlowego).

1. Ogólne uwagi i znakowania.

Celem znalezienia położenia tłoka, przy których następuje odmyk wlotki $\sigma = \xi - e$, wzgl. odmyk wylotki $\sigma' = \xi' - i$, kreślimy w wykresach rys. 647, 648 i 649 w odległości e wzgl. i linie przysłonięć, równoległe do osi środkowego położenia suwaka SPS . Linie te w wykresie rys. 651 będą równoległe do drogi tłoka LDT , w wykresie Zeuner'a natomiast (rys. 650) będą to łuki kół opisanych ze środka O .

Punkty przecięcia linii przysłonięć z kołami mimośrodkowości (Falkenberg, Reuleaux, Müller), z kołami odsuwów (Zeuner) lub z krzywą elipsowatą (rys. 651) odpowiadają położeniom tłoka, przy których rozpoczyna się lub kończy odmykanie wlotki wzgl. wylotki.

Wszakże oprócz tych czterech zasadniczych chwil rozrządu pary, t. j. początku i końca tak wlotu, jak i wylotu pary, znajdujemy nadto w wykresie suwakowym jeszcze inne punkty, wybitne w przebiegu czterech zasadniczych okresów działania pary: wlotu, rozprężania, wylotu i sprężania. Punkty te nie zawsze uwydatniają się we wskazach, uwzględniać je jednak należy przy sporządzaniu wykresów pary

Stosując do wszystkich dalszych wykresów (rys. 652 — 673) je-dnakowe oznaczenia, znajdziemy w nich:

$E_1 = PD$: początek odmykania wlotki, t. j. początek wlotu przedzwrotowego = koniec sprężania; odsuw przed-wlotowy $\xi = e$,

od E_1 do E_2 : okres wlotu,

$E_2 = R$: koniec przymykania wlotki, t. j. koniec wlotu (tak zwane dotychczas: odcięcie pary) = początek rozprężania; i w tym razie $\xi = e$,

od E_2 do E_3 : okres rozprężania,

$E_3 = PO$: początek odmykania wylotki, t. j. początek wylotu przedzwrotowego = koniec rozprężania; odsuw przedwylotowy $\xi' = i$,

od E_3 do E_4 : okres wylotu,

$E_4 = S$: koniec przymykania wylotki, t. j. koniec wylotu = początek sprężania; i tu również $\xi' = i$,

od E_4 do E_1 : okres sprężania.

Podczas okresu wlotu, dostrzegamy:

od E_1 do E_2 : stałe zwiększanie się odmyku o wlotki,

od E_2 do E_3 : zupełne odemknięcie wlotki na całą rozbrzeżność a , o ile $r > e + a$; jeżeli zaś $r = e + a$, to punkt E_2 pada na E_3 , czyli zupełne odemknięcie wlotki trwa tylko chwilę,

w E_3 : początek przymykania wlotki,

od E_3 do E_4 : ustawiczne zmniejszanie się odmyku o wlotki, aż do $o = 0$.

Podczas okresu rozprężania wlotka i wylotka danej strony cylindra pozostają zupełnie przymknięte.

Podczas okresu wylotu znajdujemy:

od E_3 do E_4 : ciągle zwiększanie się odmyku o' wylotki,

od E_4 do E_1 : zupełne odemknięcie wylotki (która w suwaku nie-cokowatym rys. 466 poprzednio służyła za wlotkę); aby okres ten trwał dłużej niż jedną chwilę, po-winno być $r > i + a$,

w E_1 : początek przymykania wylotki,

od E_1 do E_2 : ustawiczne zmniejszanie się wylotki o' , aż do $o' = 0$.

Podczas okresu sprężania zarówno wylotka jak i wlotka danej strony cylindra pozostają zupełnie przymknięte.

2. Projektowanie wykresów suwakowych na zamierzony rozrząd pary.

1. Uwagi ogólne. Zazwyczaj z założonych wartości: PD , R , PO i C , i określonej prędkości tłoka (str. 882 i n.), jako też wartości a , oznaczamy nieznanne: δ , i , r , oraz e .

Dobieramy najwłaściwszy dla danego silnika punkt wlotu przed-zwrotowego PD i punkt wylotu przedzwrotowego PO (p. str. 869). Początek sprężania S określa się warunkiem, aby koń-cowa prężność sprężania nieprzekraczała prężności wlotowej. (W cy-

lindrach z odlotem do skraplacza, nie dosięgamy stopnia sprężenia, jaki z innych względów mógłby być pożądanym, gdyż wymagałby on zbyt wczesnego rozpoczęcia sprężania, nie dającego się osiągnąć w prawidłowym rozrządzie suwakowym). Wobec tego, przy zastosowaniu zwykłego suwaka, czwarty okres rozrządu pary — rozprężanie — zależy od doboru trzech pierwszych wartości.

Obierając położenia PO i S odpowiednio do ich względnych dróg tłoka (p. str. 894 i n.) na rzędnych wykresu pary, znajdujemy przynależne im położenia korby E_5 i E_8 w wykresie suwaka. Oba te punkty określają nam δ oraz i , jak to uwydatnia rys. 652. Punkt wlotu przedzwrotowego PD oznacza się albo z względnej drogi tłoka (np. 0,5 do 1%) i znajduje właściwe mu położenie E_1 korby, albo też za punkt wyjścia do określenia punktu E_1 służy odmyk nazwrotowy v , który zakładając

$$v = 0,2a \text{ do } 0,3 a,$$

odcinamy we właściwej wymiarce na wykresie suwakowym (p. 2 poniżej).

Rzut oka na rys. 652 wykazuje, że, chcąc osiągnąć zwykłym suwakiem małe napełnienie cylindra, t. zn. wczesne przymknięcie wlotki ($R = E_4$), należałoby stosować znaczny kąt przodowania δ , co znów spowodowałoby bardzo znaczne sprężenie (E_8), i zbyt wczesne odemknięcie wylotki (E_5), a nadto zmusiłoby do zwiększenia wymiarów e oraz r , dla danego a . Zwykły suwak nieckowaty nie nadaje się przeto do dobrego rozrządu pary z wybitnym rozprężaniem.

Mimośrodowość r , równa całkowitemu odsuwowi suwaka, wyraża się wzorem:

$$r = e + a + m,$$

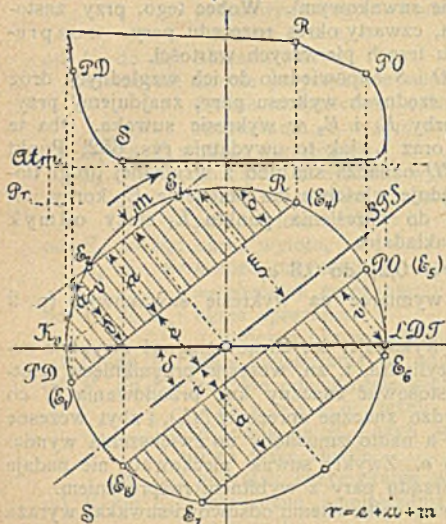
w którym m oznacza odmyk pozawlotkowy suwaka, t. j. drogę przebieżoną przezeń bezcelowo, już po całkowitem odemknięciu wlotki. Niekiedy biorą $m = 0$; zazwyczaj wszakże bierze się m jako małą tylko część a . Bo chociaż suwak będzie tem naglej odmykał i przymykał wlotkę, im większem jest m w stosunku do danego a , jednak działanie takie możnaby osiągnąć tylko przez znaczne równoczesne zwiększenie wartości dla r , i , oraz e , które to wartości wzrosłyby w stosunku $(m + a) : a$.

Każdy z wykresów suwakowych opisanych pod b. nadaje się do rozwiązywania rozmaitych zagadnień.

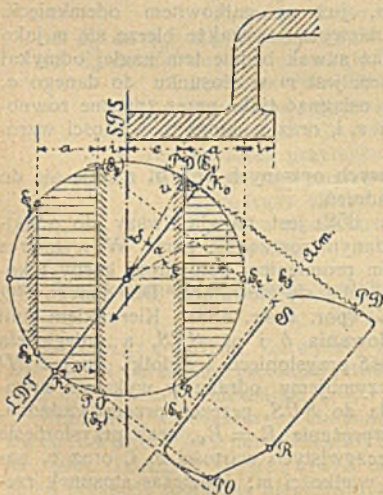
2. Wykres Reuleux'go (rys. 652) jest najwłaściwszy do odnajdowania e , i , r , oraz δ przy danym rozrządzie pary. W wymiarce dowolnej zakreślamy tym samym promieniem koło drogi korby i koło mimośrodowości, t. j. koła ze sobą się zlewające. Dla danego PO i S znajdujemy punkty E_5 i E_8 (por. 1 str. 888). Kierunkiem linii $E_5 - E_8$ określa się kąt przodowania δ i oś SPS , a odległością tej osi od linii $E_5 - E_8$ wielkość przystonienia i wylotki. Znając PD jako względną drogę tłoka, otrzymujemy odrazu w wykresie suwakowym punkt E_1 , a równoległa do SPS , przezeń przeprowadzona, wyznaczy szukany początek rozprężania $R = E_4$, oraz przystonienie e wlotki. Celem znalezienia rzeczywistych wartości e , i , oraz r , należy się zdecydować na wybór wielkości m ; wówczas stosunek rze-

czywistej wielkości $m + a$ do długości kresy $r - e$ w wykresie da jego wymiarke.

Rys. 652.



Rys. 653.



Jeżeli zamiast PD dany jest odmyk nazwrotowy v , i ponieważ odległość punktu zwrotu K_0 od osi SPS w wykresie suwakowym jest równa $a + v$, więc stosunek długości $r - (e + v) = a - v + m$, w wykresie do rzeczywistej znanej wielkości $a - v + m$ da nam wymiarke wykresu, według której określamy rzeczywiste wartości dla r , e , oraz i .

3. Wykres Müller'a (rys. 653) nadaje się najbardziej do oceny działania istniejącego rozrządu suwakowego. Wykonawszy przeto wykres suwakowy dla danych i , e , a , oraz δ , rysujemy wykres pary, kładąc jego linię atmosferyczną

równoległe do kierunku drogi tłoka KDT .

4. Wykres Zeuner'a (rys. 654) jest najdogodniejszy, gdy przysłonięcia e , oraz i są niezmiennic, a chodzi o zbadanie wpływu kąta δ i mimośrodkowości r na rozrząd pary. Wówczas łuki kół zatoczonych promieniami e i i pozostają te same, a rysuje się tylko koła odsuwów na średnicy, skierowanej pod żądanym kątem δ . Zadania tego rodzaju zachodzą przy stawidłach wodzikowych lub jazmowych, jak również przy suwakach przedstawianych miarkownikiem płaskim (p. str. 631).

Jeżeli natomiast chodzi o zbudowanie nowego suwaka, t. z., jeżeli PD , PO i S

są dane, celem oznaczenia i , e , δ , oraz r , postępujemy podobnie, jak przy wykresie Reuleaux'go (p. 2) z tą wszakże różnicą, że zamiast linii prostych zataczamy łuki. A więc:

łącząc punkty S i PO ze środkiem O i połowiac kąt, zawarty między temi kresami, otrzymujemy kąt δ , t. j. pochyłość średnicy, na której promieniami dowolnymi $\frac{1}{2}r$ zataczamy ko-

ła odsuwów. Przecięcie koła dolnego z promieniami S i PO w punktach E_8 i E_5 wyznacza przysłonięcie wylotki i , przecięcie zaś koła górnego z promieniem PD w punkcie E_1 daje wielkość przysłonięcia wlotki e . Łuk, zatoczony promieniem OE_1 , przecina górne koło odsuwów w punkcie E_4 , któremu odpowiada położenie korby w R , określając początek rozprężania.

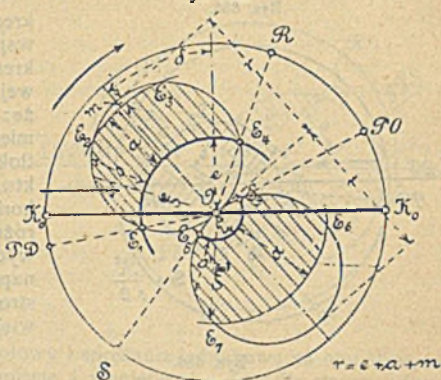
Celem znalezienia rzeczywistej wartości dla e , i , oraz r , postępujemy zupełnie tak samo, jak przy wykresie Reuleaux'go, a także sposobem tam wskazanym dochodzimy do wymiarki wykresu, oraz do wartości e , jeżeli zamiast punktu wlotu przedzwrotowego, dany jest odmyk nazwrotowy v .

d. Wpływ skrócenie długiej goleni korbowej (korbowodu) i suwakowej.

1. Goleń korbową o skróconej długości L da się uwzględnić we wszystkich opisanych powyżej wykresach przez zastąpienie zwykłego rzutu prostopadłego położenia korby K na drogę tłoka rzutami łukowymi, jak o tem wzmiankowano pod b. 1. str. 885. (Zaznaczamy, że znakowanie r i l użyte w teorii korbowodu str. 551 i n. zachowujemy dla odpowiednich wielkości, dotyczących mimośrodowo suwakowego, dla korby zaś używać będziemy liter wielkich). Prostszy niż zataczanie łuków jest sposób przybliżony Brix'a (rys. 393, str. 552), polegający na cofnięciu środka koła drogi korby M (względem środka O koła mimośrodowości) o wielkość $Z = R^2 : 2L$, a natenczas prostopadle rzuty korby K odetną bezpośrednio przynależne drogi tłoka. Rys. 655 przedstawia zastosowanie sposobu Brix'a do wykresu Mül-ler'a; rys. 656 — do wykresu Zeuner'a.

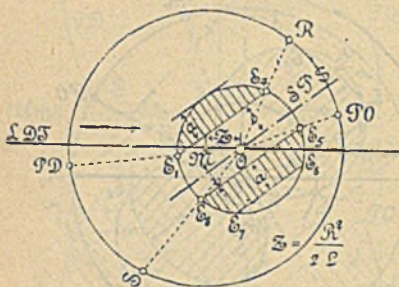
Jeżeli suwak jest symetryczny i symetrycznie ustawiony, to rozrządy pary dla strony odkorbowej i kukorbowej cylindra nie będą jednakowe. Dla odkorbowego bowiem skoku tłoka zamiast punktów

Rys. 654.

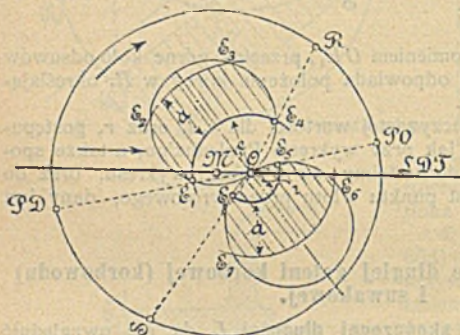


PD , R , PO i S otrzymamy także punkty koła drogi korby na przeciwległych końcach przedłużonych cięciw RO , SO i t. d., przechodzących przez środek O koła mimośrodowości.

Rys. 655.



Rys. 656.



we v byłyby niejednakowe. Pragnąc zaś osiągnąć jednakowe sprężanie przez nadanie suwakowi niejednakowych przysłoneń wylotek, powiększylibyśmy jeszcze bardziej różnicę wylotów przedzwrotowych. Z powyższego wynika, że uchybienia, wywołane w rozrządzie pary przez goleń korbową skończonej długości, rozkładałyby się jeszcze względnie najkorzystniej na oddzielne okresy rozrządu, gdyby suwak był symetryczny, t. j. taki jakiegoby wymagała goleń korby nieskończonej długości. Ze względu jednak na wpływ goleń suwakowej stosunki te układają się nieco odmiennie.

2. Goleń suwakowa o skończonej długości. Długość goleń l można uwzględniać, albo stosując rzuty łukowe z obwodu mimośrodowości r na drogę suwaka (p. str. 552), albo lepiej posiłkując się metodą Brix'a (rys. 393, str. 552), t. j. wysuwając środek koła mimośrodowości z właściwego jego położenia o wielkość $r^2:2l$. Sposób ten, zastosowany do rys. 655, gdzie uwzględniono już długość korbowodu, doprowadza do rys. 657.

Uchybienie f odsuwu suwaka (por. str. 521), t. j. niedosuw dla ξ , lub nadmiar odsuwu dla ξ' , bywa wobec znacznego zazwyczaj

Naszkirowawszy na wykresach strony odkorbowej wspomniane odwrócone wykresy dla strony kukorbowej cylindra, dostrzeżemy, że: a) wobec nikłej różnicy między względnymi drogami tłoka od zwrotu aż do punktu PD przy jego biegu kukorbowym i odkorbowym, różnice odmyków nazwrotowych będą nieuchwytnie; b) napełnienie R cylindra na stronie odkorbowej będzie większe niż na stronie kukorbowej; c) wylot przedzwrotowy PO nastąpi na stronie odkorbowej cylindra względnie później niż na stronie kukorbowej; d) sprężanie S na stronie odkorbowej cylindra rozpocznie się względnie wcześniej niż na stronie kukorbowej.

Chcąc otrzymać jednakowe napełnienia obu stron cylindra, możnaby dać suwakowi niejednakowe przysłoneńcia e obu wlotek, lecz wówczas odmyki nazwrotowe

stosunku $l:r$ tak małe, że się je najczęściej zaniedbuje. Dla danego kąta korby α wynosi ono w przybliżeniu:

$$f = \frac{r^2}{2l} \cos^2(\delta + \alpha).$$

Rys. 657.

Z wzoru tego wyprowadzamy największość:

$$f_{\max} = \frac{r^2}{2l},$$

dla $\alpha = -\delta$, t. j. dla położenia korby, któremu odpowiada środkowe położenie suwaka $\xi = \xi' = 0$; ponieważ zaś przysłonięcie wylotki i bywa niewielkie, więc to położenie korby odpowiada niemal punktom PO i S . Chcąc przeto

otrzymać wylot przedzwrotowy i sprężanie jednakowe na obu stronach tłoka, należałoby przysłonięcie i zmniejszyć o f_{\max} dla strony odkorbowej, a powiększyć o tę samą wielkość dla strony kukorbowej.

W punktach zwrotu, czyli dla $\alpha = 0$, otrzymujemy:

$$f_0 = \frac{r^2}{2l} \cos^2 \delta = \frac{r^2 - e^2}{2l}.$$

Chcąc zatem osiągnąć dla obu stron cylindra jednakowe odmyki nazwrotowe, trzeba by zwiększyć przysłonięcie wlotki e o wielkość f_0 na stronie odkorbowej suwaka, a zmniejszyć je o f_0 na stronie kukorbowej. Przeważnie zadawaliśmy się li tylko jednakowymi odmykami nazwrotowymi: suwak wykonany symetrycznie do okienek gładzi podsuwakowej, ustawiamy właściwie, t. j. w położeniu środkowym dla danego kąta przodowania i goleni nieskończenie długiej, poczem cofamy go od korby o długość f_0 . Powoduje to niezupełnie jednakowe wyloty przedzwrotowe i sprężania po obu stronach cylindra.

Uchybienia swej drogi mógłby usunąć w zupełności suwak niesymetryczny do gładzi podsuwakowej, w którymby środek między krawędziami rozrządzającymi wlotem był przesunięty ku korbie o

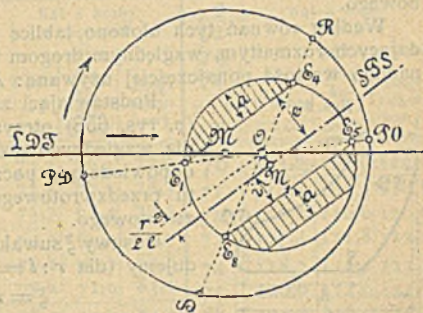
$$f_{\max} - f_0 = \frac{e^2}{2l}$$

względnie do środka między krawędziami wylotowymi. Suwak taki należałoby nastawić na jednakowe odmyki nazwrotowe.

e. Obliczanie wymiarów suwaka.

Drogi tłoka x , przynależne kątowi korby α , wyrażają się wzorem podanym na str. 551, któremu można nadać postać:

$$\cos \alpha = 1 - 2 \frac{x}{s} = z,$$



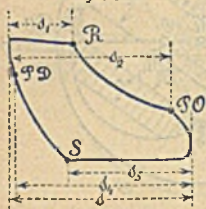
gdy $R:L = 1:\infty$; lub też:

$$\cos \alpha = \frac{z \pm \frac{1}{2} \lambda (1 + z^2)}{1 \pm \lambda z},$$

gdy $R:L = \lambda$; znak + dotyczy biegu kukorbowego, a — odkorbowego.

Według równań tych ułożono tablicę kątów α , str. 895, odpowiadających rozmaitym, względnym drogom tłoka $x:s$, przy czem ilości λ nadano wartość ponajczęściej używaną: $\lambda = 1:5$.

Rys. 658.



Podstawiając za x wartości s_1, s_2, s_3, s_4 (p. rys. 658) otrzymujemy kąty $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ dla względnych dróg tłoka: $s_1:s, s_2:s$ i t. d., odpowiadające początkom: rozprężania, wylotu przedzwrotowego, sprężania i wlotu przedzwrotowego.

Odsuwy ξ suwaka, właściwe tym kątom, znajdujemy (dla $r:l = 1:\infty$) ze wzoru:

$$\xi = r \sin(\alpha + \delta).$$

1. Dana rozbrzeżność a wlotki i początek rozprężania $s_1:s$. Zakładamy odmyk nazwrotowy $v = 0,2a$ do $0,3a$, i odmyk pozawłotkowy $m = 0,2a$ (p. str. 889), a będzie:

$$r = \frac{a + m - \frac{1}{2}v}{1 - \cos \frac{1}{2}\alpha_1},$$

$$e = r - (a + m), \quad \sin \delta = \frac{e + v}{r}.$$

Gdy $\lambda = 1:\infty$, mamy nadto:

$$r = \frac{a + m - \frac{1}{2}v}{1 + \sqrt{1 - (s_1:s)}}.$$

Jeżeli wybierzemy $s_3:s$ i znajdziemy odpowiedni jej α_3 , to będzie:

$$i = r (\sin \alpha_3 + \delta); \quad \alpha_2 = 360^\circ - (\alpha_3 + 2\delta),$$

wreszcie do kąta α_2 dobieramy przynależną wartość $s_2:s$ wedł. tabl. na str. 895.

Lub odwrotnie, dobierając $s_2:s$, znajdujemy α_2 , a więc:

$$i = -r \sin(\alpha_2 + \delta), \quad \alpha_3 = 360^\circ - (\alpha_2 - 2\delta),$$

z czego znów otrzymamy $s_3:s$ z tabl. na str. 895.

2. Dana rozbrzeżność a , i napełnienie $s_1:s$. Zakładamy względną drogę tłoka dla początku wlotu przedzwrotowego $s_1:s$, lub też odpowiedni kąt α_1 (np. $\alpha_1 = 170^\circ$ do 175°); a będzie:

$$\delta = 180^\circ - \frac{1}{2}(\alpha_1 + \alpha_1), \quad r = \frac{a + m}{1 - \sin(\alpha_1 + \delta)},$$

$$e = r - (a + m).$$

Przystąpienie wylotki i określa się jak w przykładzie 1.

3. Dana rozbrzeżność a , i początki wylotu przedzwrotowego $s_2:s$, oraz sprężania $s_3:s$. Wyszukawszy z tab. na str. 895 kąty α_2 i α_3 , otrzymamy:

$$\delta = 180^\circ - \frac{1}{2}(\alpha_2 + \alpha_3).$$

Tablica kątów korby α ,
odpowiadających względny drogom tłoka od 0,005 do 1, dla długości goleni korbowej $L = \infty$, wzgl. $L =$ pięciokrotnemu promieniowi korby.

Względna droga tłoka $x : s$ w $\frac{0}{100}$	Kąt α korby w stopniach gdy $\lambda = 1 : 5$			Względna droga tłoka $x : s$ w $\frac{0}{100}$	Kąt α korby w stopniach gdy $\lambda = 1 : 5$			Względna droga tłoka $x : s$ w $\frac{0}{100}$	Kąt α korby w stopniach gdy $\lambda = 1 : 5$		
	gdy L $= \infty$	Bieg ku- kor- bowy	Bieg odkor- bowy		gdy L $= \infty$	Bieg ku- kor- bowy	Bieg odkor- bowy		gdy L $= \infty$	Bieg ku- kor- bowy	Bieg odkor- bowy
0,5	8,1	7,3	9,0	34	71,3	66,2	77,0	70	113,6	108,0	118,6
1	11,5	10,4	12,7	35	72,5	67,3	78,3	71	114,8	109,3	119,8
1,5	14,1	12,8	15,7	36	73,7	68,4	79,5	72	116,1	110,6	120,9
2	16,3	14,8	18,0	37	74,9	69,5	80,7	73	117,4	111,8	122,2
2,5	18,2	16,6	20,5	38	76,1	70,7	81,8	74	118,7	113,2	123,3
3	19,9	18,2	22,2	39	77,2	71,9	83,1	75	120,0	114,6	124,6
4	23,1	21,2	24,5	40	78,5	73,0	84,3	76	121,3	116,0	125,9
5	25,8	23,7	28,7	41	79,6	74,1	85,4	77	122,7	117,4	127,2
6	28,3	26,0	31,6	42	80,8	75,3	86,6	78	124,1	118,9	128,5
7	30,7	28,0	34,0	43	82,0	76,4	87,8	79	125,5	120,3	129,8
8	32,9	30,2	36,3	44	83,1	77,5	88,9	80	126,9	121,9	131,1
9	34,9	32,0	38,7	45	84,3	78,6	90,0	81	128,3	123,4	132,5
10	36,8	33,9	40,8	46	85,4	79,8	91,2	82	129,8	124,9	133,8
11	38,7	35,5	42,6	47	86,6	80,9	92,3	83	131,3	126,5	135,3
12	40,5	37,3	44,7	48	87,7	82,2	93,5	84	132,9	128,2	136,8
13	42,3	38,8	46,5	49	88,9	83,1	94,6	85	134,4	130,0	138,1
14	44,0	40,3	48,4	50	90,0	84,2	95,8	86	136,1	131,6	139,6
15	45,6	41,8	50,2	51	91,2	85,4	96,9	87	137,7	133,4	141,1
16	47,2	43,2	51,8	52	92,3	86,5	98,0	88	139,5	135,3	142,7
17	48,7	44,6	53,5	53	93,4	87,7	99,1	89	141,3	137,2	144,5
18	50,2	46,2	55,1	54	94,6	88,8	100,3	90	143,1	139,2	146,3
19	51,7	47,6	56,6	55	95,7	90,0	101,3	91	145,1	141,3	148,0
20	53,1	48,9	58,2	56	96,9	91,1	102,5	92	147,1	143,6	149,8
21	54,5	50,2	59,7	57	98,1	92,3	103,6	93	149,3	146,0	152,0
22	56,0	51,5	61,1	58	99,2	93,4	104,7	94	151,7	148,5	154,0
23	57,3	52,8	62,5	59	100,4	94,6	105,9	95	154,2	151,3	156,4
24	58,7	54,1	64,0	60	101,5	95,7	107,0	96	156,9	154,3	159,0
25	60,0	55,4	65,4	61	102,7	96,9	108,1	97	160,1	157,8	161,8
26	61,3	56,6	66,7	62	103,9	98,1	109,3	97,5	161,8	159,5	163,4
27	62,6	57,8	68,1	63	105,1	99,3	110,5	98	163,7	161,9	165,2
28	63,9	59,1	69,4	64	106,3	100,5	111,5	98,5	165,9	164,3	167,2
29	65,2	60,2	70,7	65	107,5	101,7	112,7	99	168,5	167,2	169,5
30	66,4	61,5	72,0	66	108,7	103,0	113,9	99,5	171,9	171,0	172,7
31	67,7	62,6	73,3	67	109,9	104,2	115,0	100	180	180	180
32	68,9	63,8	74,5	68	111,1	105,4	116,2				
33	70,1	65,0	75,8	69	112,3	106,7	117,4				

Gdy założymy v i m , otrzymamy:

$$r = \frac{a + m - v}{1 - \sin \delta}$$

Jeżeli zaś założymy początek wlotu przedzwrotowego $s_1 : s$ lub jego kąt α_1 , to otrzymamy:

$$r = \frac{a + m}{1 + \sin(\alpha_1 + \delta)}$$

$$e = r - (a + m), \quad i = -r \sin(\alpha_2 + \delta) = r \sin(\alpha_3 + \delta).$$

Uwaga. Dla suwaka z przewodem (t. zw. suwak Trick'a) rys. 662, (str. 897), należy we wszystkie wzory powyższe wprowadzać $\frac{1}{2}a$ zamiast a , a nadto baczyć, aby było $r \geq a + i$.

f. Odmiany napędu suwaka zwykłego.

1. Jeżeli kierunek drogi suwaka tworzy kąt ω z płaszczyzną przełożoną przez oś cylindra i oś wała korbowego, to kąt ustawienia mimośrodowo $90^\circ + \delta$ zastępujemy kątem

$$90^\circ + \delta \pm \omega.$$

Kąt ω jest wartością dodatnią, jeżeli odchylenie drogi suwaka od wspomnianej płaszczyzny nastąpiło w kierunku kąta przodowania δ , w przeciwnym zaś razie odjemną.

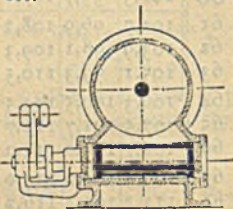
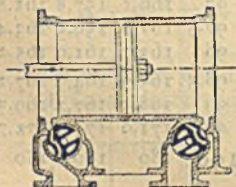
2. Jeżeli napęd suwaka uskutecznia się dźwignią, to należy uwzględnić jej przekładnię przy określaniu odsuwów suwaka. Jeżeli przytem przez zastosowanie dźwigni, lub układu drążków, miałby się odwrócić ruch suwaka, to trzeba kąt przodowania zwiększyć o 180° ; poczem kierunek mimośródowości będzie pochylony o $270^\circ + \delta$ względem korby.

3. Jeżeli wlotem pary rozrządzają wewnętrzne krawędzie suwaka, a wylotem zewnętrzne, t. j. odwrotnie jak dotychczasowe założenie (rys. 646), co bywa często przy suwakach tłoczkowych (rys. 669) lub bezgrzbietnych (rys. 666 i 667), to taka zmiana ustroju równa się w swych skutkach odwróceniu napędu suwakowego o 180° . Uwzględniamy ją przeto, ustawiając mimośród na $270^\circ + \delta$ przed korbą.

g. Odmiany ustroju suwaka zwykłego.

1. Suwak dwupółkowy (rys. 660) pozwalając na skrócenie kanałów cylindra, zmniejsza jego przestrzeń szkodliwą.

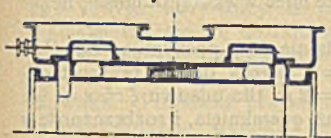
Rys. 659.



2. Suwak pokrętny (rys. 659) zmniejsza przestrzeń szkodliwą kanałów wlotowych i daje możliwość osadzenia mimośrodowo, działającego na jego korbę, w dowolnej odległości od osi cylindra.

3. Suwak rusztowaty posiada n krawędzi odcinających wlot na n okienkach gładzi podsuwakowej, zastępujących jedno zwykłe okien-

Rys. 660.



Rys. 661.



ko. Zamiast wartości a , e , r oraz ξ dla suwaka zwykłego, otrzymamy przeto przy tym samym rozrządzie dla suwaka rusztowatego, mającego n kanałów wlotowych:

$$r_1 = e_1 + a_1 = \frac{e}{n} + \frac{a}{n} = \frac{r}{n}, \quad \xi_1 = \frac{\xi}{n}.$$

Rys. 661 przedstawia szkiecowo przekrój części suwaka rusztowatego nad dwiema wlotkami; σ jest tu przysłonięciem zapasowym, zabezpieczającym kanały od powtórnego wlotu pary; nad okienkiem wylotowym należy zastosować w tym razie ilość samodzielnych krawędzi wylotowych suwaka, odpowiednią do danego r_1 oraz i .

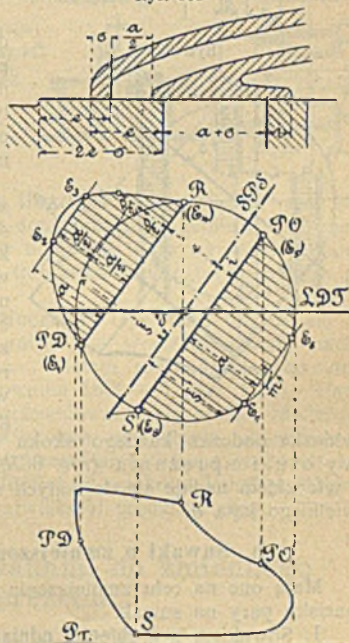
Jako wykres dla suwaka rusztowatego używa się wykresu dla suwaka zwykłego o jednym kanale wlotowym, zmieniając jedynie jednostkę wymiarki w stosunku $n:1$, gdy mamy n okienek.

4. Suwak z przewodem (s. Trick'a, rys. 662) jest zwy-

Rys. 662.



Rys. 663.



kłym suwakiem o przysłonięciu i wylotki, okrytym jakoby oponą, tworzącą przewód na dół pary do wlotki z poza drugiego końca gładzi. Rys. 663 uwidacznia domykające krawędzie suwaka; roz-

brzeżność przewodu suwaka na gładzi $= \frac{a}{2}$; grubość opony na gładzi $= \sigma = 1$ do 2 cm; rozbrzeżność wlotki na gładzi podsuwakowej $= a + \sigma$; gładź podsuwakowa nie może mieć większej długości, licząc od wlotki, niż $2e - s$.

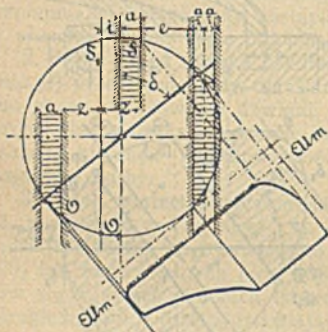
Wykres suwakowy rys. 663 uwydatnia, że, poczynając od PD , czyli od odsuwu przedwlotowego $\xi = e$, każdy dalszy przyrost odsuwu p powoduje odemknięcie wlotki $= 2p$. Dla odsuwu $\xi = e + \frac{1}{2}a$, czyli punktu E_2 cała wlotka będzie już odemknięta, i rozbrzeżność a zaczyna się zacieśniać dopiero poczynając od E_3 . Suwak z przewodem odmyka przeto i zamyka wlot pary ze zdwojoną prędkością, i wymaga małej mimośrodowości, a mianowicie:

Rys. 664.

$$r \geq \frac{a}{2} + e$$



Rys. 665.



Wartość ta musi również spełniać warunek:

$$r \geq a + i \text{ t. j. } r = a + i + m.$$

Ponieważ w suwaku z przewodem para nie dławii się zbyttno podczas wlotu, przeto suwak ten nadaje się bardziej niż inne do małych napełnień cylindra; powoduje on natomiast duże sprężanie i wczesny wylot przedzwrotowy.

5. Suwak z włóczkiem (s. systemu Ehrhardt'a) rys. 664. Jest to suwak z przewodem (rys. 662), którego oponę porusza drążek suwakowy, suwak zaś wewnętrzny, zwany włóczkiem, leży swobodnie na gładzi, nie łącząc się z oponą. To też opona dopiero, przebiegłszy odsuw jałowy z , dotknie włóczka i wlece go ze sobą. Chwilowy bezruch

włóczka podczas każdego skoku suwaka powoduje opóźnienia wylotu i sprężania (rys. 665). A zatem suwak z przewodem i włóczkiem nadaje się do małych napełnień cylindra, wymagających wielkiego kąta δ .

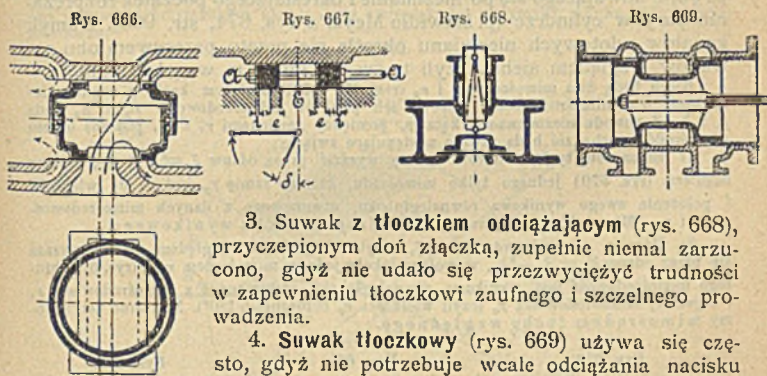
h. Suwaki o zmniejszonym nacisku na gładź.

Mają one na celu zmniejszenie tarcia po gładzi, przez odciążenie nacisku pary na suwak.

1. Suwakiem o **grzbiecie odciążonym** może być każdy zwykły suwak nieckowaty, o ile otrzyma na grzbiecie obrzeże zamknięte, stanowiące szczelną gładź, suwającą się po gładzi na wnętrzu pokrywy skrzynki suwakowej. Jeżeli przestrzeń wśród obrzeża złączymy ze skraplaczem, otrzymamy odciążenie suwaka.

2. **Suwak bezgrzbietny** jest prosto skrzynką bez dna i wieka, poruszającą się między dwiema gładziami, pod- i nadsuwakową. Z trzech zasadniczych kanałów gładzi podsuwakowej kanał środkowy *B* (rys. 667) służy tu za dolot świeżej pary, która z wnętrza suwaka dostaje się do obu kanałów wlotowych cylindra. Para wylotowa uchodzi na zewnątrz suwaka do skrzynki suwakowej *A*. Odciążenie jest przeto zupełne, nawet w razie nieszczelności w gładziach suwaka. Ponieważ przysłonięcia wlotki *e* znajdują się tu wewnątrz, a przysłonięcie wylotki *i* — zewnątrz suwaka, t. j. odwrotnie jak przy suwaku nieckowatym, więc kąt przodowania będzie $180^\circ + \delta$ a mimośród osadza się na $270^\circ + \delta$ przed korbą (por. f. 3).

Suwak przedstawiony w rys. 666 składa się z dwóch części szczelnie lecz ruchomo dopasowanych do siebie, wskutek czego para dociska obie jego części do właściwych im gładzi. Suwak ten pracuje nadto na dwóch wlotkach wzgl. wylotkach, zdwaja zatem przy jednakowych odmykach przekroje wlotcze i wylotcze.



3. **Suwak z tłoczkiem odciażającym** (rys. 668), przyczepionym doń złączką, zupełnie niemal zarzucono, gdyż nie udało się przewyciężyć trudności w zapewnieniu tłoczkowi zaufnego i szczelnego prowadzenia.

4. **Suwak tłoczkowy** (rys. 669) używa się często, gdyż nie potrzebuje wcale odciażania nacisku pary na gładź. Wlotem rozrządząją wewnętrzną krawędzię, a zatem kąt przodowania $180^\circ + \delta$ (por. f. 3). Kanały wlotowe do cylindra okalają pierścieniowato cały walec, zawierający suwak tłoczkowy, i łączą się z gładzią nie jednym okienkiem lecz szeregiem okienek, rozdzielonych szczelkami. Summa grubości szczelki wynosi od $\frac{1}{3}$ do $\frac{1}{5}$ obwołu tłoka; przekroje kanałów i okienek obliczają się odpowiednio do największej prędkości pary.

III. Rozrząd suwakami do zmiennego rozprężenia.

a. Rozrząd jednosuwakowy.

Zmieniając w stawidle zwykłym jednosuwakowym **sam tylko skok suwaka**, albo **sam tylko kąt przodowania mimośrodu**, można osiągnąć zmianę napelnień cylindra, atoli w bardzo szczupłych granicach,

a nadto tylko łącznie z niepożądaną zmianą odmyku nazwrotowego. Większą zmienność rozprężenia zapewnić może równoczesna zmiana mimośrodowości i kąta przodowania, co daje się osiągnąć np. przez pokręcanie tarczy mimośrodu, lub przez przesuwanie jej po cięciwie (por. rys. 688, str. 911). W sposób powyższy może działać na mimośród miarkownik płaski, osadzony na osi mimośrodu.

Zmianę skoku suwaka zwykłego, oraz przodowania można również osiągnąć napędem jarz mowy m, nieprzeznaczonym do nawracania biegu (por. str. 909 i n.).

b. Rozrząd suwakami dwoistymi.

1. Wykresy suwakowe.

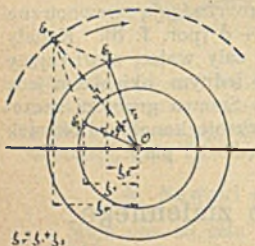
Suwaki dwoiste składają się przeważnie (ustroje Meyer'a, Rider'a, Farcot'a) z suwaka rozrządzającego niezmiennie początkiem wlotu, wylotu i sprężania, który z tego powodu zwać będziemy niezmianiem*), oraz ze zmieniaka**), t. j. suwaka zmieniającego rozpręż, a suwającego się po niezmianie i określającego początek rozprężania pary w cylindrze (p. stawidło Meyer'a rys. 674, str. 903). Odmyk kanałów wlotowych niezmiannu określa się przeto przesuwem obu suwaków względem siebie, czyli t. zw. odsuwem względnym.

Niech będą dwa mimośrody r_1 i r_2 (rys. 670 i 671) o stałym kącie φ między kierunkami ich mimośrodowości. Odsuwy ich punktów mimośrodowości E_1 i E_2 będą ξ_1 i ξ_2 . Z powodu niezmienności kąta φ , pomiędzy ramionami r_1 i r_2 , podczas obrotu mimośrodów zachodzić będą zawsze następująco związki:

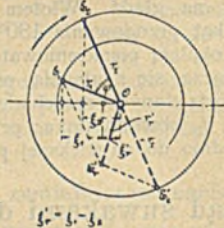
1) Suma obu tych odsuwów może się wyrazić przez odsuw $\xi_r = \xi_1 + \xi_2$, będący odsuwem (rys. 670) jednego tylko mimośrodu, którego ramię r_r jest co do wielkości i położenia swego wynikową równoległoboku, utworzonego z danych mimośrodowości r_1 i r_2 . Mimośród r_r nazywa się mimośrodem ruchu wynikowego.

2) Różnica obu odsuwów ξ_1 i ξ_2 , czyli ich przesuw względem siebie, wyraża się przez odsuw $\xi_r = \xi_1 - \xi_2$, wywołany jakoby jednym mimośrodem r_r' , (rys. 671) którego mimośrodowość jest wynikową równoległoboku, utworzonego z mimośrodowości r_1 i odjemnej mimośrodowości r_2 (czyli wielkości r_2 obróconej o 180°). Mimośród ten zwiemy mimośrodem ruchu względnego.

Rys. 670.



Rys. 671.



Rys. 672.



Zasada powyższa wyjaśnia, dlaczego ruch zmieniaka (o mimośrodowości r_e i kącie przodowania δ_e) względem niezmiannu (r_g oraz δ) wyraża się odsuwami wykazywanymi przez mimośród ruchu względnego.

*) Dotychczas nazywano go z niemiecka: suwakiem rozdzielowym.

**) Zwanego dotychczas suwakiem odcinającym lub ekspansyjnym.

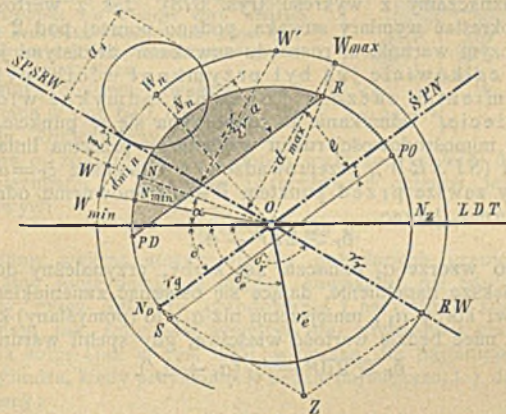
dnego (r_r oraz δ_r). Mimosrodowość r_e jest przekątnią równoległoboku zbudowanego na r_g i r_r (rys. 672).

Aby wykazać w jaki sposób należy postępować przy projektowaniu stawidla o suwakach dwoistych, weźmy wykres suwakowy Reuleaux'go (rys. 673) i założmy w nim koło drogi korby równe kołu mimosrodowości niezmiannowej N_n . Odpowiadające sobie punkty obwodu mimosrodowości niezmiannowej N i mimosrodowości ruchu względnego W będą leżały na jednym i tym samym promieniu wykresu.

Podobnie, jak dla rozrządu zwykłym suwakiem nieckowatym (p. str. 889 i 890), dla danych PD , PO i S określamy kierunek osi środkowego położenia niezmiannu (SPN), czyli jego kąt przodowania δ . Otrzymujemy dalej jego przysłonięcia e oraz i , a wreszcie i wymiarzkę całego wykresu przez porównanie kresy a z rzeczywistą rozbrzeżnością kanału wlotowego.

Jako odmyk pozawłotkowy m można tu śmiało zakładać wartość zero, przy małych napełnieniach bowiem, na jakie budują się suwaki dwoiste, niezmiann zazwyczaj daleki jest jeszcze od przynknięcia kanału, gdy zmieniak już przymyka wlotkę na grzbiecie niezmiannu.

Rys. 673.



Zakładając pewne napełnienie normalne dla stawidla, otrzymujemy w wykresie przynależny punkt N_n , dla którego właśnie przynknięcie wlotu pary powinno się dokonywać jak najnaglej. Aby warunkowi temu czynił zadość mimosród ruchu względnego, nadajemy mu mimosrodowość r_r równą r_g , lub nieco większą, i zakreślamy nią, jako promieniem, koło ze środka O . Oznaczwszy za obwódzie tego koła punkt W_n przynależny punktowi N_n , zatączamy z W_n , jako środka, koło o średnicy a_1 równej rozbrzeżności okienek kanału przelotowego w niezmiannie. Styczna do koła tego, przechodząca przez środek O , będzie osią środkowego położenia $SPSRW$ (pomyślanego) suwaka ruchu względnego, a jego kąt przodowania δ_r .

Z wartości r_r i r_g znajdujemy mimośrodowość r_e dla zmieniąka i właściwy jej kąt przodowania δ_e . Należy tu wszakże baczyć, aby r_e nie było zbyt wielkiem, bo wywołałoby ono konieczność wykonania bardziej długiej skrzynki suwakowej; to też przeważnie r_e bywa niemal równe r_g , a nie przekracza wartości $1,3 r_g$.

Odległości punktów W od osi środkowego położenia mimośrodu ruchu względnego ($S'P'SRW$) będą miarą przesuwów ξ_r zmieniąka względem niezmianu, t. j. wzajemną odległością środków tych suwaków, dla danego położenia korby w N , pod kątem α . Jeżeli w danym położeniu korby zmieniąk ma przymknąć wlot, to musi on mieć przysłonięcie zewnętrzne d (względem grzbietu suwaka niezmianowego) równe odsuwowi względnemu ξ_r dla danego położenia korby (p. rys. 675, str. 903).

W większości stawideł zmieniąkowych można zmieniać napełnienie cylindra. Granicę największego napełnienia określa punkt R wykresu niezmianu, a odpowiada mu największe przysłonięcie zmieniąkowe d_{\max} (rys. 673), które jest w tym razie wielkością odjemną. Najmniejsze napełnienie może być nawet zerem lub kilku procentami drogi tłoka (np. $s_1 : s = 0,05$), a przynależną dodatnią wartość d_{\min} oznaczamy z wykresu (rys. 673). Jak z wartości d_{\min} , oraz d_{\max} określać wymiary suwaka, podano poniżej pod 2 i 3.

Zasadniczym warunkiem rozrządu suwakami dwoistymi jest, aby niezmian całkowicie już był przymknął wlotki cylindrowe, gdy zmieniąk zacznie ponownie odmykać wlotki na jego grzbiecie. Odmykanie to rozpoczyna się w punkcie, w którym obwód mimośrodu ruchu względnego przecina linia równoległa do osi ($S'P'SRW$), przeprowadzona w odległości $\xi_r = d$; punkt ten zaś leży zawsze przed punktem W_{\max} . Ponownemu odmykaniu zapobiegamy, biorąc

$$\delta_r \leq 270^\circ - \alpha_1,$$

w którym to wzorze α_1 oznacza kąt korby, przynależny do W_{\max} . Jeżeli największe napełnienie, dające się osiągnąć zmieniąkiem odpowiada kątowi korby α_1' , mniejszemu niż α_1 , to (pomyślany) kąt przodowania δ_r mieć będzie wartość właściwą, gdy spełni warunek:

$$\delta_r \leq 270^\circ - \frac{1}{2}(\alpha_1 + \alpha_1').$$

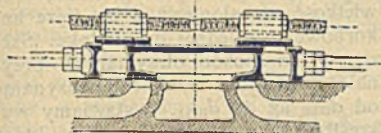
2. Stawidło Meyer'a.

(Zmieniąki mają napęd oddzielny i ruch ciągły, a nastawiają się w kierunku swej drogi).

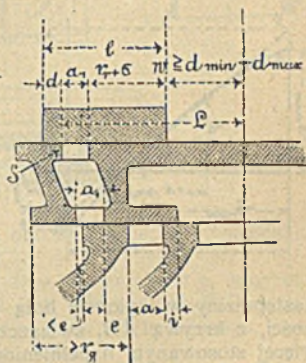
Całość ustroju stawidła przedstawiono w rys. 674. Zmianę napełnienia osiąga się przez zmianę przysłonięcia d (p. rys. 675) zmieniąka, złożonego w tym razie z dwu płytek, przestawianych prawoi lewozwoitym gwintem naciętym na pokrętnym drążku suwaka. Naśrubek w płytkach zmieniąkowych wykonywa się często z dwóch części. Skazówka umieszczona nazewnątrz skrzyni suwakowej wskazuje na odpowiedniej podziałce, na jakie napełnienie nastawione są płytki zmieniąkowe. Celem odciążenia zmieniąków od nacisku pary

gładź grzbietu niezmiannu powinna się składać z szeregu wzniesionych pasków, pozwalających parze cisnąć z dołu na płytki zmieniajkowe. Paski te mają mieć położenie skośne do kierunku drogi zmieniajków, aby nie zaczepiały o ich krawędzie i wywoływały równomierne ścieranie się całej gładzi zmieniajkowej. Przystawianie zmieniajków śrubą nastawianą bezpośrednio przez miarkownik jest trudnym do wykonania, przystosowują zatem w tych razach przeważnie miarkowniki o działaniu pośrednim (p. str. 647).

Rys. 674.



Rys. 675.



Na uwagę zasługuje ustrój stawidła Meyer'a (stosowany w warszawskiej fabryce A. Repphana) ze zmieniajkami o kilku kanałach, przez co zmiana napełnień nie wymaga zbyt wielkich przesunięć zmieniajki. Miarkownik dosyć energiczny pokręca drążkiem suwakowym, o gwinciu potrójnym lub poczwórnym.

Wymiary obydwu suwaków stawidła, podane w rys. 675, określa się jak następuje. Obliczywszy (według B. I) niezbędne a , znajdujemy za pomocą wykresu (rys. 673) δ , r_g , i , oraz e dla niezmiannu, a obrawszy rozbrzeżność okienek jego kanałów przelotowych

$$a_1 = 0,8 a \text{ do } a,$$

uzupełniamy wykres suwakowy dla pożądaných granic napełnień. Wyobraźmy sobie dalej, że między suwakami nie istnieje związek określony przez ich kąty przodowania i narysujmy zmieniajki nad niezmiannem tak, żeby osie symetrii obu suwaków i gładzi cylindra leżały na sobie (jak w rys. 675), wówczas dla najmniejszego napełnienia cylindra, kiedy przysłonięcie będzie największe, t. j. dla $d = d_{\min}$, znajdziemy:

$$\alpha) \text{ długość zmieniajków } l = d_{\min} + a_1 + r_r + \sigma,$$

(przyczem przysłonięcie zapasowe $\sigma =$ około 5 do 10 mm),

$\beta)$ całkowite przesunięcie zmieniajków pod wpływem śruby nastawniczej:

$$s = d_{\min} - d_{\max},$$

(przyczem d_{\max} jest przysłonięciem odjemnem, odpowiadającym największemu napełnieniu).

$\gamma)$ odległość wewnętrznych krawędzi płytek zmieniajkowych od środka:

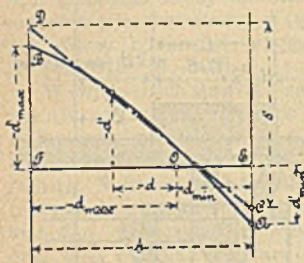
$$w \geq d_{\min} - d_{\max};$$

$\delta)$ odległość krawędzi wlotowej S na grzbiecie niezmiannu

$$L = a_1 + r_r + \sigma + w.$$

Skończoną długość goleni korbowych i suwakowych, można uwzględnić według zasad podanych pod d (str. 891 i n.) i czyni się to istotnie dla niezmiannu. Dla zmiennika zaś zaniedbujemy po najczęściej skończoną długość jego goleni, uwzględniając jedynie wpływ skrócenie długiej goleni korbowej na jego rozrząd. Wówczas z jego wykresu (rys. 673, w którym przynależne drogi tłoka możemy odnaleźć bądź zataczając łuki długością goleni korbowej, bądź przystosowując doń zasadę Brix'a, rys. 655) odmierzamy wiel-

Rys. 676.



kość przysłonięcia d dla pewnej odkorbowej względnej drogi tłoka, oraz wielkość przysłonięcia d' dla tejże kukorbowej względnej drogi tłoka. Szereg w ten sposób otrzymanych przynależnych sobie wartości, poczynając od d_{\min} aż do d_{\max} , zestawiamy wykreślić jako odcięte i rzędne, które wyznaczają krzywą wypukłą AB (rys. 676).

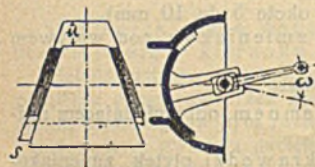
Ponieważ przestawianie płytek zmiennikowych gwintem wymaga dla każdej z płytek stałej pochyłości śruby nastawczej, przeto krzywą AB zastępujemy w wykresie linią prostą CD , zlewającą się, o ile możliwości, z krzywą AB , zwłaszcza dla wielkości d' , przynależnych najwięcej stosowanym napelnieniem cylindra. Natenczas długość odciętej ($s = d_{\min} - d_{\max}$) przedstawia całkowitą wielkość przesunięcia śrubą zmiennika odkorbowego, długość zaś rzędnej ($s' = CE + FD$) zmiennika kukorbowego. CE i FD będą istotnemi przysłonięciami, dającemi najmniejsze i największe napelnienie na kukorbowej stronie cylindra.

Wielkości s i s' bywają przeważnie sobie nierówne, przeto i gwinty nastawcze na drążku suwakowym będą miały skoki odmienne.

3. Stawidło Rider'a.

(Zmieniak napędzany oddzielnie, o ruchu ciągłym, a nastawiany w poprzek swej drogi).

Rys 677



Okienka gładzi niezmiannu są pochyłe do kierunku jego drogi (rys. 677), a poprzeczne przestawienie u zmiennika mającego kształt trapezu, powoduje zmianę odmyku okienek o wielkość s , mierzoną w kierunku drogi niezmiannu. Ponajczęściej stosują zmiennik walcowaty (rys. 677, 678), ślizgający się w odpowiednim wydrążeniu grzbietu niezmiannu, a nastawiany przez pokręcanie; wówczas przestawieniu u odpowiada kąt pokrętu ω , wynoszący 30° do 90° ; im mniejszy kąt ω wzięć dla danego u , tem większą średnicę wypada nadawać walcowi zmiennika.

Miarkownik może bezpośrednio powodować pokręcanie drążka zmieniaczowego, działając na ramię osadzone na drążku tym niepokrętnie, lecz przesuwnie, tak aby nie brało udziału w ruchu drążka.

Odmiany ustrojów

stawidla. Rys. 678

przedstawia stawidło ze zmieniaczem w postaci wycinka walca (właściwy ustrój Rider'a); a rys. 679 zmieniacz odciażony kształtu zupełnego walca; dalej rys. 680 takiż zmieniacz odciażony o gładzi podzmiennicowej, wytworzonej przez tuleję osadzoną w niezmiannie; wreszcie na rys.

681 widzimy stawidło z odciażeniem obu suwaków, tak zmieniacza, jak i niezmiannu.

Określenie wymiarów stawidla. Oblicza się szerokość g , oraz rozbrzeżność a okienek, i znajduje (wedł. rys. 673, na str. 901) δ , r_g , i , oraz e dla niezmiannu. Rozbrzeżność okienka niezmiannowego, mierzona w kierunku drogi niezmiannu, bierze się:

$$a_1 = 0,8a \text{ do } a,$$

przy szerokości okienek:

$$b_1 = g;$$

albo też dla okienek szerokich, bierze się $a_1 = a$,

$$b_1 = 0,8g \text{ do } g.$$

Wykres rys. 673 daje nam d_{\min} i d_{\max} , odpowiadające założonym granicom cylindra, a z wartości tych otrzymujemy wielkość końcowego przesunięcia zmieniacza:

$$s = d_{\min} - d_{\max}.$$

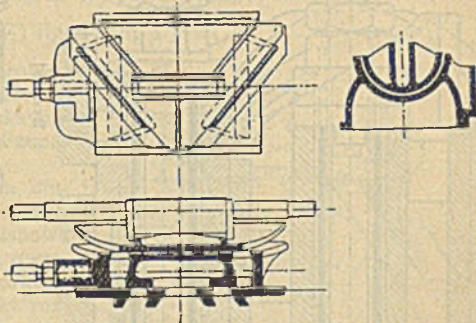
Dla rozrzędu kukorbowej strony cylindra znajdujemy w sposób podany pod 2 odpowiednie wartości d'_{\min} , d'_{\max} oraz s' , które możemy zastąpić wielkościami przybliżonymi CE i FD oznaczonymi w rys. 676.

Długość u końcowego poprzecznego nastawienia zmieniacza dobieramy odpowiednio do pożądanej średnicy jego walca i kąta pokrętu, a wówczas możemy już dojść do wykresu (rys. 682), który przedstawia gładź grzbietu niezmiannowego i zmieniacz w położeniu największego napełnienia, jako rozwinięte na płaszczyźnie.

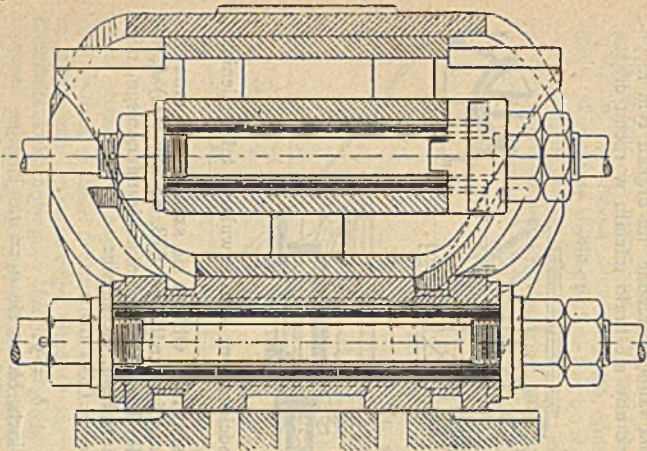
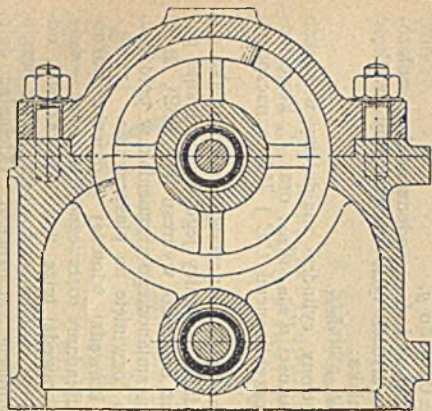
Poczynając z odkorbowej krawędzi wlotczej S okienka odkorbowego na gładzi niezmiannu, odkładamy rozbrzeżność a_1 , oraz $-d_{\max}$, a poczynając z przeciwległej krawędzi tejsze wlotki suwakowej, odcinamy kresę równą promieniowi r_r mimośrodowości ruchu względnego, zwiększonemu o przystąpienie zapasowe σ . Odcinając dalej długość $-d'_{\max}$, otrzymujemy S' , t. j. kukorbową krawędź wlotki kukorbowej. Kresa AA' jest długością l mniejszej podstawy trapezu $AA'B'B$, stanowiącego rozwinięty zmieniacz, będzie zatem:

$$= r_r + \sigma + a_1 + d_{\max}.$$

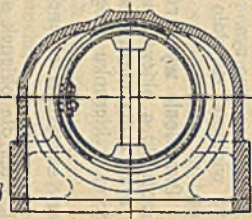
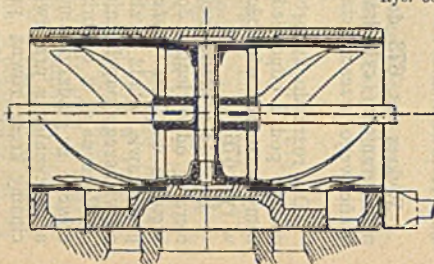
Rys. 678.



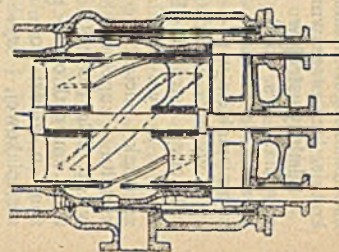
Rys. 679.



Rys. 680.



Rys. 681.



Pochyle boki trapezu oznaczamy z wiadomych już wartości u , s , oraz s' , albowiem: $\operatorname{tg} \alpha = s : u$, a $\operatorname{tg} \alpha' = s' : u$.

Szerokością zmiennika będzie wysokość trapezu:

$$B = u + b_1,$$

większa podstawa zaś trapezu będzie:

$$L = l + (u + b_1) (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha') = l + \left(1 + \frac{b_1}{u}\right) (s + s').$$

(Do właściwej szerokości B dodaje się jeszcze po obu stronach zmiennika poprzeczne przysłonicia zapasowe σ').

Celem zmniejszenia długości L zmiennika można każdą wlotkę niezmiennową rozdzielić na k wlotek o szerokości $b_1 : k$ i cząstkowe te wlotki na niezmiennie rozłożyć za sobą w kierunku pokreću, zostawiając między nimi przegrody szerokości u .

Na gładzi zmiennika zarysuje się natenczas szereg trapezów, o niezminionej mniejszej podstawie, lecz o wysokości:

$$B' = u + \frac{b_1}{k};$$

długość podstawy większej każdego trapezu, z pominięciem poprzecznego przysłonicia zapasowego σ' , będzie zatem:

$$L' = l + \left(1 + \frac{b_1}{ku}\right) (s + s').$$

Z wartości tych otrzymuje się szerokość teoretyczną całego zmiennika:

$$B = k B' = ku + b_1.$$

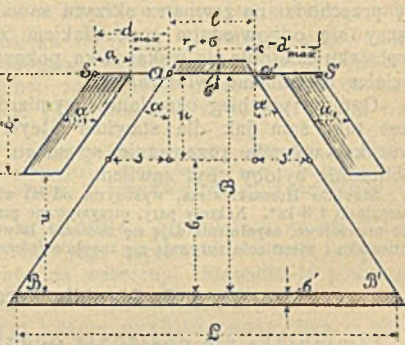
Jeżeli zmiennik ma stanowić walec zupełny, to średnica jego D_e musi być co najmniej: $D_e = \frac{B + \sigma'}{\pi}$.

4. Stawidło Horoszkiewicza.

(Zmiennik napędzany oddzielnie, o ruchu ciągłym, a nastawiany w poprzek swej drogi).

Jeżeli na kierunku drogi suwaka, jako na podstawie, nakreślimy równoległobok i dwa jego boki zastąpimy łukami, zakreślonymi tymi samymi promieniami z dwóch środków, leżących na prostopadłej do kierunku przesuwania i przechodzącej przez środek nakreślonego równoległoboku, a dalej, jeżeli łuki te użyjemy za osie rozbrzeżności okienek — to otrzymamy zasadę układu wlotek na gładzi

Rys. 682.



niezmianu Horoszkiewicza. Zmieniak ma krawędzie wlotcze zakreślone z tych samych środków co i okienka niezmianu i może się pokręcać na czopie, prostopadłym do gładzi, a umieszczonym w połowie kresy łączącej wspomniane środki. Gładź przeto musi być płaszczyzną.

Czop pokrętowy, przytwierdzony do drążka zmieniakowego, nadaje zarazem zmieniakowi ruch posuwisty, pokręcanie zaś, wywołujące zmianę napełnień cylindra, odbywa się przez przesławianie ramienia z wahakiem chwytającym przegibnie za zmieniak w pewnym oddaleniu od środka jego pokrętu. Ramię to siedzi na wałeczku, który przechodzi na zewnątrz skrzyni suwakowej przez dławnicę i który łączy się odpowiednim nastawiakiem z miarkownikiem; nadto na wałeczku znajduje się wskazówka, pokazująca w każdej chwili na podziałce napełnienie cylindra.

Ogólny przebieg określania wymiarów stawidła Horoszkiewicza jest taki sam jak dla stawidła Meyer'a i Rider'a; posługiwać się wszakże wypada przeważnie sposobem wykreślnym, samo bowiem obliczanie byłoby zbyt żwilem.

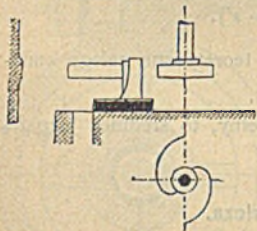
Stawidło Horoszkiewicza, wykonywa od lat wielu warszawska fabryka „Orthwein, Karasiński i S-ka”. Nakresy pary, otrzymywane przy tym rozrządzie, mają być zupełnie prawidłowe, napełnienia dają się zmieniać łatwo w dużych granicach, a gładzie na zmieniacu i niezmianie zużywają się zupełnie jednostajnie.

5. Stawidło Farcot'a.

(Zmieniaki nie posiadają oddzielnego napędu, zabiera je na sobie niezmian; ruch względny w kierunku drogi suwaków wynika z zatrzymywania zmieniaków przez stałe odboje i nastawny ksiuk środkowy.

Zmieniak rozdzielony na dwie płytki **zabrankami** zwane (rys. 683) bierze udział w ruchu niezmianu, dopóki nie uderzy o krawędź dwuksiuka. Dalszy ruch niezmianu pod zabranką powoduje zamykanie (przez jej krawędź) wlotki niezmianowej. Zmienność napełnień cylindra nastawia się przez pokręcanie (od miarkownika) dwuksiuka, posiadającego boki czynne, ukształtowane podług spirali. Skutkiem tego, stosownie do kąta pokrętu, zabranka się wcześniej lub później zatrzymuje. Stałe odboje w końcach skrzynki suwakowej sprządzają zabrankę, przy powrotnym ruchu niezmianu, w pierwotne jej położenie względem niego.

Rys. 683.



Stawidło to daje zmienne napełnienia tylko w obrębie drogi niezmianu przebywanej w tym samym kierunku co i ruch tłoka, a więc w granicach kąta obrotu 90° — δ , licząc od punktu zwrotu. Jeżeli niezmian wykonano prawidłowo na dostateczny wylot przedzwrotowy i dostateczne sprężanie, to zmiana napełniania poza kąt obrotu korby 60° , a co najwyżej 65° , jest niewykonalna, a zatem największe napełnienie cylindra nie może przekraczać 0,25, a najwyżej 0,3.

IV. Stawidła nawrotcze.

Uwagi wstępne.

Pod względem zakresu działania na rozrząd pary, możnaby wszelkie stawidła nawrotcze ułożyć w porządek następujący:

a. Stawidła odwrotcze, które mogą jedynie kierunek obrotu silnika zmienić wprost na odwrotny, nie zmieniając wszakże jego napełnień. Stawidła te pracują bez kąta przodowania ($\delta = 0^\circ$) t. j. z suwakami bez przysłonieć, a nadto skok suwaka jest niezmienny.

Odwrót obrotu silnika osiąga się przez przemianę przewodów wlotowych na wylotowe, dokonaną bądźto nazewnątrz skrzyni suwakowej, bądźto w niej samej za pomocą przestawienia okienek wlotowych, bądź też wreszcie przez nadanie suwakowi ruchu odwrotnego.

Możnaby wprowadzić niektórymi z tych suwaków zmieniać i wielkość skoku suwakowego, lecz powodowałoby to jedynie dławienie wlotu i wylotu pary. To też sposobu tego do zmiany mocy silnika się nie stosuje, bo korzystniej już będzie przydławić (od miarkownika) sam tylko wlot pary.

b. Stawidła nawrotcze właściwe, pozwalające zmieniać tak kierunek biegu silnika, jako też i jego napełnienie, a więc stopniowo nawracać z obrotu naprzód na wsteczny. Stawidła te podzielić można na dwa rodzaje:

α . Stawidła ze zmiennym kątem przodowania, lecz o niezmiennym skoku suwaka. Ponieważ dają one zupełnie prawidłowy rozrząd pary tylko w krańcowych położeniach ustroju, przeto stosują się one przeważnie tylko jako odwrotnice.

β . Stawidła ze zmiennym kątem przodowania i zmiennym skokiem suwaka. Dają one rozrząd pary bardziej lub mniej prawidłowy, zależnie od ustroju całości. Najprostsze z nich działają przez odpowiednie przestawianie mimośrodów suwakowego. Z ustrojów bardziej złożonych rozróżniamy jarzma i nawrotnice.

W **jarzmach** mamy do czynienia z wahającą się obwodnicą (p. str. 569), o końcach poruszanych gołeniami dwóch mimośródów; obwodzik, zwany w tym razie **przesuwkiem**, działa na suwak, nadając mu (zależnie od położenia swego w obwodnicy) większy lub mniejszy skok, oraz kierunek względny, właściwy dla biegu silnika naprzód lub wstecz.

W **nawrotnicach** zmiana skoku i kierunku ruchu suwaka jest wynikiem dwóch ruchów składowych: wywołanego przez jeden tylko mimośród i ruchu nadawanego suwakowi przez połączenie drążka suwakowego z obwodnicą, gołenią korbową, krzyżulcem lub t. p.

Martwym punktem stawideł nawrotczych nazywamy takie ich położenie, któreby, w razie ruchu silnika, wywoływało równocześnie i obrót naprzód, i obrót wstecz; istotnym więc wynikiem takiego położenia stawidła będzie bezruch silnika.

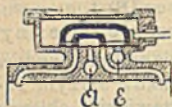
Część każdego stawidła nawrotczego, leżąca po jednej stronie punktu martwego, może, o ile samo stawidło prawidłowo rozrządza parą, zastąpić stawidło dwoiste, stosowane celem zmiany napełnień cylindra.

a. Stawidła odwrotcze (odwrotnice).

1. Stawidło z przewodami pary, przestawianymi nazewnątrz okienek cylindra.

Przykład takiego ustroju podano w rys. 684. Cylinder, oprócz zwykłego kanału wylotowego *A*, posiada jeszcze kanał dodatkowy *E* z okienkiem na gładzi, przez który następuje wlot pary do skrzynki suwakowej. Wlot ten wszakże może się też odbywać przez kanał *A*, a wówczas *E* służy jako kanał wylotowy. Zależnie od sposobu przelotu pary, suwak przynymać będzie wlotki gładzi bądźto swemi krawędziami zewnętrznymi, bądź też wewnętrznymi; nie może

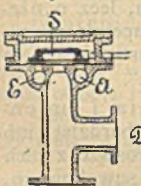
Rys. 684.



on przeto ani mieć żadnego przysłonięcia, ani też pracować z kątem przodowania, a zatem i stawidło takie działa bez rozprężania, sprężania i t. d. Aby świeża para, wlatując przez kanał *A*, nie poddźwigiwała suwaka, powinien on znajdować się pod naciskiem tejże pary i z zewnątrz, co zmusza do ostonięcia suwaka właściwego dodatkową oponą nieckowatą i połączenia wlotni suwakowej z rurą wlotową.

Dodanie suwakowi odpowiednich przysłonięć dla wlotu przez jeden z kanałów, np. *A*, polepsza rozrząd dla wlotu pary tą drogą, pogarsza go natomiast dla wlotu przez kanał drugi, np. *E*, i odwrotnie.

Rys. 685.



Zamianę wlotu i wylotu pary w kanałach *A* i *E* gładzi podsuwakowej (rys. 684) uskutecznia się za pomocą oddzielnego przyrządu, np. złożonego ze skrzynki z suwakiem *S* (rys. 685), przystaniającym trzy kanały. Od przestawienia suwaka tego zależy, czy para świeża wlatująca do tej skrzynki suwakowej podążać będzie do silnika drogą *A*, czy też przez *E*; pozostały kanał będzie wówczas wylotem, łączącym się z jedną z odnóg rury wylotowej *D*.

2. Stawidła z przestawianymi okienkami podsuwakowemi.

Przykład ustroju tego rodzaju przedstawiono na rys. 686. Ustrój taki wymaga ułożenia kanałów cylindrowych obok siebie i nadania każdemu z nich dwóch wlotek na gładzi suwakowej, która staje się wskutek tego niepomierne wielką.

3. Stawidło z golenią, przeczepianą do końca dźwigni dwuramiennej.

Czop goleni suwakowej przeczepia się do krańcowych punktów wahającej się pod wpływem mimośrodów dźwigni dwuramiennej, bez użytkowania jej punktów pośrednich, nawet gdyby ją wykonano jako obwodnicę.

4. Stawidło z mimośrodem przesuwanym po swej średnicy.

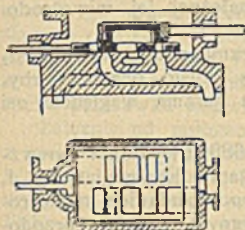
Ustrój pokrewny przedstawionemu w rys. 688 (str. 911). Mimośród przestawia się tylko na swe krańcowe położenia.

b. Stawidła nawrotcze (właściwe).

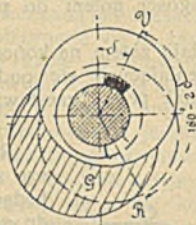
α. Kąt przodowania (δ) zmienny, skok suwaka natomiast niezmienny.

1. Stawidło z mimośrodem pokrętnym (rys. 687) jest najprostszym ustrojem tego rodzaju. Tarcza mimośrodowa daje się pokręcać z położenia I' dla biegu silnika naprzód o kąt $180^\circ - 2\delta$ do położenia R odpowiadającego biegowi wstecz. Granice pokrętu określa występ tarczy mimośrodowej (w rysunku zaczerniony), który to występ zatrzymuje się o końce odpowiedniego występu pierścieniowatego, osadzonego na wale. Przy małych silnikach mimośród przestawiamy

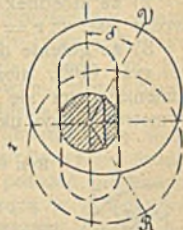
Rys. 686.



Rys. 687.



Rys. 688.



drążkiem od ręki, we wielkich silnikach okrętowych wyrównoważa go przeciwwaga G , a przestawianie odbywa się za pośrednictwem bardziej zawiłych mechanizmów. Rozrząd pary w krańcowych położeniach jest zupełnie prawidłowy.

β. Kąt przodowania i skok suwaka są zmiennne.

1. Stawidło z mimośrodem przesuwającym nie po swej średnicy, lecz po krzywym wykroju, którego kształt przystosowuje się do zamierzonego rozrządu pary. Najprostszym z ustrojów tych jest:

Stawidło z mimośrodem przesuwającym po swej cięciwie (rys. 688).

Ponajczęściej w nazwrotowym położeniu silnika oś wykroju bywa prostopadłą do drogi tłoka; dla tego też przy przesuwaniu mimośrodów odmyk nazwrotowy suwaka nie ulega zmianie, lecz zmienia się tylko kąt przodowania i skok suwaka, a więc i napełnienie cylindra. W połowie przesunięcia następuje nawrót silnika, a rozrząd pary, przeszedłszy w odwrotnym kierunku wszystkie swe zmiany, dochodzi do przeciwnego stanu prawidłowego. Przesuwanie mimośrodów podczas biegu jest uciążliwe.

2. Ogólne zasady obliczenia jarzm i nawrotnic.

Jeżeli się, w chwili kukorbowego zwrotu silnika, obiedwie golenie mimośrodowe jarzma ze sobą krzyżują, to jarzmo takie zwiemy jarzmem krzyżnym; jeżeli zaś w tejże chwili, nie same golenie, lecz ich przedłużenia się przecinają, to jarzmo takie zwie się niedokrzyżnym (p. rys. 690, 692, 695).

Gdy przesuwek znajdzie się w najwyższym punkcie jarzma niedokrzyżnego (rys. 690), a więc pod wyłącznym wpływem górnej go-

leni, silnik będzie pod działaniem pełnego rozrządu na bieg naprzód. Położenie przesuwka w dolnym krańcu da pełny bieg wstecz. Dla tego też mimośród górnej goleni jarzma niedokrzyżnego zwieemy mimośrodem biegu naprzód, dolnej zaś — mimośrodem biegu wstecznego.

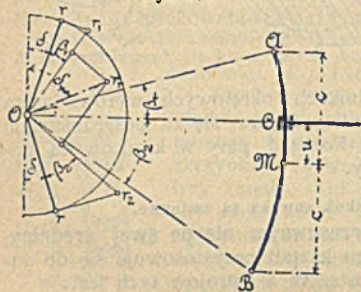
Znając prawa ruchu dla obydwóch krańców jarzma, nie trudno wyprowadzić prawo ruchu dla przesuwka w dowolnem jego położeniu, a więc i wyznaczyć przynależne odsuwy suwaka. Dla uproszczenia tych wyznaczeń zakładamy zazwyczaj:

1) że końce jarzma poruszają się po prostych równoległych do drogi suwaka,

2) że stosunek długości goleni do przynależnej jej mimośrodości jest: $l : r = \infty$,

3) że golenie działają zatem na końce jarzma pod kątami β_1 i β_2 (p. rys. 692), niezmiennymi się podczas całego obrotu korby, zmieniającymi się jednak przy przestawieniu jarzma względem osi symetrii całego układu.

Rys. 689.



Rys. 689 uwydatnia powyższe założenia. Koniec jarzma A , będący pod działaniem mimośrodu górnego r , o kącie przodowania δ , i poruszany przez żeń golenią nachyloną do osi pod kątem β_1 , wykonywa w kierunku tejże osi taki sam ruch, jak gdyby napędzał go mimośród pomyślany

$$r_1 = \frac{lr}{\cos \beta_1},$$

mający, kąt przodowania $\delta \pm \beta_1$, i działający wprost, bez pośred-

nictwa dźwigni na rozpatrywany punkt A . (Dodatna wartość kąta β_1 dotyczy jarzm niedokrzyżnych, odjemna zaś krzyżnych).

W ten sam sposób działanie mimośrodu dolnego, dla biegu wstecz, na B można zastąpić jakoby działaniem mimośrodu pomyślanego

$$r_2 = \frac{r}{\cos \beta_2},$$

któryby bezpośrednio napędzał B i miał kąt przodowania $\delta + \beta_2$ dla jarzm niedokrzyżnych, a $\delta - \beta_2$ dla krzyżnych. W rys. 689 wyznaczono mimośrody r_1 i r_2 dla jarzma niedokrzyżnego.

Jeżeli oznaczymy długość obwodnicy jarzma przez $2c$ i odległość przesuwka C od środkowego położenia przez u , to ruch mimośrodu pomyślanego r_1 ujawni się (na razie, w założeniu, że punkt B jest nieruchomy) jako ruch wywołany jakoby mimośrodem

$$r_1' = r_1 \frac{c + u}{2c},$$

zwanym z tego powodu mimośrodem ujawniającym bieg naprzód. Tak samo wyznacza się mimośród ujawniający bieg wsteczny:

$$r_2' = r_2 \frac{c - u}{2c},$$

Wzory powyższe wykazują, że środkowe położenie przesuwka daje bezruch i dla tego zwie się martwym. Przesuwek w położeniach pośrednich daje bieg naprzód lub wstecz z tem mniejszymi napelnieniami, im bliżej punktu martwego znajduje się przesuwek.

Jednoczesne działanie obu mimośrodków ujawniających biegi wywołuje ruch przesuwka jakby pod wpływem mimośrodu wynikowego z obu powyższych. Z wielkości mimośrodków ujawniających biegi, oznaczonych kółeczkami na kresach mimośrodków pomyślnych r_1 i r_2 (rys. 689), otrzymuje się na zasadzie równoległoboku mimośrodek wynikowy r_r , o kącie przodowania δ_r . Daje on, jak w zwykłym jednomimośrodkowym wykresie suwakowym, istotny obraz ruchu przesuwka ustawionego w danym punkcie jarzma.

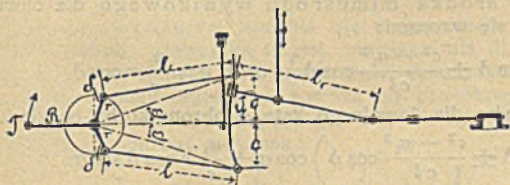
Zależnie od położenia przesuwka w jarzmie zmieniać się będą i wielkości i kąty przodowania mimośrodków wynikowych; środki tych mimośrodkowości r_r dla wszystkich kolejnych położen przesuwka wytworzą krzywą, poczynającą się w r_1 , kończącą w r_2 (p. rys. 691), a zwaną **wykresową mimośrodkowości jarzma**. Jeżeli dane jarzmo ma dawać jednakowy odmyk nazwrotowy dla wszystkich położen przesuwka, to wykresowa ta powinna być prostą i prostopadłą do kierunku drogi suwaka.

3. Jarzmo Gooch'a (w rys. 690, niedokrzyżne).

Środek obwodnicy uwiesza się na wahaku lub chodzi w prowadnicy, kąt β jest zatem stały; przestawiamy natomiast przesuwek wraz z gołnią, działającą na drążek suwakowy. Promień krzywosci jarzma = długości gołni suwakowej l_1 . Co do uwieszenia jarzma i gołni por. 6.

Wykresowa mimośrodkowości w jarzmie Gooch'a jest prostą, jarzmo więc daje stały odmyk nazwrotowy. W chwili nazwrotowej spólrzędne środka mimośrodu wynikowego, dla danego położenia przesuwka (p. rys. 691), określają się ze wzorów:

Rys. 690.



Rys. 691.



$$x = r \left(\sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right), \text{ oraz } y = \frac{ru}{c} \left(\cos \delta \mp \frac{c}{l} \sin \delta \right),$$

w których l = długości goleni mimośrodowych i w których znaki górne dotyczą jarzma niedokrzyżnego, a dolne krzyżnego.

Odsuw suwaka odpowiadający obrotowi korby o kąt α będzie:

$$\xi = r \left(\sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right) \cos \alpha \pm \frac{ur}{c} \left(\cos \delta \mp \frac{c}{l} \sin \delta \right) \sin \alpha.$$

Uginania się sprężyn nad osią napędną parowozów mącą rozrząd pary jarzmem Gooch'a; uchybienie wzrasta się w miarę wzrostu napelnienia. Jeszcze gorszy wpływ wywiera ukośny układ jarzma (por. 4).

4. Jarzmo Stephenson'a (w rys. 692, niedokrzyżne).

Promień krzywosci jarzma = długości goleni l mimośrodów*). Przetawia się tu jarzmo; przeto kąty β_1 oraz β_2 są zmienne, każdy w granicach od 0° do $\beta_1 + \beta_2$. Dla środkowego położenia jarzma, t. j. dla martwego punktu, będzie (rys. 693 jarzmo niedokrzyżne):

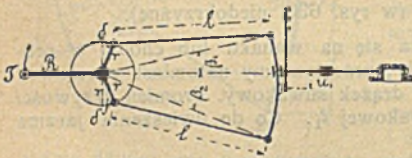
$$\beta_1 = \beta_2 = \beta = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2};$$

mimośrody pomyślane leżeć wówczas będą w r_0 , t. j. będzie:

$$r_1 = r_2 = \frac{r}{\cos \beta} = r_0,$$

przeto mimośród ruchu wynikowego otrzymamy w M , t. j. na pionowej łączącej punkty r_0 .

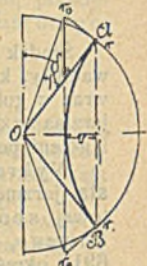
Rys. 692.



Rys. 693.



Rys. 694.



Wykresowa mimośrodowości AMB jest parabolą o wierzchołku w M . Dla jarzma krzyżnego (rys. 694) wklęsłość jej kieruje się w stronę przeciwną, kąty β mają bowiem naówczas wartości ujemne.

Spółrzędne środka mimośrodu wynikowego dla chwili zwrotu wyrażają się wzorami:

$$x = r \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u_1^2}{cl} \cos \delta \right), \text{ oraz } y = \frac{u_1}{c} r \cos \delta.$$

Odsuw suwaka dla dowolnego kąta α obrotu korby będzie:

$$\xi = r \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u_1^2}{cl} \cos \delta \right) \cos \alpha \pm \frac{u_1}{c} r \cos \delta \sin \alpha.$$

*) Z. d. Ver. D. Ing. 1891 r, podaje na str. 470 pożądaną poprawkę co do długości l .

(Znaki górne dotyczą jarzm niedokrzyżnych, dolne zaś krzyżnych).

Odmyk nazwrotowy zmienia się, w miarę zbliżania się przesuwka od krańca do punktu martwego, o strzałkę v paraboli, wyznaczonej przez położenia środka mimośrodowego, a mianowicie: wzrasta on u jarzm niedokrzyżnych, a zmniejsza się u krzyżnych.

Ustawiając na wało oba mimośrodowo niesymetrycznie względem korby, możemy nadać części paraboli, przeznaczonej dla biegu ważniejszego, np. jej górnej gałęzi AM , położenie bardziej prostopadłe do kierunku ruchu suwaka. Osiągniemy przez to małą zmienność odmyku nazwrotowego w tej części jarzma, lecz za to zmienność odmyku wzmoże się tembardziej dla dolnej części jarzma, przeznaczonej dla ruchu wstecznego.

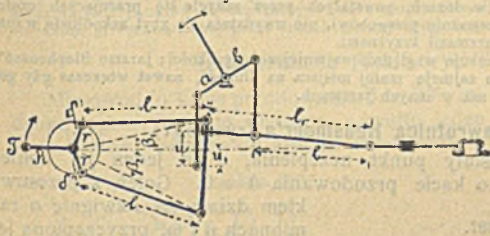
Uginanie się sprężyn nad osią napędną parowozów, oddziałują bardzo nieznacznie na rozrząd jarzmem Stephenson'a, o ile cięciwa paraboli mimośrodowej jest równoległa do kierunku ugięć. W przeciwnym razie składowa ugięcia sprężyn w kierunku ruchu suwaka, nie będąc zerem, wywołuje odsuwy dodatkowe, przez co mąci rozrząd.

5. Jarzmo Allan'a (w rys. 695 niedokrzyżne).

Jarzmo i goleń suwakowa przedstawiają się równocześnie względem siebie dźwigni dwuramienną a, b . Wycięcie jarzma jest prostolinijne. W położeniu środkowym mimośrodowo działają pod kątem β , który w krańcowym położeniu dochodzi do najmniejszości β' , zależnej od przekładni a do b . Mimośród pomyślany dla położenia środkowego ma, jak w jarzmie Stephenson'a, wartość $r_0 = \frac{r}{\cos \beta}$.

Wykresową mimośrodowość stanowi parabola (rys. 696), o wierzchołku M dla martwego położenia jarzma, kończąca się w punktach A i B , które odpowiadają krańcowym położeniom. Od-

Rys. 695.



Rys. 696.



myk nazwrotowy zmienia się w granicach wysokości strzałki v paraboli, a strzałka ta jest mniejsza niż dla jarzma Stephenson'a, o tych samych wymiarach części składowych.

Jeżeli środek przesunąć suwaka ma pozostawać w niezmiennym oddaleniu od osi wała napędnego, t. j. ma być niezależny od u i u_1 , to należy zachować stosunek:

$$\frac{u}{u_1} = 1 + \frac{b}{a} \frac{l_1}{l_0} = 1 + \frac{l_1}{l} \left[1 \pm \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}} \right],$$

z którego określa się stosunek $a : b$.

Co do wpływu, jaki wywiera uginanie się sprężyn nad osią napędną parowozu na rozrząd pary, to jarzmo Allan'a zajmuje miejsce pośrednie między jarzmem Gooch'a i Stephenson'a.

6. Uwieszenie obwodnicy jarzma i gołeni suwakowej w jarzmach Gooch'a, Stephenson'a i Allan'a.

Ponieważ punkt uczepienia jarzma zazwyczaj nie chodzi w prowadnicy, lecz wisi na wahaku, przeto opisuje on łuk koła; natomiast każdy inny punkt jarzma opisuje podczas ruchu krzywą ósemkowatą lub elipsowatą, o tem większej szerokości pola objętego przez krzywą, im dalej punkt ten leży od punktu uwieszenia, a także im krótszy jest wahak. Krzywa taka różni się od toru, po jakim musi biec przesuwka ustawiony w danym punkcie jarzma, a z różnic tych wynikają ruchy dodatkowe przesuwka wzdłuż obwodnicy, **podrygami** zwane. Aby uniknąć wynikającego z tych nieużytecznych ruchów zużywania się jarzma i przesuwka, uwieszamy zazwyczaj obwodnicę za jej środek, zmniejszając przez to średnią szerokość pól, obejmowanych drogami punktów jarzma. Nadto stosuje się wahaki jak można najdłuższe.

Jeżeli chodzi o szczególne uwzględnienie jednego z kierunków obrotu silnika (np. dla biegu naprzód parowozu z tendrem doprzęgniętym), to jarzmo uwiesza się za koniec odpowiadający temu kierunkowi obrotu. Ruch wsteczny powoduje wówczas tem większe podrygi przesuwka.

Uwieszenie jarzma należy wykonać w ten sposób, aby cięciwa łuku opisywanego przez wahak była równoległa do kierunku drogi suwaka (t. zn. wahak w swem położeniu środkowym ma być prostopadły do tej drogi), oraz aby oś drążka suwakowego połowiła strzałkę opisywanego łuku. Tym samym warunkom ma czynić załość uwieszenie gołeni przesuwkowej.

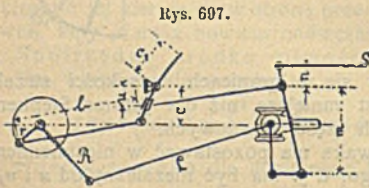
Ruch trwoniony w luzach, powstałych przez zużycie się pracujących części ustrojów jarzmowych (przeważnie przegubów), nie uwydatnia się zbyt szkodliwie w rozrządzie pary, zwłaszcza jarzmi krzyżnemi.

Jarzmo Gooch'a potrzebuje względnie najmniejszej wysokości; jarzmo Stephenson'a największej, lecz wzamian zajmuje mniej miejsca na długość, nawet wtenczas gdy gołenie jego nie są krótsze niż w innych jarzmach.

7. Nawrotnica Heusinger'a (rys. 697).

Obwodnica ma stały punkt uczepienia, a na jeden jej koniec działa mimośród r , o kącie przodowania $\delta = 0$. Gołen z przesuw-

kciem działa na dźwignię o ramionach n i m , przyczepioną jednym końcem wprost do drążka suwakowego S , a drugim, za pośrednictwem krótkiej złączki, do występu na krzyżulcu. Ruch suwaka, spowodowany przez samą obwodnicę, odpowiada ruchowi, wywołanemu przez mimośród ujawniający:



$$r_1 = r \frac{u}{c} \frac{m+n}{m}, \text{ o kącie przodowania } \delta_1 = 0.$$

Ruch suwaka natomiast, wynikający z działania nań krzyżulca, wyraża się jako przesuw: $R \frac{n}{m}$.

Złączone te ruchy można zastąpić działaniem mimośrodowo-wy-
nikowego r_r według wykresu rys. 698. Z wykresu tego widać,
że, przy dowolnej zmianie wartości $u:c$, punkt r_r pozostanie zawsze
na **prostej**, będącej wykresową mimośrodo-
wości; nawrotnica ta działa przeto ze stałym od-
makiem nazwrotowym.

Odsuw suwaka dla danego kąta α korby
wyraża się wzorem:

$$\xi = R \frac{n}{m} \cos \alpha + r \frac{u}{c} \cdot \frac{m+n}{m} \sin \alpha.$$

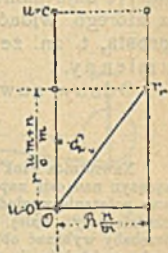
Nawrotnica Heusinger'a nie potrzebuje wielkiej
wysokości i nadaje się do napędu suwaków o gładzi
równoległej do osi cylindra parowego, położo-
nych nawet nad nim; dla tego też znajduje ona co-
raz szersze zastosowanie do suwaków ułożonych
na zewnętrznej stronie parowozu. Ustrój, przedsta-
wiony na rys. 697, wymaga dwukrotnego prowadzenia drążka su-
wakowego S . Nawrotnica ta nie zużywa wiele pracy przez tarcie; na
rozrząd pary ma wybitny wpływ ruch trwoniony, wywołany
w luzach części współpracujących.

Uchybienia rozrządu pary, wynikające z określonej długości L goleni korbowej, moż-
na wyrównać przez właściwy dobór długości złączki między krzyżulcem i ramieniem m
dźwigni suwakowej, a mianowicie: złączka ta w środkowym położeniu drogi krzyżulca
powinna być równoległa do tejże drogi. i taka, aby w skrajnych położeniach krzyżulca
rzuty prostopadłe do drogi tłoka były o $L(1 - \cos \beta)$ krótsze od jej istotnej
długości. Różnicę odmyków nazwrotowych po obu stronach cylindra, jaka wynika ze
zbyt krótkiej goleni przesuwka, można usunąć przez układ całej nawrotnicy, w którym-
by przegub, łączący obwodnicę z golenią mimośrodowo, znajdował się w tem samym po-
łożeniu dla obu punktów zwrotu korby. Punkt obrotu obwodnicy powinien leżeć na pro-
stopadłej, przeprowadzonej przez środek ciężkości drogi wspomnianego przegubu.

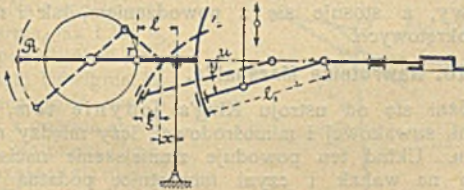
S. Nawrotnica Fink'a (rys. 699).

Mimośród, o kącie przodowania $\delta = 90^\circ$, ma obwodnicę, przytwier-
dzoną wprost na jego obręczy, a nadto jeden z punktów osi syme-
tryi obręczy, odległy od środka mimośrodowo o l , trzyma się na wa-

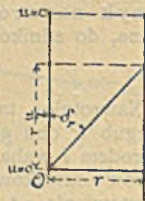
Rys. 698.



Rys. 699.



Rys. 700.



haku. Mimośród r wywołałby odsuw ξ przesuwka obwodnicy, lecz
równoczesne przechylenie się jej powoduje odsuw dodatkowy x ,
który dla kąta α korby będzie:

$$x = r \frac{u}{l} \sin \alpha.$$

Odsuw ten można uważać za wynik napędu mimośrodem pomyślanym, mającym ujawniającą się mimośrodowość $r_1 = r \frac{u}{l}$ i kąt przodowania $\delta = 0$.

Istotna mimośrodowość r , złączona z mimośrodowością pomyślaną r_1 , daje mimośrodowość wynikową r_r , według wykresu rys. 700, z którego widać, że wykresowa mimośrodowości jest linią prostą, t. zn. że nawrotnica daje odmyk przedzwrotowy niezmienny.

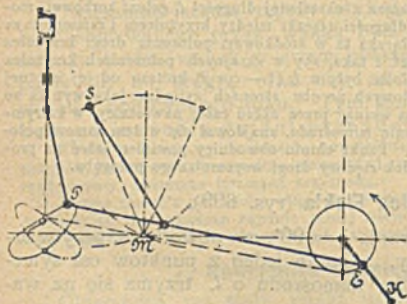
Odsuw suwaka równa się:

$$\xi = r \cos \alpha + \frac{r u}{l} \sin \alpha.$$

Nawrotnica Fink'a nie nadaje się do parowozów, gdyż, wskutek uginania się sprężyn nad osią napędną, punkt uwieszenia wahaka obwodnicy zmieniłyby ustawicznie swe położenie względem osi całego ustroju, co wywoływałoby znaczne uchybienia w rozrządzie pary. Dalej, chcąc osiągnąć tą nawrotnicą duże napelnienia cylindra (np. 0,7), trzeba by wykonać obwodnicę niepomiernej długości. Nakoniec zaś opory napędowe suwaka rozkładają się na znaczne ciśnienia zarówno w obwodnicy jak i w mimośrodku. skoro tylko przesuwki oddali się nieco więcej od punktu uwieszenia obręczy mimośrodu na wahaku.

9. Nawrotnica Klug'a (rys. 701).

Rys. 701.



Goleń mimośrodu E , osadzonego pod kątem 0° względem korby K (t. zn. $\delta = -90^\circ$) uwiesza Klug na wahaku o punkcie wahań S . Wskutek tego punkt P goleni opisuje krzywą elipsową i służy bezpośrednio do napędu goleni suwaka. Przesuwając punkt S po łuku zakreślonym ze środka M , będącego martwym punktem nawrotnicy, osiągamy zmianę napelnień i nawrót.

Nawrotnica ta daje stały odmyk nazwrotowy, a stosuje się z powodzeniem, jak i następna, do silników okrętowych.

10. Nawrotnica Marshall'a.

Nawrotnica ta różni się od ustroju Klug'a jedynie tem, że przegub P obu goleni, suwakowej i mimośrodowej, leży między mimośrodem i wahakiem. Układ ten powoduje zmniejszenie nacisku oporów suwakowych na wahak i czyni nawrotnicę podatną do przestawiania od ręki.

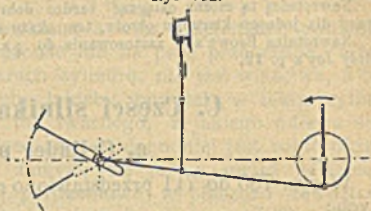
11. Nawrotnica Hackworth'a (rys. 702).

Jest ona pierwowzorem nawrotnic Klug'a i Marshall'a. Od w końcu wspomnianej różni się tylko tem, że zamiast wahaka, o przestawianej osi wahań, stosuje się prowadnicę pokrętną.

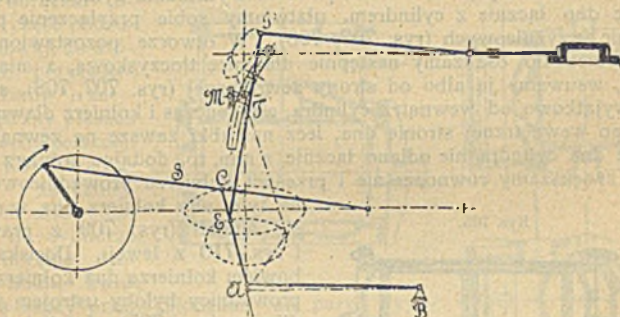
12. Nawrotnica Joy'a (rys. 703).

Otrzymuje ona ruch z punktu C goleni korbowej S . Złączka CA i wahak AB dają możliwość przekształcenia drogi punktu C na bardziej korzystną drogę punktu E (por. wodzidla wtórne str. 575). Z punktem E łączy się dźwignia T , napędzana przegubem P goleni suwakowej, a mająca swój punkt oparcia na przesuwku. Obwodnica przesuwka da się pokręcać około stałego punktu M , wskutek czego można zmniejszać napełnienia cylindra i wywołać nawrotny bieg silnika. Odmyk nazwrotny jest wielkością stałą. *)

Rys. 702.



Rys. 703.

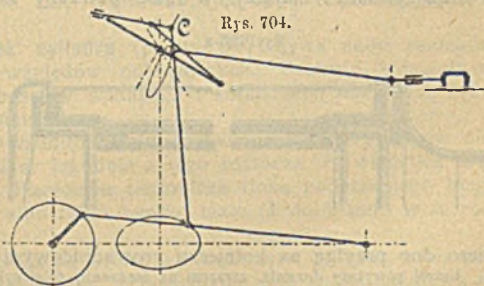


Nawrotnica ta stosuje się do silników okrętowych i do parowozów, a w nich wpływ uginania się sprężyn ponad osią napędną na rozrząd pary jest nieuchwytny, lecz tylko dla środkowego położenia obwodnicy; ze wzrostem napełnień cylindra wpływ ten się zwiększa i powoduje uchybienia aż do 10% napełnienia.

13. Nawrotnica Brown'a (rys. 704).

Nawrotnica ta czerpie, jak i Joy'a, napęd z goleni korbowej. Dźwignia, łącząca goleni korbową z golenią suwakową, ma punkt C , poruszający się niemal po linii prostej, leży on bowiem na prostowodzie konchoidalnym. Cały ustrój

Rys. 704.



*) O nawrotnicach Joy'a (czyt. Dżoj) por. Zeitsch. d. V. d. Ing. r. 1886, str. 1052; r. 1887, str. 598; nadto Org. f. F. r. 1887, str. 19.

prostowodu tego daje się pokręcać około punktu *a*, leżącego na prostej *AD* (por. rys. 433, str. 572). W nawrotnicy Brown'a wywołuje to ruch punktu *C* po torach niemal prostych, które leżą w granicach krzyżujących się kres kropkowanych w rys. 704.

Nawrotnicą tą można osiągnąć bardzo dobry rozrząd pary; wszakże im on będzie lepszy dla jednego kierunku obrotu, tem okaże się gorszym dla biegu odwrotnego.

Nawrotnica Brown'a w zastosowaniu do parowozów daje rozrząd taki sam, jak ustrój Joy'a p. 12.

C. Części silnika parowego.

a. Cylinder parowy.

W rys. 705 do 711 przedstawiono rozmaite ustroje cylindrów parowych:

Dno cylindra, od strony krzyżulca, odlewamy zazwyczaj łącznie z cylindrem, zostawiając tylko otwór w pośrodku na oś wytaczadła, na którym siedzi pięść z nożami podczas wytaczania cylindra. Odlewając dno łącznie z cylindrem, ułatwiamy sobie przyłączenie przewodnic krzyżulcowych (rys. 707, 708). W otworze pozostawionym na wytaczadło osadzamy następnie dławnicę tłoczyskową, a mianowicie, wsuwamy ją albo od strony zewnętrznej (rys. 707, 708), albo też wyjątkowo od wewnątrz cylindra, a natenczas i kołnierz dławnicy leży po wewnętrznej stronie dna, lecz naśrubki zawsze na zewnątrz. Jeżeli dna cylindra nie odlano łącznie z nim, to, dodając kołnierz do dna, zwiększamy równocześnie i prześwit kołnierza przewodnicowego

Rys. 705.



na tyle, aby kołnierz dna w nim się mieścił (rys. 709 z prawej i rys. 710 z lewej). Dociskanie bowiem kołnierza dna kołnierzem przewodnicy byłoby ustrojem wadliwym (rys. 705). Jeżeli jednak mamy dno dociskać kołnierzem przewodnicowym, to wykonywamy

je bez kołnierza, a natenczas wspiera się ono wewnętrzną stroną na przeddrażu cylindra, albo (rys. 705-a) na tulei uprzednio wsuniętej w draż cylindra i mającej, w razie potrzeby kanał rozdzielnicy, od

Rys. 705-a.



zewnątrz zaś przyciska się kołnierzem przewodnicowym.

Między zewnętrzną krawędź dna a cylinder wkładamy uszczelkę miedzianą, po której należytem doszczelnieniu, dociskamy do

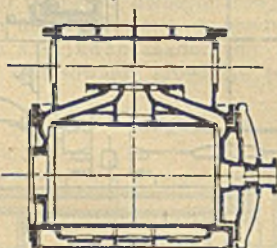
piero dno przylgą na kołnierzu przewodnicowym (rys. 705-a).

Ustrój powyższy pozwala zarazem na osadzenie tulei cylindrowej końcem zwróconym ku przewodnicy, co jest korzystniejsze, niż wsuwanie tulei od strony pokrywy. Kulkobowy bowiem jedynie koniec tulei opiera się na występie draży cylindra, i ma uszczelkę miedzianą dociskaną dnem, drugi zaś koniec tulei może się swobodnie wydłuzać w stronę pokrywy, po której to stronie szczelność uszczelki daje się łatwo sprawdzać.

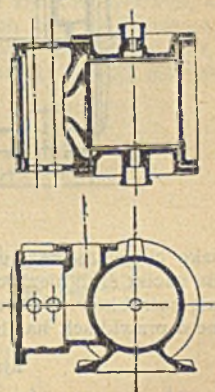
Tuleje w silnikach okrętowych wsuwają się dosyć często od strony pokrywy i mie-wają wówczas w przeciwnym końcu kołnierz wywinęty na wewnątrz, przysrubowany do dna cylindra na uszczelkę z siatki, miedzianą i minię. Włókno przeto kanałów rozdzielczych po tej stronie cylindra muszą mieścić się w obrębie wspomnianego kołnierza, co zwiększa bardzo przestrzeń szkodliwą. Do silników przemysłowych ustrój podobny nie znajduje zastosowania.

Odlewanie cylindrów z ogrzewkami, a więc o ściankach podwójnych, zwłaszcza na wysoką prężność lub na parę przegrzaną, albo wreszcie przy większych rozmiarach cylindra, nie jest właściwe, a to z powodu naprężeń odlewniczych, jakieby powstały w takim cylindrze, gdyby go odlać z żeliwa tak twardego, z jakiego odlewa się tuleję cylindrową. Dziury pordzeniowe najdogodniej jest robić okrągłe i rozmieścić w kołnierzu; zamyka się je na gwint żelazem; mniej dogodnymi będą otwory pordzeniowe w płaszczu zewnętrznym, które wypadaloby zamykać pokrywkami (rys. 706). Chcąc zupełnie uniknąć naprężeń odlewniczych, nadlewamy na końcach cylindra tyl-

Rys. 706.



Rys. 706-a.



ko obrączki (oraz i część podsuwakową), do których przytwierdzamy *) zewnętrzny płaszcz z blachy żelaznej.

Rozmieszczanie znacznie

znaczniejszych mas odlewu na cylindrze w obrębie drogi tłoka, zwiększa straty przez chłodzenie się pary, wypada zatem wedle możności unikać kanałów lub żeber podłużnych i t. p. nadlewów, a przy większych cylindrach i parze przegrzanej, zaleca się dla każdej z czterech komór zaworowych, mieszczących się w końcach cylindra, dodawać oddzielne kołnierze przyłączone do rur, doprowadzających i odprowadzających parę (rys. 708).

Grubość s ścianek cylindra (p. str. 577) bywa nader rozmaita, a to przeważnie ze względów odlewniczych. Grubość kołnierzy = $1,3s$ do $1,5s$. Grubości w ściankach i kołnierzach nadlanych króćcy powinny być dostateczne.

Dla łatwiejszego wsunięcia tłoka roztaczają końce cylindrów nieco szerszej, przechodząc łagodnie z tego roztocza we właściwą dźg cylindra (rys. 707). Pierścienie uszczelcze tłoka podczas jego biegu nie wchodzi wcale, albo tylko bardzo mało (1 do 2 mm) w te roztocza.

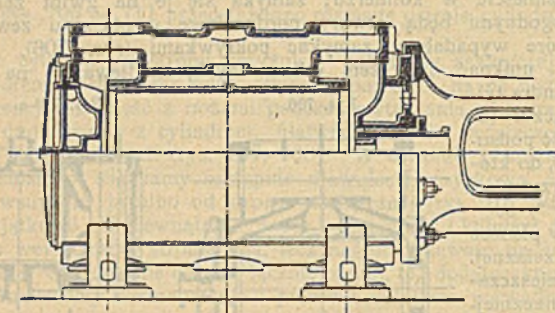
Pokrywy wpuszczają się stroną wewnętrzną w cylinder, a uszczelniają pierścieniami gumowymi, azbestowymi albo siatką metalową na

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1892 str. 359, 541, 680; 1898 str. 1153.

minię, najlepiej jednak wytworzyć uszczelnienie przez zetknięcie się wygładzonych powierzchni metalowych. Wytrzymałość pokryw zwiększamy nadlewając żebra, nadając pokrywom kształt wypukły, lub ścianki podwójne.

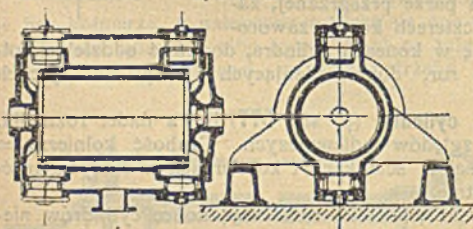
Ilość śrub w pokrywie bywa: $i = \frac{1}{8} D + 4$, jeżeli przez D oznaczymy średnicę prześwitu drąży cylindra w cm; odstępy śrub nie powinny jednakże przekraczać 15 cm. W cieńszych kołnierzach śruby rozmieszczamy gęściej. Grubość rdzenia śrub obliczamy podług największej prężności pary, i jej nacisku na pokrywę, stosując

Rys. 707.



jako ciągnięcie bezpieczne wartość $K_n \leq 300 \text{ kg/cm}^2$, a to ze względu na nacisk śrub niezbędny dla uszczelnienia, oraz na częstsze odkręcanie naśrubków. Na śruby i złącza śrubowe zalecają się wymiary podane w prawidłach hamburskich (p. Dział niniejszy, rozdz. IV, C. I. b. 4).

Rys. 707-a.



Luz między tłokiem a pokrywą lub dnem bywa stosownie do jakości wykonania 5 do 10 mm, a w silnikach stojących bywa on większy u góry niż u dołu.

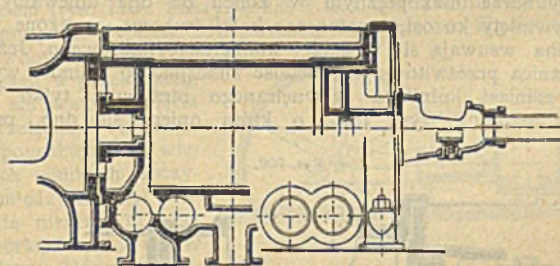
Sadowienie cylindra. Dla zapewnienia współosiowości w sil-

nikach leżących kołnierz prowadnicowy łączy się z kołnierzem cylindra na zagłębieniu. Małe cylindry można sadowić, przyśrubowując je do kołnierza prowadnicowego, albo też, gdy się prowadnice wspierają tylko jednym końcem na posadzie, stawia się cylinder na nóżce silnie przyciągniętej śrubami do posady (rys. 711 cyl. wysokoprężny). Gdy skok przekracza 700 mm wypada już uwzględnić wydłużanie cy-

lindra pod wpływem ciepła, wspierając cylinder bądźto przesuwnie na jednej nodze stale do posady przytwierdzonej, bądź też na dwóch nogach z cylindrem złączonych, lecz przesuwnych po podnózu. Gdy skok jest jeszcze większy, wsparcie cylindra na jednej nodze będzie niedostateczne, bo cylinderby się kiwał, o ileby prowadnice nie były nader sztywne. Można jednak podeprzeć cylinder jedną tylko nogą pod końcem przy pokrywie, podpierając równocześnie oddzielną nogą koniec prowadnic przy cylindrze (Sulzer), albo, o ile prowadnica tej nogi nie posiada, wypada podeprzeć cylinder w obydwóch końcach nogami zazwyczaj rozdwojonemi (rys. 707). Nogi pod płaszczem cylindra można też zastąpić nogami odlanemi z pierścieniem przyśrubowanym do kołnierza (rys. 708), zostawiając w ten sposób całą spodnią część płaszcza swobodną na połączenia rurowe, lub też na części rozrządowe, a przez ustrój taki umożliwiamy względnie niskie położenie osi cylindra, trudne inaczej do osiągnięcia dla cylindrów niskopiętnych z suwakami obrotowymi. Podobny ustrój nadaje się do podparcia dwucylindrowych silników spótloczyskowych, przyczem nóżki odlewamy w obydwóch końcach przełęcza.

W stojących silnikach zakończamy stojak kołnierzem okrągłym, nawet przy zastosowaniu prowadnic płaskich; na taki bowiem

Rys. 708.



kołnierz, wygodnie przyśrubować bezpośrednio cylinder. Jeżeli na stojaku mają stać dwa cylindry, to wierzeh stojaka wykonywamy często łączny, stawiając na nim cylindry swobodnie, aby się mogły wydłużać.

W celu ułatwienia dostępu do dławnic od spodu, jako też dla swobodniejszego przeprowadzenia części rozrządowych silnika stojącego, przytwierdzamy często cylinder wprost do stojaka, bez pośrednictwa kołnierza, wspierając dodatkowo przednią część cylindra słupami. Słupy bywają najczęściej żelazne (kute) lub żeliwne, i zazwyczaj okrągłe gładkie i polerowane, a stawiają się one pochyło, by zwiększyć powierzchnię posadowienia.

Słupy miewają na końcach kołnierze, które łączymy na kilka mniejszych (4 do 6) śrub lub łbiaków z płytą posadową, jak rów-

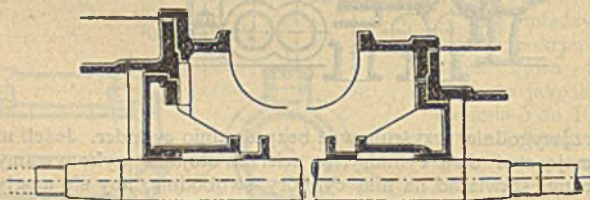
niez i z kołnierzem cylindra, odpowiednio ukształtowanym i wzmoconym żebrami. Albo też cylinder ma dolane łapy wspornikowe, przyciskane naśrubkiem, na gwintowanym końcu słupa, do obrączki nakutej na słupie, lub do odsady powstałej z zatoczenia końca; celem uniknięcia niezbyt zaufnego gwintu na końcu słupa żeliwnego, w słup taki wkręca się na gwint, lub mocuje na klin oddzielny sworzeń kuty, chwytający naśrubkiem za łapę cylindra.

Słupy obliczamy na wyboczenie lub dodatkowo i na gięcie; skośno zastrzały albo zwory (ściagi) obok słupów mogą nieraz zmniejszyć wagę ogólną silnika.

Jeżeli dwa obok siebie stojące cylindry silnika wspierają się na oddzielnych stojakach i słupach, to właściwem będzie złączyć dołem obydwaj cylindry kołnierzami, sięgającymi do połowy ich wysokości. Mniejsze zaś cylindry można nawet łącznie odlewać, przyczem jednakże na przelot pary między cylindrami nadają się lepiej rury oddzielne niż przewody w odlewie łączącym cylindry. Para bowiem, przechodząc przez taki przewód, odłany łącznie z cylindrem, zagrzewa go, skutkiem czego powstają w odlewie naprężenia dodatkowo, a odległość wzajemna osi cylindrów się zwiększa; okoliczność w końcu wspomnianą wypada uwzględniać już przy ustawianiu silnika.

Silniki spółtłoczkowe budowano dawniej prawie wyłącznie w ten sposób, że cylinder wysokoprężny znajdował się bliżej krzyżulca i łączył z prowadnicami, a to dla tego, aby móc wyjmować mniejszy tłok i pokrywę cylindra wysokoprężnego przez drąż cylindra niskoprężnego, posiadającą większy prześwit. Dno cylindra niskoprężnego posiada od strony zewnętrznej kołnierz wywinięty ku osi. Jeżeli różnica prześwitu obydwóch cylindrów jest dostateczna, to w cylindrze niskoprężnym w końcu od dna dolewamy kołnierz wywinięty ku osi, a natenczas kolki śrubowe, osadzone w kołnierzu dna wsuwają się w dziury kołnierza cylindrowego. Jeżeli jednak różnica prześwitów jest niedosć znaczna, to cylinder wysokoprężny zamiast kołnierza wewnętrzznego otrzymuje tylko wążką obrączkę nadlaną (rys. 709), o którą opiera się dno, przycią-

Rys. 709.

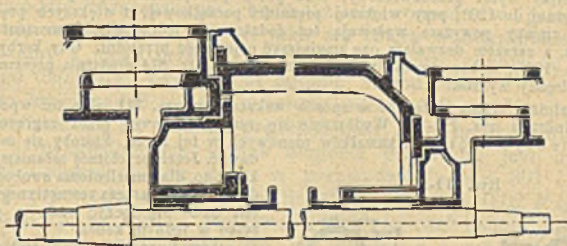


gane kołkami śrubowymi do dwudzielnego pierścienia nałożonego na zewnętrzne obrzeże cylindra. Środkowa część tłocyska bywa stosunkowo bardzo gruba, zwęża się stożkowato pod tłokiem wysokoprężnym, który z drugiej strony przyciska się naśrubkiem.

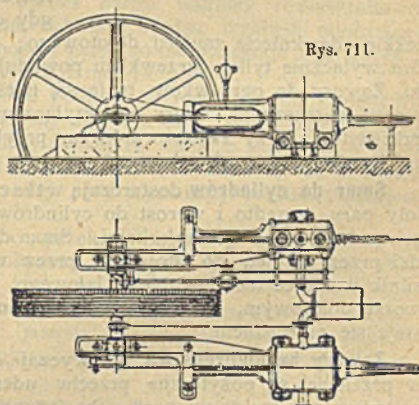
Nowsze ustroje miewają odwrotne wzajemne położenie cylindrów, t. zn. cylinder wysokoprężny leży dalej od krzyżulca niż niskoprężny, z którym też łączą się prowadnice. Tłocysko wykonują zazwyczaj bez przedłużenia poza tłok wysokoprężny. Dla wyjęcia

łoków odsuwa się cały cylinder wysokoprężny, albo też odsuwa się odkorbową pokrywę cylindra wysokoprężnego na tyle w rozszerzenie przełącza międzycylindrowego, aby mógł wysunąć zupełnie tłok niskoprężny i skrócić jego naśrubek z tłoczyska, poczem można już wyjąć tłok wysokoprężny, wraz z całym tłoczyskiem przez drąż cylindra wysokoprężnego (rys. 710).

Rys. 710.



Jeżeli nadto chcemy się pozbyć niedogodnego pogrubienia tłoczyska między tłokami, to w pokrywie cylindra niskoprężnego osadzamy dławnicę wstawianą, którą wyjmujemy natenczas wraz z tłoczyskiem (rys. 710). Pokrywą zaś i tłok cylindra niskoprężnego wyjmujemy przez wycięcie pozostawione w przełączu. Wycięcie to przez nierównomierny rozkład naprężeń w przekrojach, staje się powodem gięcia w przełączu i wymaga jego pogrubienia. W większych silnikach tłoczysko między tłokami podpierają nieraz oddzielną podpórką wbudowaną w przełecze. Żłób podpórki, w celu zmniejszenia tarcia, wylewamy białym metalem; powinien on być nastawnym, np. przez podkładki rozmaitej grubości, a mimo to zaufnie łączyć się z podpórką



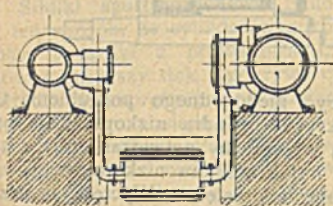
Rozrząd pary w silnikach spóltłoczyskowych nie wymaga znaczniejszej pojemności pośrednika (receiver'a czyli przelotni), starczy zazwyczaj pojemność rury przelotowej, której przekrój bywa $\frac{F'c}{30}$ do $\frac{F'c}{20}$ w m², jeżeli F' oznacza przekrój cylindra niskoprężnego w m², a c średnią prędkość jego tłoka w m/sek.

Silniki sprzężone, o korbach względem siebie przestawionych, wymagają nieco większej pojemności przelotni, a rura przelotowa wystarczy na ten cel tylko pod warunkiem, że złączymy ją z przestrzenią ogrzewka, przez co zwiększamy jej pojemność użytkową.

Pojemność ta bywa często równą pojemności cylindra wysokoprężnego, pozostaje ona jednak w zależności od rozrządu parą, od stosunku pojemności obu cylindrów, jako też od wzajemnego przestawienia korb. Często można otrzymać korzystne wyniki przez wcześniejszy wylot przedzwrotowy, oraz przez powiększenie kąta przodowania korby niskoprężnej do 120° ; przy większej prężności początkowej, i większych prędkościach tłoków, zmiany powyższe wpływają też dodatnio na jednostajność momentów obracających, a zarazem pozwalają one zmniejszyć pojemność przelotni. Gdy korby są przeciwnieległe (180°), wobec stosunków wyluszczonej na str. 874 dostateczną pojemność przelotni polepszy wykres.

Przelotnię można ustawiać w sposób wskazany w rys. 711, albo też wpoprzek tuż pod cylindrami (rys. 711-a). Wydłużanie się rury przelotowej przez zagrzewanie wymaga niezbyt krótkich kawałków pionowych w tej rurze, któreby się mogły poddawać. Jeżeli przelotnię osłaniamy ogrzewkiem, to, dla umożliwienia swobodnego wydłużania się płaszcza zewnętrznego, płaszcz ten może się łączyć stałe z przelotnią tylko w jednym końcu.

Rys. 711-a.



Odwadnianie przelotni jest niezbędne podczas rozruszania silnika, a bardzo pożądaną w czasie jego biegu. Z wodą odchładzającą z przelotni ścieka też z cylindra sporo smaru, którego wydzielenie z wody zazwyczaj się odłaca.

Osprzęt cylindrów. Kurki spustowe są wogóle pożądane do rozruszania silnika, a niezbędne, gdy cylinder zagrzewamy i przez

lekkie odemknięcie zaworu dolotowego; nagrzewanie bowiem cylindra wyłącznie tylko ogrzewkiem powoduje silne naprężanie materiału. Zawory do ogrzewków mają się mieścić na odnogach przed zaworem rozrusznym, dziury na przyłączenie wskaźca miewają 10 mm prześwitu (a przy zastosowaniu rur przyłącznych 20 mm), gwint zaś na kurek wskaźca 1 cal ang.

Smar do cylindrów dostarczają właczarki, włączając go w dloty pary, a nadto i wprost do cylindrów, do których można też doprowadzać smar wykraplarkami. Smar do cylindrów leżących wchodzi przez grzbiet, do stojących przez wierzchnią pokrywę. Jeżeli silnik ma mieć możliwość biegu jałowego przy zupełnie otwartym zaworze dolotowym, to doprowadzanie smaru wprost do cylindrów staje się niezbędnym.

Zawory bezpieczeństwa (zazwyczaj około $\frac{1}{10}$ średnicy cylindra w przelocie) są pożyteczne przeciw uderzom o wodę, oraz przeciw nadmiernemu sprężaniu pary, chociaż przy znacznych prędkościach tłoka czasem i one zawodzą.

Bezpieczeństwo od uderzy o wodę zwiększa się znacznie, gdy wyloty kanałów znajdują się u spodu cylindra, a zatem w silnikach stojących wierzchnia pokrywa bywa więcej narażona, i dla tego zostawiamy więcej luzu między nią a tłokiem.

b. Dołot i odłot pary.

Przewody pary od kotła do silnika powinny być możliwie krótkie, a otulone od strat ciepła (p. str. 305). Zawory parowe stawia się tak przy kotle, jak i przy silniku, a przed zaworem silnikowym zaleca się ustawienie odkraplacza, w którymby woda w parze zawarta mogła się oddzielić, bądźto wskutek zmniejszenia prędkości w przewodzie rozszerzonym, bądź też siłą rozpędu w przewodzie bystro się zaginającym. Wodę, jaka się zbiera w odkraplaczu, wyprowadzamy z niego przez odwadniacz, który, z powodu samoczynnego działania, zwano zbyt ogólnie samodziałem. Przewodowi od kotła lepiej nadać spadek w stronę silnika. Przekrój tego przewodu oblicza się na średnią prędkość pary, nie przekraczającą 25 m/sek., z uwzględnieniem jednak długości przewodu, jego oporów, jako też i skraplania się pary w przewodzie (p. str. 301 i nast.). Przekrój przewodu tego można liczyć ocennie na $0,02 F' c_{\max}$ do $0,03 F' c_{\max}$ (p. str. 881). Mniejsza z tych wartości będzie właściwa, gdy odkraplacz przed silnikiem jest wielki, t. j. gdy zawiera on w sobie zapas pary przynajmniej na 30 skoków; większą zaś wartość wypada stosować, gdy pojemność odkraplacza przed silnikiem jest mała.

Dłuższe przewody parowe należy zaopatrywać w należyłą ilość wydłużeń i kolan miedzianych (p. str. 599), albo też wydłużeń dławnicowych, rur przegubowych i t. p. Do pary przegrzanej miedź się nie nadaje. Wydłużki oprócz parcia wskutek rozszerzalności cieplikowej znoszą nieraz (np. kolana i wygięte wydłużki miedziane) i parcie spowodowane prężnością pary, co nie pozostaje bez wpływu na ich wytrzymałość (p. str. 578 i nast.).

Gdy zużycie pary w silniku podlega nagłym zmianom, zaleca się ustawiać przed silnikiem większy zbiornik pary, który może służyć zarazem i za odkraplacz, a który zmniejsza wahania prędkości w przewodzie, prowadzącym do niego od kotła. Rozumie się, że podobne nagłe zmiany w ilości potrzebnej pary wymagają przedewszystkiem stosownego ustroju kotła.

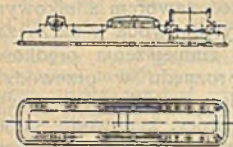
Runze odłotowej nadajemy przekrój obliczony na prędkość do 15 m/sek., lecz z uwzględnieniem istotnych oporów (p. str. 301 i nast.), ocenna zaś wartość tego przekroju w m^2 będzie $0,05 F' c_{\max}$. Parę odłotową można stosować jeszcze do ogrzewań i do zagrzewania wody (uwzględniając powstającą przytem przeciwprężność), a również do silników pracujących bezwodnikiem siarkawym i t. p.

c. Oprawa silnika.

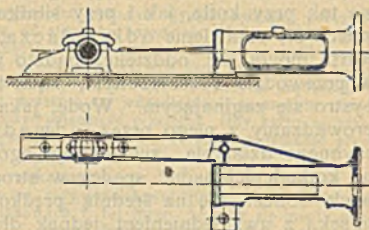
Zmienne siły wewnętrzne, jakie występują w silniku podczas jego biegu, powinna znosić oprawa, nie przenosząc ich na posadę. By nie zwiększać bez potrzeby naprężeń w oprawie, należałoby starać się o możliwe zmniejszenie ramion sił działających, a więc np. zmniejszać wedle możliwości wzniesienie osi cylindrów ponad posadę. Rozpór tłoka znosimy najsmadniej poosiowo, a więc przez zasto-

sowanie sztywnych przewodnic wydrążonych lub przewodnic symetrycznie względem osi rozłożonych, a przytwierdzonych spólosiowo do kołnierza cylindra.

Rys. 712.

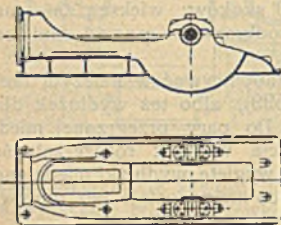


Rys. 713.



W rys. 712 do 716 przedstawiono oprawy silników leżących, a mianowicie: Rys. 712 przedstawia oprawę płaską z czterema pro-

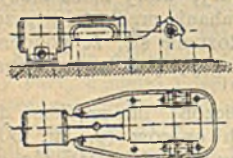
Rys. 714.



Rys. 715.



Rys. 716.



wadnicami nałożonemi; rys. 713 — oprawę z wydrążoną przewodnicą. Dawniej belkę oprawy jednostronnie ułożoną podpierano tylko w jednym końcu (osadzając go), lepiej jednak podierać ją i tuż przed cylindrem i pod przewodnicą wydrążoną, przytwierdzając podpory do posady, a najlepiej ułożyć tę belkę wprost na posadzcie, od łożysk wała korbowego aż do przewodnic, a w większych silnikach nawet aż do samego cylindra. W rys. 714 przedstawiono oprawę rozwidloną dla wała wykorbionego, w rys. 715 — oprawę jednostronną z płaską przewodnicą, wreszcie w rys. 716 — oprawę rozwidloną z wydrążoną przewodnicą. Przewodnica wydrążona tem się zaleca, że, jako wytaczana współcześnie z cylindrem, zapewnia współosiowość w sposób niezależny od ustawiania.

Oprawy odlewają się przeważnie pusto, a powinny się wspierać na posadzcie szerokimi powierzchniami, ciśnienie zaś na posadzie, zwłaszcza wynikające z sił, jakie działają na wał korbowy, nie ma przekraczać 2 kg/cm². Ścisłe przyleganie spodniej powierzchni oprawy do posady zapewniamy przez należyte dociosanie ciosów posadowych, albo też przez podlanie oprawy rzadką zaprawą cemento-

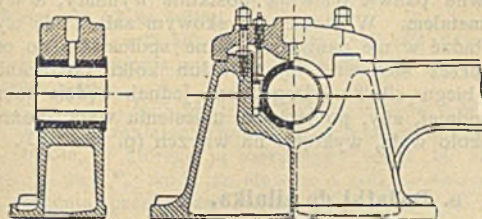
wą. Przeciw gnącemu działaniu nacisku śrub przyciągowych (posadowych) wzmacniamy oprawę uźebrowaniem (p. rys. 717-a). Części oprawy łączą się ze sobą na sworznie zaklinione, albo pierścieniami skurcznymi (wpuszczonymi, albo bez wpustów, lecz natenczas z kołkami osadczymi), wreszcie na kołnierze ześrubowane.

d. Łożyska wała korbowego

miewają panwie czwórdzielne, których jedna lub obydwie boczne części są nastawne, co pozwala dokładnie je nastawiać w miarę ścierania, lecz obchodzenie się z nimi nie zawsze bywa umiejętne. W przedniej części żłobu łożyskowego mieszczą się 2 lub 3 wielkołbiaste śruby nastawcze, działające nieraz na wspólną płytkę, gwint zaś dla nich nacina się w odlewie, albo też zastępuje osadzonymi naśrubkami. Śruby nastawcze możemy zastąpić klinami nastawczymi, którymi nastawiamy, a raczej dociskamy panwie bądźto wci-

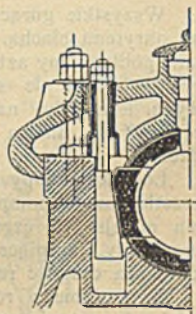
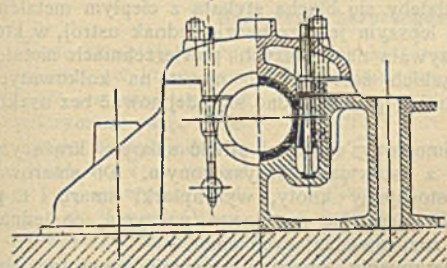
skajac klin (lewe strony rys. 717 i 717-a), bądź też dociągając go (prawe str. rys. 717-a, 717-b i rys. 717-c); sposób w końcu wspomniany zaleca się bardziej.

Rys. 717.

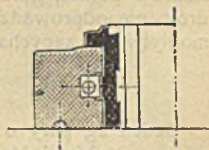
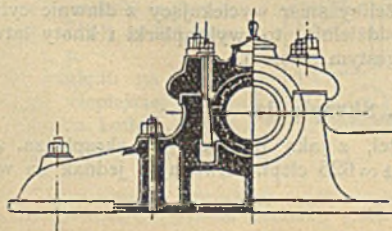


Rys. 717-c.

Rys. 717-a.



Rys. 717-b.



Stosują albo jeden szeroki klin, dociągany jedną tylko śrubą, albo też kilka wązkich klinów z oddzielnymi śrubami dociągaczami. Kliny prowadzą się w odpowiednich wpustkach żłobu i cisną na pochyłe tory, które są wcięte w grzbiet panwi, bądź też ponadą wystają. Przy dobrym wykonaniu możnaby kliny nastawcze dociągać naśrubkami, wspierającymi się o pokrywę należycie przyścigniętą (rys. 717-b, 717-c); często jednakże uznają za lepsze uczynić nastawianie panwi zupełnie niezawisłym od pokrywy (rys. 717-a). W rys. 717-a przedstawiono klin szeroki, a w rys. 717-b wązkie kliny dociągane. Wyżłobienie na klin bywa od spodu zamknięte, by smar nie przeciekał na posadę.

Łożyska skośnie dzielone stosują do mniejszych silników o rozwidlonej oprawie (rys. 716), zwłaszcza gdy się wał wykorbiony wspiera wyłącznie w tych dwóch łożyskach, w przeciwnym bowiem razie i dalsze łożyska musiałyby być skośnie dzielone. Silniki stojące miewają prawie zawsze łożyska dwudzielne, a dzielone poziomo.

Żeliwne lub stalowe panwie miewają dostatecznie wymiary, a układają się białym metalem. W żłobie łożyskowym zaleca się wytaczać gniazdo i wkładać w nie panwie otaczane spólosiowo do osi wała, zapobiegając przez stosowne wysoki lub kołki pokręcaniu się panwi podczas biegu silnika. Dogodnym jednak będzie takie urządzenie panwi spodniej, aby, po lekkim uniesieniu wała, można ją było, obracając około wała, wykręcić na wierzch (p. str. 510).

e. Dodatki do silnika.

Wszystkie gorące części silnika trzeba starannie osłaniać **otulinami** okrytymi blachą. Gdzieby się blacha stykała z ciepłym metalem, tam podkładamy azbest, lepszym jeszcze będzie jednak ustrój, w którymby blacha nie spoczywała na szerszych powierzchniach metalowych, lecz tylko na wązkich żebrach, lub nawet na kołkowatych podpórkach. Blacha i otulina powinny dać się odejmować bez uszkodzenia.

Łożyska, czopy i mimośrodki najlepiej **oliwić** smarem krążącym, przetłaczanym pompką, a ustawicznie oczyszczanym. Do smarowania mniejszych części stosujemy knoty, wykraplarki smaru i t. p. przyrządy, czerpiące smar nieraz ze wspólnego naczynia, co jednak zwiększa długość rurek rozprowadzających smar.

By zapobiedz rozbryzgiwaniu smaru, i zapewnić powrotne jego ściekanie, stosują zasłonki, pełne opony, a również i ściekiewki. Dla ponownego użycia smaru nieodzownym jest rozdział ściekających smarów podług gatunku: jeżeliby smar wyciekający z dławnic cylindrów nie odprowadzał się oddzielnie, to wykraplarki i knoty łatwo mogłyby się zapychać tym gęstym smarem.

f. Skraplanie.

Jeden kg pary o prężności, z jaką odchodzi do skraplacza, zawiera w sobie ilość ciepła $\lambda_k \approx 625$ ciepł. Zważając jednak na wil-

gotność pary, oraz na jej ochładzanie się po drodze do skraplacza, liczą zazwyczaj w parze odlotowej silników parowych tylko $\lambda_k = 580$ do 550 ciepł., a w skupionem urządzeniu skraplaczy jeszcze znacznie mniej, a to z powodu większego chłodzenia się w długich przewodach.

Jeżelibyśmy chcieli obliczać skraplacz podług ilości pary, doprowadzanej do silnika, to wypadłoby uwzględnić, że z ilości ciepłostek, zawartych w parze wlotowej, każdy M_i zużywa na godzinę $636,7$ ciepł., które przekształcamy w silniku na pracę, oraz że tracimy na rozpromieniowanie około 100 ciepł. Nadto przy zastosowaniu ogrzewków na cylindrach trzeba jeszcze odjąć ilość ciepłostek zawartą w wodzie, jaka się skrapla w ogrzewkach, obliczoną podług ciepłika cieczy przy temperaturze, odpowiadającej prężności pary w ogrzewkach.

Dla prężności najczęściej stosowanych w silnikach parowych, a więc w granicach od 5 do 12 atm., ciepłik całkowity $\lambda = 655$ do 665 ciepł. Licząc na 3% zawilżenia pary wlotowej, otrzymamy $\lambda' = 640$ do 650 ciepł. Przegrzewając zaś parę nasyconą o temperaturze $t = 158$ do $190,6^\circ$ o $t' - t$, t. j. do temperatury t' przy wlocie, otrzymamy:

$$\lambda' = 606,5 + 0,46 t' - 0,175 t^*),$$

a więc dla $t' = 260^\circ$, $\lambda' = 703,7$ do 698 ciepł., a dla $t' = 320^\circ$, $\lambda' = 732,5$ do $726,7$ ciepł.

Np. w silniku jednocylindrowym, zużywającym na M_i godz. 9 kg pary 5 atm., a w ogrzewku $0,3$ kg, będzie:

$$\lambda_k = (9 \cdot 610 - 636,7 - 100 - 0,3 \cdot 160) : 8,7 = 572 \text{ ciepł.};$$

a w silniku pracującym parą przegrzaną 12 atm. i 320° , zużywającym na M_i /godz. $4,5$ kg pary, będzie:

$$\lambda_k = (4,5 \cdot 726,7 - 636,7 - 120) : 4,5 = 536 \text{ ciepł.}$$

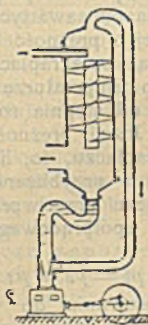
Woda skraplająca miewa temperaturę t_w zmienną w zależności od źródła, z którego ją czerpiemy: woda ze studzien miewa dość stałe $t_w = 10^\circ$, woda ze stawów i rzek w zależności od pory roku i położenia przekracza nieraz granicę $t_w = 25^\circ$, a wreszcie woda studzona miewa $t_w = 30^\circ$, a nawet ponad 40° .

1. Skraplanie bezprzeponne.

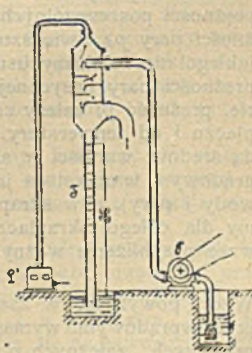
Wodę skraplającą wprowadzamy do skraplacza bezpośrednio do przestrzeni, w której ma się skraplać para. A że w skraplaczu prężność jest mniejsza niż atmosferyczna, więc ssimy wodę skraplającą na wysokość do 7 m wprost przez rurę ssawną z prędkością 1 do 2 m/sek. W celu ściślejszego zmieszania wody tej z parą stosujemy: kurki wpryskowe, wpryski stożkowe, albo natryskowe, powierzchnie śrubowate (rys. 718), półki (rys. 719) i t. p.

Ze względu na otrzymywanie cieplejszej wody do zasilania kotłów, nawet przy nadmiarze chłodnej

Rys. 718.



Rys. 719.



*) Podług nowszych doświadczeń ciepłik właściwy pary przegrzanej przy stałej prężności ($c_p = 0,46$, t. j. wartości oznaczonej przez Regnault'a) nie jest stały i może dochodzić wartości $0,7$ (p. Zeitsch. d. V. d. Ing. 1904 str. 1189).

wody skraplającej, nie schodzimy z temperaturą skraplania t_k poniżej 30° , często zaś dochodzimy do 40° .

Ilość wody skraplającej m kg na 1 kg pary skraplanej określamy ze wzoru:

$$\lambda_k + m t_w = (m + 1) t_k,$$

w którym t_w oznacza temperaturę wody wpryskiwanej, m zaś współczynnik o wartości 25 do 30 przy zwykłych warunkach, a wzrastający do 40, gdy woda skraplająca będzie cieplejsza, co jednocześnie zwiększy temperaturę skraplania i prężność w skraplaczu (por. str. 286).

Skraplacze bywają albo spółprądowe, w których para i skraplająca woda przebiegają przez skraplacz w tym samym kierunku, albo przeciwprądowe, w których kierunek przelotu pary jest odwrotnym względnie do kierunku przepływu wody. W skraplaczu spółprądowym para, wchodząc wewnątrz, napotyka od razu najchłodniejszą wodę; w miarę przebiegu przez skraplacz para ochładza się i skrapla, zagrzewając natomiast wodę, tak, że u wylotu ze skraplacza woda i resztki pary nieskroplonej posiadają prawie jednakową temperaturę.

W skraplaczu przeciwprądowym natomiast wlatująca para wpada zrazu na strumień odpływającej już wody najcieplejszej, zagrzanej podczas swego przepływu przez skraplacz. W dalszej swej drodze para napotyka wodę coraz to mniej zagrzaną, aż wreszcie u swego wylotu para styka się z najchłodniejszą wodą wstępującą do skraplacza.

A zatem w skraplaczu spółprądowym temperatura skraplania równa się temperaturze wody odpływającej, a więc już zagrzanej; w skraplaczu przeciwprądowym zaś ostateczna temperatura skraplania równa się temperaturze wody wchodzącej do skraplacza, a więc jeszcze nie zagrzanej. Jasnym jest zatem, że dla otrzymania jednakowych wyników skraplania, do skraplacza przeciwprądowego możemy doprowadzać, bądźto mniejsze ilości wody, bądź też wodę cieplejszą, aniżeli w systemie spółprądowym.

W każdym punkcie skraplacza prężność p_k równa się sumie prężności poszczególnych gazów zawartych w skraplaczu, a więc prężności pary p_d , zwiększonej o prężność rozprężonego powietrza p_l , jakiego niezdolaliśmy usunąć ze skraplacza. Wartość p_d odpowiada prężności pary nasyconej o temperaturze panującej w danym punkcie, prężność p_l zależy zaś od stopnia rozprężenia powietrza w skraplaczu i od temperatury. Jeżeli prężności p_k , p_d i p_l oznaczać będą średnie wartości w skraplaczu, to, licząc, że w skraplaczu spółprądowym temperatura jest w przybliżeniu stała (średnia temperatura wody i pary), a w skraplaczu przeciwprądowym zmienna, otrzymamy dla całego skraplacza spółprądowego, a więc i u jego wylotu wzór przybliżenie ważny:

$$p_k = p_d + p_l.$$

Wzór powyższy, w zastosowaniu do wylotu pary w skraplaczu przeciwprądowym, wymagałby jeszcze pewnych współczynników poprawczych, zależnych od różnicy rozprężenia powietrza i temperatury u wylotu, względnie do średniej wartości tych czynników w całym skraplaczu.

Prężność powietrza p_l w skraplaczu nie powinna przekraczać 2 do 3 cm sł. rt. Oznaczamy ją sposobem następującym: zwykły barometr rtęciowy wskaże nam chwilową prężność atmosfery (np. 73 cm sł. rt.), zależną od wzniesienia nad morzem i stanu pogody. Wakuometr wskaże nam różnicę prężności między atmosferą a skraplaczem (np. 64,5 cm sł. rt.). Różnica wskazań barometru i wakuometru oznacza nam zatem prężność bezwzględną p_k w skraplaczu (np. $p_k = 73 - 64,5 = 8,5$ cm sł. rt.). Z temperatury t_k w skraplaczu określamy przynależną prężność pary p_d (np. dla $t_k = 40^\circ$, $p_d = 5,5$ cm sł. rt.). Wreszcie różnica między znanymi obecnie już prężnościami p_k i p_d da nam wynik ostateczny, t. j. prężność powietrza p_l w skraplaczu (np. $p_l = p_k - p_d = 8,5 - 5,5 = 3$ cm sł. rt.). Jeżeliby się miało okazać, że prężność powietrza w skraplaczu jest znacznie większa od 2 do 3 cm sł. rt., byłoby to wskazówką, że albo zachodzą nieczystości w skraplaczu lub w przewodach doń wiodących, albo że pompy działają za słabo lub wadliwie.

2. Skraplanie naprzeponne.

Przepona rozdziela parę odlotową od wody skraplającej. Przeponę rozdzielającą tworzy ponajczęściej zeskład rur; para przechodzi przez rury, a woda skraplająca na zewnątrz, rzadziej odwrotnie. Skraplacz taki może być jedno, albo kilkokomorowy. Wodę skraplającą, w ilości $m = 40$ do 50 kg na 1 kg pary, przetłacza pompa zazwyczaj odśrodkowa. Woda skroplona z pary odpływa z temperaturą niższą od średniej temperatury t_k w skraplaczu, a wodę wraz z powietrzem odciąga odwadniająca pompa próżniowa, w urządzeniach skupionych natomiast ustawiają zazwyczaj oddzielną pompę od powietrza. I przy skraplaniu naprzeponnem zaleca się bardziej ustrój przeciwpądowy, przyczem dogodnym będzie ssąć powietrze i wodę skroploną z najchłodniejszego końca skraplacza.

Rozróżniamy dwa zasadniczo odmienne układy: zamknięty i otwarty.

a) Układ zamknięty: Zazwyczaj w postaci kotła walczastego o dnach podwójnych i rurkach mosiężnych, 20 do 30 mm średnicy zewnętrznej, osadzonych końcami w dna wewnętrzne, które dla wody morskiej robią spiżowe, albo żeliwne, a natenczas z powłoką ochronną. Osie rur miewają odstępy wzajemne 30 do 35 mm. Powierzchnia skraplająca bywa 0,02 do 0,03 m² na 1 kg pary i godzinę.

Woda między takim skraplaczem, a wyżej położonym zbiornikiem wody studzącej się, krążyłaby samoczynnie (wskutek różnicy temperatur) przez przewody, łączące zbiornik ze skraplaczem (układ samokrążny, nieczęsto stosowany). Jeżeli zbiornik wody studzącej się lub wody chłodnej, leży poniżej skraplacza, to musimy wodę przetłaczać np. pompą.

b) Układ otwarty Skraplacz możemy zanurzyć w zbiornik wody chłodnej, albo też zraszać go wodą obciekającą po jego powierzchniach zewnętrznych, rozróżniamy zatem dwa rodzaje skraplaczy otwartych, a mianowicie:

α) Otwarte skraplacze zanurzone, które znów mogą być albo leżące, t. j. bez płaszcza, a natenczas para przechodzi przez rury, woda zaś krąży samoczynnie między rurami w kierunku do nich prostym, albo też stojące, t. j. z płaszczem, lecz bez den zewnętrznych, a natenczas para skrapla się na zewnętrznej stronie rurek, woda zaś krąży samoczynnie przez wnętrza rurek.

§) Otwarte skraplacze obciekowe, składają się z szeregu mosiężnych rurek poziomych, utwierdzonych końcami swymi w odnogi pionowych rur zbiorczych. Para skrapla się na wewnętrznej stronie rurek i zbiorczych rur, woda zaś, wylewająca się na grzbiet wierzchniej rurki, obcieka po niej i kolejno po rurkach poniżej leżących. Takich szeregów albo ścian rurkowych możemy stawiać większą ilość obok siebie. Powietrze zewnętrzne, rozpuszczając w sobie w postaci pary wilgoć wchłanianą z wody obciekającej, zabiera jej ciepło niezbędne na wyparowanie tej wilgoci, przez co obniża temperaturę wody obciekającej, której potrzebna ilość będzie zatem w skraplaczach obciekowych stosunkowo mała.

Gdy się woda skraplająca, z powodu zanieczyszczenia lub swego składu chemicznego nie nadaje do zasilania kotłów, to, w celu otrzymania niezanieczyszczonej wody skroplonej do ponownego zasilania nią kotłów, zastosowanie skraplaczy przeponowych będzie wskazane. Do wody skraplającej, która zawiera w sobie węglany, stosują przed innymi skraplacze zamknięte, do wody zaś zawierającej siarczany — skraplacze obciekowe, a to w celu łatwiejszego oczyszczenia rur z osadzających się na nich siarczanów. wreszcie do wody zamulonej nadają się najlepiej skraplacze otwarte, czy to zanurzone, czy też obciekowe.

Wodę, skroploną z pary odlotowej z silników, odtłuszczamy przez wydzielanie tłuszczów wskutek odstawania się, i przez następne przesączenie przez koks, wełnę drzewną, sukno przesączne, a (podł. Dehne'go) skuteczniejszem ma być dodanie wodzianu glinu. Lepiej jednak wydzielać tłuszcze wprost z pary, przez co zarazem zapobiegamy zanieczyszczeniu się tłuszczem powierzchni skraplacza. Przyrząd taki, odtłusznikiem zwany, stawiamy na rurze odlotowej przed skraplaczem. Sam przyrząd jest naczyniem z pionowymi przegrodami, a lepiej z rurkami (od wewnątrz chłodzonemi wodę), na których skrapla się i osadza z pary woda wraz z tłuszczami, a mieszanina ta ścieka na dno naczynia. Ponieważ wnętrze naczynia podlega próżni skraplacza, więc, gdy szkło wodoskazowe wskaze nam określone napełnienie naczynia cieczą, oddzielamy je kurkami lub zaworami od silnika i skraplacza, które na czas takiej przerwy łączą się przewodem oblotowym. Złączywszy zaś przestrzeń parową naczynia z atmosferą zewnętrzną, opróżnimy naczynie przez kurek spustowy. Zamiast tego możemy też usać bez przerwy ciecz pompą, przyczem rozłączanie naczynia kurkami od silnika i skraplacza staje się zbyt ciężkim, a działanie odtłusznika ciągłym. Odtłuszniki podobnego ustroju zalecają się i przy skraplaniu bezprzeponem. Olej po oddzieleniu wody i przegotowaniu, oraz przesączeniu staje się zdatnym do ponownego użytku.

3. Skraplacz smoczkowy.

Jest to skraplacz bezprzeponowy, nie wymagający ani pompy powietrznej, ani pompy odwadniającej. W zasadzie nie jest on niczem innym, jak najprostszym smoczkiem parowym, działającym parą odlotową, i to parą o bardzo niskiej prężności. Para wylatująca z dysz, wytworzonych z wielu stożkowato się zbiegających kanałików, spotyka strumień chłodnej wody, a mieszając się z nim, nie tylko się skrapla, lecz nadto, oddając mu przy zderzeniu część pracy rozpędu, nadaje mu pożądaną prędkość. Strumień wody, poruszany w ten sposób przez parę, ssie za sobą świeżą ilość wody przez środkową dyszę wodną.

Nader mała prężność pary odlotowej nie starczyłaby do zapoczątkowania czynności przyrządu, innemi słowy, para odlotowa, nie skraplając się raptownie, nie zdołałaby zassać wody niezbędnej do swego skroplenia. Dlatego do przyrządu powyżej opisanego w dyszę wodną wsadza się jeszcze pomocnicza dysza parowa, w którą (przed rozruszeniem silnika) puszczamy świeżą parę z kotła. Para ta ssie wodę, wyrzuca ją z dyszy wodnej w gardziel smoczka głównego, a natenczas (po rozruszeniu silnika) para odlotowa, napotykając już

w gardzieli wodę, niezbędną do swego skroplenia, podtrzymuje nadal samoistnie działanie smoczka, nawet po zamknięciu dopływu pary świeżej. Taki skraplacz smoczkowy, zdolny utrzymywać stale próżnię 0,8 do 0,86 atm., t. j. 60 do 65 cm sł. rt., zużywa 25 kg wody na każdy kg pary. Dysze tego skraplacza smoczkowego są nastawne (od dźwigni lub śruby), a to w celu przystosowania pracowności smoczka do ilości pary odlotowej przy zmieniającej się pracy silnika.

W przewód między silnikiem a skraplaczem należy wstawić zawór zwrotny, a nadto z przewodu tego odszczepiają odnogę do rury wydychowej, zaopatrzoną w zawór, a układ taki umożliwi pracę silnika z wydychem, t. j. bez skraplacza. Sam skraplacz zaś stawia się zawsze pionowo.

By zapobiedz zapychaniu się dyszy wodnej i gardzieli, dopływ do przewodu wodnego osłania się gęstą siatką.

Przy bardzo zmiennem obciążeniu silnika ustawiczne nastawianie dysz smoczka byłoby mozolne, dlatego też zaleca się w takich razach doprowadzać wodę do smoczka z pewnem ciśnieniem (5 do 6 m), podnosząc ją, np. pompą. Ustrój taki nie wymaga już dyszy pomocniczej na parę świeżą, bo i bez niej mamy zapewniony dopływ wody do smoczka, a więc i doprowadzenie go do działania.

4. Pompa powietrzna.

Pompa ssie albo tylko gazy, t. j. powietrze z oparami (pompa sucha), albo też równocześnie i wodę (pompa mokra). Wydajność i wymiary pompy zależą od jej ustroju, a również i od rodzaju silnika obsługiwanego.

Pompy mokre, o ile są przeznaczone wyłącznie do jednego silnika, obliczają się zwykle tak, aby przy wypełnieniu $\frac{1}{4}$ pojemności cylindra wodą, ssaly całą ilość wody, odpowiadającą normalnej pracy silnika. Liczymy zaś po 30 l wody na każdy kg pary odlotowej. Zakładając wspomniany co dopiero stosunek $w + 1 = 30$, wprowadził Popper poniższe wzory:

$$a) \text{ dla pomp o działaniu pojedynczem: } L = \frac{D}{n},$$

$$b) \text{ dla pomp o działaniu podwójnem: } L = \frac{2D}{n},$$

w których oznacza:

L drogę przestrzenną tłoka podczas jednego skoku w l (dm³),

$$\text{t. j. } \frac{\pi d^2}{4} \cdot s \text{ dm}^3,$$

D zużycie pary w kg na godz.,

n ilość obrotów na minutę.

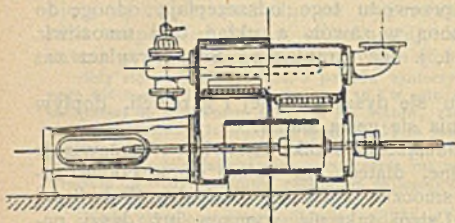
W pompach wyborowych możemy zmniejszyć nieco wymiary, również i wówczas, gdy się praca silnika zwiększyć już nie da. Naodwrot, gdy woda skraplająca będzie cieplejsza, zwiększamy objętość drogi tłoka o tyle, o ile się powiększyła objętość wody, nie licząc na zwiększenie się objętości oparów i powietrza, a więc, np. $w + 1 = 40$. Zwiększy objętość wody o $\frac{40-30}{30} = \frac{1}{3}$. A że droga tłoka wypełnia się wodą tylko

na $\frac{1}{4}$, więc L zwiększy się o $\frac{1}{3} \cdot \frac{1}{4} = \frac{1}{12}$ wartości podanej we wzorach powyższych. Ponieważ powietrze, pozostające w cylindrze pompowym, zmniejsza znacznie wydajność pompy, należałoby więc unikać znacznie większych przestrzeni szkodliwych, a gdy

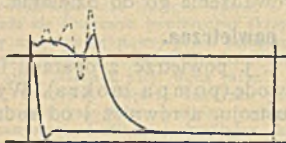
to nie możliwe, wypada się przynajmniej starać o należyte odpowietrzenie, łagodne zmiany kierunku strumieni wodnych, dostatecznie przekroje, i nie nadmierną prędkość tłoka.

Opór otwierania zaworu ssawnego zmniejsza się, jeżeli zawór będzie pod wodą, a więc, gdy nad zaworem, np. w skrzynce zaworowej, znajdować się będzie chociaż niezbyt znaczna ilość wody, albo gdy woda zapelniać będzie cały przewód aż do skraplacza, wytwarzając znaczniejszy słup wody cisnącej na zawór. W pierwszym przypadku, gdy nad zaworem znajduje się nieznaczna ilość wody, po otwarciu zaworu wpada wszystka woda do cylindra, poczem tłok, przebiegając dalszą drogę, ssie jeszcze i powietrze.

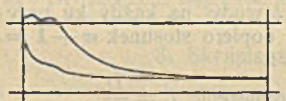
Rys. 720.



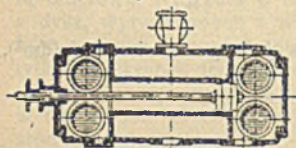
Rys. 721.



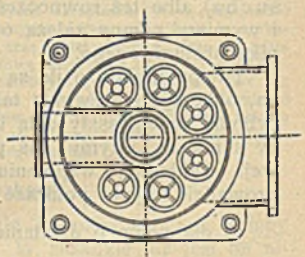
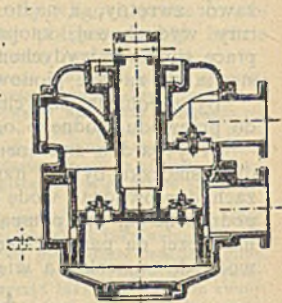
Rys. 722.



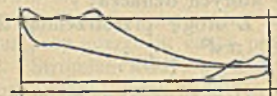
Rys. 724.



Rys. 723.



Rys. 723-a.



Tak samo może działać i ustrój bez zaworów ssawnych (rys. 723), jeżeli okienka zamknięte tłokiem mają przekrój i położenie wystarczające do wpuszczania wóraż pompy, podczas jednego skoku tłoka, nie tylko wody, lecz i powietrza. W drugim przypadku natomiast zawór jest stale zalany wodą tak, że powietrze przez niego przejść nie może, i dlatego wypada wówczas złączyć pompę oddzielnym przewodem powietrznym ze skraplaczem, a w przewód ten wstawić zawieradło, (p. rys. 720) przedstawiane np. od tłoczyska.

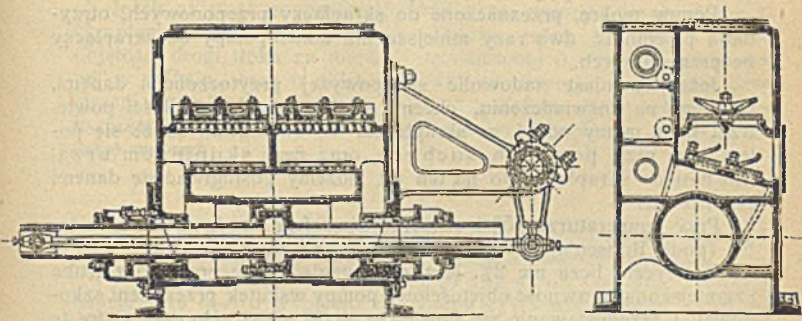
Nakres rys. 721 wykazuje szybkie zassanie z powodu małej przestrzeni szkodliwej i dobrego odpowietrzenia. Takie pompy miewają jednak bieg twardy i uderzają zwłaszcza przy wielkiem napełnieniu wodą, ponieważ natenczas woda uderza w zawór tłoczny.

w chwili gdy tłok posiada największą prędkość. Siłę uderzeń tych zmniejszają przez połączenie przestrzeni szkodliwej z przestrzenią ponad zaworami tłocznymi, bądźto przewodem z kurkiem, bądź też kilkoma otwórkami na powietrze, zrobionymi choćby nawet w samych zaworach tłocznych. Nakres zaś rys. 722 przedstawia naodwrot działanie pompy o wielkiej przestrzeni szkodliwej. Próżnia szwankuje naówczas z powodu zmniejszonej sprawności objętościowej.

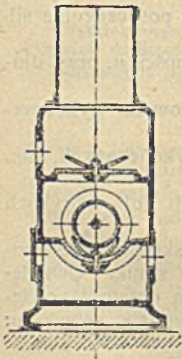
Rys. 723 przedstawia pompę próżnianą o działaniu dwustopniowym, a rys. 723-a przy należy nakres (wskazę). Część spodnia pompy pracuje na niskie ciśnienie i posiada znaczną sprawność objętościową, wierzchnia zaś jest zaopatrzona w jamę powietrzną, a sprężenie tego powietrza zmniejsza uderzenia zaworów i łagodzi bieg pompy.

Prędkość tłoka w pompach próżnianych bywa nader rozmaita. Gdy tłok pompy siedzi wprost na tłoczysku silnika parowego (rys. 724 albo rys. 720) zawory mieszczą się ponad cylindrem (rys. 720), prędkość tłoka pompowego jest równa prędkości tłoka

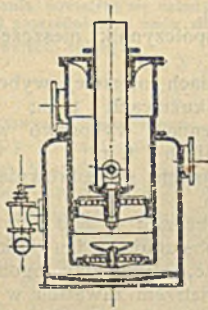
Rys. 724-a.



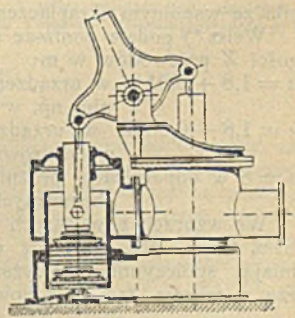
Rys. 724-b.



Rys. 724-c.



Rys. 724-d.



parowego, osiągając nieraz wartości 6,5 m na sek. Jeżeli jednak tłok pompy nie siedzi na tłoczysku silnika, lecz napędza się oddzielnie, np. z wała korbowego, nadają tłokowi pomp próżnianych pręd-

kości zazwyczaj poniżej 2 m/sec. Stosunek średnicy tłoka do jego skoku bywa 0,6 do 1. Ponieważ wielkość klap lub zaworów może być bardzo znaczna, więc prędkość przepływu przez ich przelot bywa niejednokrotnie mniejsza niż 2 m/sec.

Dławnice utrzymują czasami uszczelnienie wodą; tłoki zaś bywają bez szczeliny, a co najwyżej uszczelnione dwoma pierścieniami metalowymi, lekko tylko sprężynującymi. Jeżeli kłapy lub zawory mieszczą się w samym tłoku, to przelot ich dosięga za ledwie 25% pola tłoka. Aby więc prędkość w przelocie nie przekroczyła natenczas 2 m/sec., bieg tłoka nie powinien być przyszy niż 0,5 m/sec. Kłapy bywają okrągłe lub prostokątne, a gumowe 20 mm grube wspierają się na kratkach rusztowatych o rozbrzeżności szczeliny około 24 mm. Kłapy gumowe, ścieniające się ku krawędziom przylegają ściśle. Na wodę gorącą zastępuje się gumą mniej giętką dermatyną. Zawory metalowe wykonują przeważnie w postaci krążków lub pierścieni z twardej blachy mosiężnej, lub blachy z brązu namanganionego. Siódła (kraty) jako też i odboje bywają metalowe, a odboje bez sprężyn, albo z płaskimi sprężynami mosiężnymi.

Szczegóły ustroju próżnianych pomp leżących przedstawiono w rys. 724-a i 724-b, stojących zaś w rys. 724-c i 724-d.

Pompy mokre, przeznaczone do skraplaczy przeponowych, otrzymują pojemność dwa razy mniejszą niż także pompy do skraplaczy bezprzeponowych.

Jeżeli, zamiast zadowolnić się powyżej przytoczonymi danymi, osnutymi na doświadczeniu, chcemy ściślej uwzględnić ilości powietrza, jakie mamy odsać ze skraplacza, co zwłaszcza okaże się potrzebnem przy pompach suchych, oraz przy skupionem urządzeniu do skraplania, to na ten cel możemy posługiwać się danymi poniższymi:

Przy temperaturze 15° i ciśnieniu atmosfery woda zawiera w sobie (podł. Bunsen'a) powietrza do 2% na objętość.

Zazwyczaj liczą nie 2%, lecz 7%, uwzględniając przez to z gruba i zmniejszoną sprawność objętościową pompy wskutek przestrzeni szkodliwej, i przedostawanie się powietrza przez nieszczelności. Cyfrę tę uważają za właściwą dla skraplania samotnego, t. j. gdy silnik posiada swe własne urządzenie skraplacze, nie wspólne z innymi. W skupionych urządzeniach skraplania nieszczelności pozostają także w stosunku i do długości przewodów, łączących poszczególne silniki ze wspólnym skraplaczem.

Weiss *) podaje poniższe współczynniki nieszczelności μ , przy długości Z przewodów w m:

$\mu = 1,8 + 0,01Z$ w urządzeniach o mniej wyborowem wykończeniu, np. w kuźnicach i t. p.;

$\mu = 1,8 + 0,006Z$ w urządzeniach wyborowo wykończonych, np. w elektrowniach i t. p.;

$\mu = 8$ w odparniach próżnianych w cukrowniach lub fabrykach chemicznych.

We wzorach powyższych będzie: $Z = 0$ przy skraplaniu samotnem, t. zn., gdy skraplacz obsługuje jeden tylko silnik. Uwzględniając współczynniki powyższe, otrzymamy ogólną objętość powietrza w m³/min. łącznie z powietrzem zawartem w wodzie, ze wzoru:

$$L = \left(0,02 + \frac{\mu}{w} \right) \frac{W}{1000} \text{ m}^3/\text{min.},$$

*) F. I. Weiss „Kondensation“ Berlin, Julius Springer, 1901.

w którym W oznacza ilość wody skraplającej w kg/min., a w ilość wody skraplającej w kg na 1 kg pary odlotowej. Wzór ten możemy przedstawić i w innej postaci:

$$L = \frac{1}{1000} (0,02W + \mu D) \text{ m}^3/\text{min.},$$

jeżeli nadto przez D oznaczymy ilość pary odlotowej w kg/min.

Wzory powyższe określają objętość L powietrza, przy prężności 1 atm., a temperaturze t_k skraplacza, zanedbując dla tej części powietrza, jaka była wchłoniąta przez wodę zwiększenie się objętości wskutek zagrzania z 15° do t_k , które to zwiększenie moglibyśmy uwzględnić poprawką:

$$\left(\frac{273 + t_k}{273 + 15} \right).$$

Jeżeli objętość rozprężonego powietrza, ssanego przez pompę ze skraplacza, będzie $V_1 \text{ m}^3/\text{min.}$, to znaczy, jeżeli V_1 równem będzie objętości drogi tłoka na minutę, zmniejszonej o objętość wody ssanej w $\text{m}^3/\text{min.}$, oraz o objętość powietrza rozprężającego się z przestrzeni szkodliwej w $\text{m}^3/\text{min.}$ i o tym podobne straty objętościowe, to prężność p_1 powietrza rozprężonego w skraplaczu możemy wyrazić wzorem:

$$p_1 = \frac{L}{V_1} \text{ atm.}$$

W skraplaczach współprądowych prężność $p_k = p_d + p_1$, a p_d będzie prężnością pary, odpowiadającą temperaturze t_k .

W skraplaczach przeciwprądowych (podług Weiss'a) temperatura $t_{(pr)}$ u wypływu do pompy bywa o α wyższa od temperatury t_w wody skraplającej, wstępującej w tem miejscu do skraplacza, a mianowicie o $\alpha = 4^\circ + 0,1(t_k - t_w)$. A zatem i prężność pary musi odpowiadać tej temperaturze $t_{(pr)} = t_w + \alpha$, czyli

$$p_k(pr) = p_d(t_w + \alpha) + p_1$$

Wskutek rozprężania powietrze się chłodzi, a zatem objętość jego zmniejsza się względnie do liczonej poprzednio: co znów musi zwiększyć obliczoną prężność p_1 tak, że dokładniejsza jej wartość byłaby:

$$p_1 \frac{273 + t_{(pr)}}{273 + t_k},$$

różnicę tę jednakże zazwyczaj zanedbujemy.

Suche pompy próżniane miewają zawory samoczynne, albo rozrząd zaworów ssawnych, albo rozrząd suwakowy, z zaworami zwrotnymi. Zaleca się dodatkowy rozrząd, działający na przestrzenie szkodliwe w ten sposób, aby, łącząc jedną przestrzeń szkodliwą z drugą i uprzedzając chwilę, gdy się w pierwszej ma rozpocząć ssanie, dozwalał ujść sprężonej jej zawartości do drugiej przestrzeni.

Bezprzeponne skraplanie w urządzeniach skupionych wymaga przyrządów, któreby regulowały ilość wody skraplającej.

Przy zastosowaniu rury barometrycznej, mogą przez nią odpływać dowolne ilości wody, pompa do wody zimnej zaś podnosi do skraplacza taką ilość wody, jaka w danej chwili jest potrzebna. Je-

żeli natomiast wodę ze skraplacza ssiemy pompą, to zaleca się nadać skraplaczowi znaczną przestrzeń wodną, a natenczas może pływak utrzymywać stały poziom wody w skraplaczu: Należy w tym celu tak złączyć pływak z zawieradłem na dopływie wody skraplającej, aby opadanie pływaka zwiększało, a wznoszenie się zmniejszało dopływ wody do skraplacza.

Przewody od silników do skraplacza obliczamy na prędkość 100 m/sek. A że prężność pary odlotowej bywa 0,25 do 0,15 atm., przy niej zaś 1 m³ pary waży 0,16 do 0,10 kg, średnio 0,13 kg, więc objętość pary będzie 6 do 10 m³, średnio 8 m³ na 1 kg pary. Weiss podał poniższe wzory, określające średnicę d takiego przewodu (w m), przy całkowitej jego długości l (w m), na przeprowadzenie D kg pary na minutę, a mianowicie:

$$d = \frac{D^{0,4}}{15} \text{ w krótkich przewodach, a}$$

$$d_l = \left(1 + \frac{l}{600}\right) d \text{ w długich przewodach.}$$

5. Studzenie wody skraplającej.

1. Stawy chłodzące nie odznaczają się wielką sprawnością, na 1 MK potrzeba bowiem 3 do 4 m² powierzchni stawu.

2. Chłodnice tężniowate. Wyniosłe, a długie i wąskie wiązanie drewniane wypełnia się chrustem, albo obłaczeniem, a woda wylewana na wierzch, obciekając po wielkiej powierzchni chrustu lub łąt i parując przytem wskutek przewiewu powietrza, studzi się. Wysokość bywa 8 do 10 m, a przy takiej wysokości liczy się po 0,3 m² planu na MK, t. j. na 0,3 m³ wody studzonej na godz. o 20 do 30°; jeżeli zaś wodę studzimy tylko o 10 do 15°, to wystarczy 0,1 m² planu na MK. Chłodnice takie studzą dobrze, natomiast wydzielające się z nich opary, opadające drobnym deszczykiem stanowią ich stronę ujemną.

3. Chłodnice przewietrzane. Woda obcieka ze spadem 4 do 6 m po pionowych, albo lekko pochyłych powierzchniach desek lub blach; całość zaś urządzenia otacza się obudowaniem o prostokątnym lub okrągłym planie. Powietrze dopływające z dołu, zagrzewając się o sciekającą wodę, wskutek różnicy temperatur, unosi się między powierzchniami obciekowemi, i chłodzi wodę bardzo skutecznie. Gdy samoczynne takie przewietrzanie okaże się niedostatecznym, wzmacniamy je przewietrnikami (mechanicznymi).

Ponieważ deski wstawek paczą się łatwo i pękają, lepiej zastąpić je blachą, zwłaszcza falistą*). Worthington zastosował wstawki z blachy 0,4 do 0,5 mm grubej, zwinęte rurowato na średnicę 120 mm, a 200 do 300 mm wysokie. Warstwy takich, siebie zachwytyjących wstawek pionowo stojących, ustawiają się na ruszcie z płaskowników, jedna na drugą aż do ogólnej wysokości 4,5 do 5 m w płaszczu o średnicy do 6 m. Całkowita wysokość szybu, w celu zwiększenia przewiewu, bywa 20 do 25 m, a natenczas 1 m² planu liczy się na skroplenie 400 kg pary na godzinę. Gdy średnica jest znaczna, 4 do 6 m, krople rzęsiście spadające z ruszta hamowałyby dopływ powietrza, zwłaszcza pod środkową jego część, dlatego też powietrze podprowadza się pod

*) Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1892, str. 540.

środek rusztu przez pokryty kanal. Stosując przewietrznik, możemy zwiększyć całkowitą wysokość nawarstwowania do 6 m, a natenczas na kg pary skraplanej na godzinę liczą 0,7 m² powierzchni blachy. Wodę napryskuje wirujący krzyż z rur dziurkowanych.

Urządzenia takie zajmują mało miejsca w planie, a działają nader skutecznie.

4. Chłodnice z kominem.

Poziome warstwy łąt układają się ponad sobą w małych odstępach, tworząc wydłużoną budowę, a powietrze dopływa z boku i uchodzi przez komin.

Woda ścieka ze spadem 4 do 5-iu m, może ją zatem ssać powrotnie sama pompa próżniana, jeżeli chłodnica nie zagłębia się nadmiernie pod poziom skraplacza.

W chłodnicach mniejszych, na skraplanie do 8000 kg pary na godzinę urządzonych, na każde 100 kg pary na godzinę potrzeba 1,25 m² planu z dodaniem 5 m² na ogół urządzenia. Większe chłodnice wymagają na 100 kg pary na godzinę 1,1 m² planu, a przy wzmocnionem działaniu tylko 0,8 m², zawsze z dodatkiem 15 m² na ogół urządzenia. Inaczej się wyrażając, możemy na 1 m² planu, nie licząc owych dodatków niezbędnych ostudzać 3,5 do 4,5 m³ wody na godzinę.

Zagłębiając te chłodnice tak, aby się woda wylewała na nie w poziomie posadzki silniczni, albo mało co wyżej, zmniejszamy jej sprawność, a natenczas 1 m² planu ostudzi tylko 2 do 3 m³ wody na godzinę. Wysokość spadu wody bywa 2,5 do 3 m.

5. Wieże chłodnicze przewietrzają się samoczynnie: Woda, spadając z 10 do 12 m wysokości przez piętrzące się ponad sobą sita, porywa powietrze, które u spodu wieży uchodzi w obok stojący komin. Na M^K liczą 0,04 m² planu.

6. Rozpryskiwacze. Pompa tłoczy wodę z ciśnieniem 1 do 1,5 atm. do rozpryskiwaczy, które ją rozpryskują stożkowato. Drobne kropelki wody, przebiegając przez atmosferę, chłodzą się, i ochłodzone spadają do stawu.

D. Silniki pędzone bezwodnikiem siarkawym (SO₂).

Ciepło pary odlotowej możemy jeszcze w pewnej części przekształcić na pracę mechaniczną, przez rozprężanie pary poniżej prężności atmosferycznej, stosując skraplacze. Więcej jednak ciepła możemy wyzyskać w tymże samym celu, jeżeli zamiast skraplacza dodamy do silnika parowego oddzielny silnik, w którym pracuje nie para wodna, lecz para innego czynnika, posiadająca przy tej samej temperaturze prężność znacznie większą niż para wodna.

Do takich silników dodatkowych możnaby w zasadzie stosować parę różnych płynów parujących przy stosunkowo niskiej temperaturze. Czynnikami takimi mogłyby być np.: bezwodnik siarkawy (SO₂), bezwodnik węglowy (CO₂), amoniak (NH₃) i t. p., t. j. te same czynniki, które nadają się do oziębiarek, lecz dotychczas z powyżej wymienianych par, z powodu trudności skraplania pozostałych, jedynie bezwodnik siarkawy znalazł zastosowanie.

Zasada działania tych silników jest następująca:

Para odlotowa, zagrzewając powierzchnię przeparnika napełnionego danym czynnikiem w stanie ciekłym, przemienia go na parę, zupełnie w sposób podobny jak spaliny parują wodę w kotle zwykłym. Para danego czynnika (np. SO_2) z przeparnika przechodzi, z prężnością właściwą osiągniętej temperaturze, do cylindra silnika dodatkowego, nie różniącego się teoretycznie od zwykłego silnika parowego. Wykonawszy pracę w cylindrze, para czynnika przechodzi do skraplacza przeponowego, chłodzonego wodą, w którym przybiera powrotnie stan ciekły. Skroplony czynnik, oddzielną pompą przetłaczamy do przeparnika, z którego znów rozpoczyna on ponowny obieg kołowy.

W silnikach pędzonych bezwodnikiem siarkawym liczą na 1 MK powierzchni ogrzewalnej przeparnika 0,5 do 0,75 m², a powierzchni skraplającej 2 do 2,5 m², wreszcie zużycie wody jak dla zwykłego silnika parowego ze skraplaczem.

Ze względu tak na szkodliwość wdychania bezwodnika siarkawego, jako też na tę jego właściwość, że w obecności powietrza i wilgoci przemienia się on z łatwością na kwas siarczany, nadzwyczajna szczelność i bezwilgotność całego przewodu i wszystkich przyrządów staje się nieodzowną; najmniejsza bowiem nieszczelność, pod wpływem wytwarzającego się kwasu siarczanego, zniszczyć może z czasem całe przewody i przyrządy.

Dotychczas silniki te znajdują zastosowanie przeważnie tylko przy większych silnikach parowych.

Właściwości fizyczne bezwodnika siarkawego w granicach temperatur stosowanych do takich silników przedstawia poniższa

Tablica porównawcza *)

właściwości pary wodnej i bezwodnika siarkawego.

Para wodna		Para bezwodnika siarkawego				
Prężność bezwzględ. w kg/cm^2	Objętość 1 kg pary wodnej w m^3	Temperatura ° C.	Prężność bezwzględna w kg/cm^2	Objętość 1 kg w m^3	Ciepłota cieczo w ciepłostk.	Ogólny ciepłota parowania w ciepłostk.
0,012	109,6	10	2,34	0,1521	4,07	88,29
0,017	80,0	15	2,81	0,1272	6,34	86,58
0,024	59,2	20	3,35	0,1068	8,77	84,70
0,032	44,4	25	3,96	0,0902	11,36	82,65
0,044	33,6	30	4,67	0,0762	14,12	80,44
0,057	25,7	35	5,46	0,0647	17,03	78,05
0,075	19,8	40	6,35	0,0552	20,10	75,50
0,097	15,4	45	7,30	0,0470	23,33	72,78
0,125	12,2	50	8,50	0,0410	26,72	69,89
0,160	9,7	55	9,70	0,0346	30,27	66,83
0,202	7,7	60	11,05	0,0297	33,99	63,60

*) Cyfry tablicy są nie zupełnie ścisłe, bo różne źródła podają je rozmaicie.

E. Turbiny parowe. *)

Od niedawna zaczęto stosować zamiast tłokowych silników parowych turbiny parowe ze względu na ich niewielkie rozmiary, mały koszt, proste ustawienie, oraz spokojny i równomierny lecz bardzo szybki bieg wirowy, który właśnie czyni je przydatnymi do napędzania prądnic, pomp odśrodkowych, przewietrzników i t. p. Każdy ze znanych ustrojów turbin wodnych mógłby w zasadzie służyć za turbinę parową. Wśród turbin parowych przeważają atoli ustroje turbin ośnych nad promienniczymi; często też mają turbiny parowe cząstkowy obszar wlotu. Co do działania pary, to spotykamy zarówno turbiny odrzutne, napędzane tylko pracą rozpędu strumienia pary, jakoteż i turbiny naporowe, w których para w szczelinie międzyłopatkowej nabiera większej prężności niż ją miała, wylatując z kierownicy stałki.

Nadto do turbin parowych stosuje się, nieużywany w turbinach wodnych, szereg kilku lub wielu, po sobie następujących wirników, w których para działa stopniowo. Stopniowanie to skutecznia się albo co do prężności pary, i mamy wówczas do czynienia z turbinami o wielu stopniach prężności; albo też rozpręża się parę odrazu aż do prężności najniższej, i zużytkowuje tak osiągniętą pracę rozpędu pary w szeregu wirników, otrzymujących rozmaite prędkości obwodowe: są to turbiny o wielu stopniach prędkości. Dążność do takiego stopniowania wynika z bardzo wielkiej prędkości pary, około 1000 m/sek. To też, gdy przy turbinie wodnej staramy się ze stosunkowo małego spadku wody osiągnąć jaknajwiększą ilość obrotów wału turbinowego, — przy turbinie parowej, przeciwnie dążymy do możliwego zmniejszenia ilości obrotów.

Wytrzymałość materiałów nadających się na wirnik nie dozwala prędkości obwodowej, przekraczającej 400 m/sek. Nadto średnicy wirnika nie można niepomiernie powiększać, nie chcąc tracić zbyt wiele pracy na jego bieg jałowy. Nasuwają się przeto dwa zasadnicze sposoby sprowadzenia ilości obrotów do granic zastosowalnych w praktyce: 1) dodanie wała oddającego napęd nazewnątrz i stanowiącego dla wała z jedynym wirnikiem przystawkę, która zmniejsza ilość obrotów (ustrój Laval'a); 2) zastosowanie wielu wirników o rozmaitych stopniach prężności pary (ustrój Parson'a).

W różnych dawniejszych pomysłach turbin parowych, starano się zmniejszyć wielką prędkość wlotu pary do turbiny przez domieszki do niej rozmaitych cieczy, gazów lub par; powodowało to stratę pracy rozpędu pary, $\frac{1}{2}$ do $\frac{3}{4}$ pracy tkwiącej w parze. Dopiero Laval (1883 r.) wpadł na nową myśl, teoretycznie zupełnie

*) Artykuł powyższy opracował dla Podręcznika inż. J. Procnier. Literatura: 1) S. L. Klein. Theorie, Konstruktion und Nutzeffekt der Dampfturbinen Z. d. V. d. I. 1895 str. 1189, 2) S. Zientarski: O Turbinach parowych, Przegląd Techniczny r. 1903 str. 305 i następane; 3) por. też tamże str. 675. 4) A. Stodola. Die Dampfturbinen und die Aussichten d. Wärmekraftmaschinen Z. d. V. d. I. 1903 str. 1.

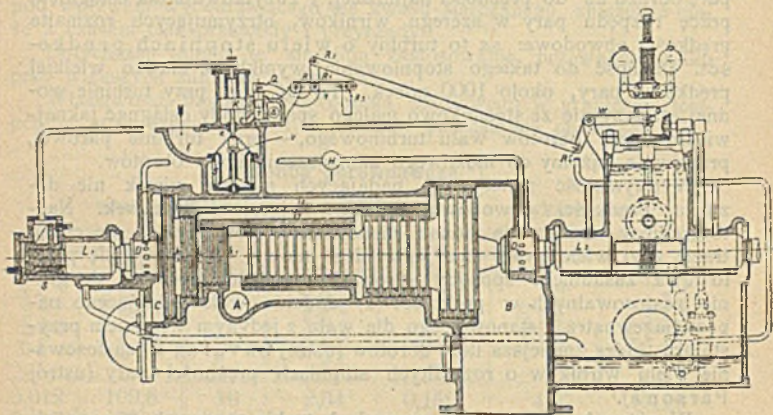
Uzupełnienie artykułu tego podamy w dodatku na końcu tomu I.

uzasadnioną zastosowania dyszy o zwiększającym się przekroju, w którejby się para rozprężała i tracąc prężność pierwotną nabierała coraz większej prędkości. Parson wykonał swą pierwszą turbinę w 1884 r., miał on poprzednika w Tournaire'rze, który w 1853 r. przedstawił akademii francuskiej opis turbiny, opartej na tych samych zasadach, co i turbina Parson'a. Do niedawna turbiny Laval'a i Parsona były jedynym urzeczywistnieniem wszystkich pomysłów dawniejszych; w ostatnich atoli czasach pojawiły się nowe pomysły, oparte przeważnie na ulepszeniach i kombinacjach z ustrojów powyższych.

Turbina Parson'a

Jest to turbina ośna, naporowa, o wielu stopniach prężności pary. Rys. 725 przedstawia ustrój turbiny w przekroju podłużnym: Nieruchomy jej kadłub posiada schodkowato rozszerzające się wydrążenie, wytwarzające szereg walcowatych komór (w rys. trzy). Przez wszystkie te komory przechodzi wspólnie wał turbinowy,

Rys. 725.



na którym siedzą bębny schodkowane z umieszczonemi na obwodzie w kołowych rzędach wieńcami łopatek. Na wewnętrznym obwodzie komór mieszczą się nieruchome wieńce kierownic. Każdy wieńce kierowniczy z leżącym za nim wieńcem łopatkowym stanowi współpracujące stadło, t. j. w zasadzie oddzielną niejako turbinę. Liczba takich stadła bywa 50 — 70 i więcej. Naprzeciw bębnow łopatkowych mieszczą się na wale odciążające tłoki stopniowane dla zrównoważenia nacisków poosiowych pary na bębny łopatkowe w każdej z komór. Do uszczelnienia tych tłoków służą szczeliny grze-

bieniaste, w które się wtlacza oliwę. Rys. 725-a przedstawia przekrój dwóch wieńców kierowniczych i leżącego między nimi wieńca łopatkowego.

Para wchodzi do turbiny (rys. 725) przez otwór *B*, a dalej przez poniżej leżący zawór wlotowy dostaje się do obwodowego przewodu *A*, z którego szczeliną obwodową wpada do pierwszej komory o najmniejszej średnicy. Z tej komory przez szeregi wieńców kierowniczych i łopatkowych przechodzi para do komory następnej o większej średnicy, i tu posiada już prężność nieco mniejszą. Para przechodzi dalej przez szeregi wieńców bębna następnego i wpada (przy ustroju trzykomorowym) do komory ostatniej o największej średnicy, z niej zaś, przebiegłszy i szeregi wieńców ostatniego bębna największego, wchodzi przez przewód *B* bądźto do skraplacza, bądź też wprost do rury wydechowej.

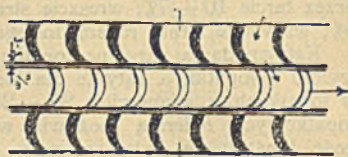
Para, przelatując przez szeregi wieńców łopatkowych, wywiera naciski na łopatki, a tem samem nadaje ruch obrotowy wałowi turbinowemu.

Para, przedostająca się z dowolnej komory przez szczeliny grzebieniaste przynależnego tłoka odciążającego, przechodzi do komory następnej kanalikami równoległymi do osi; w ten sposób zmniejszamy straty, przez nieszczelność powodowane.

Gdybyśmy pracę wydawaną przez turbinę chcieli miarkować, dławiąc parę, bądźto w zaworze wlotowym, bądź też w inny sposób, nie moglibyśmy wyzyskać w turbinie pełnej prężności pary, bo natenczas już w pierwszej komorze prężność ta stale obniżałaby się. Dlatego też nie dławimy pary, lecz zmniejszamy okres wlotu przez czasowe otwieranie i czasowe zamykanie zawora rozrządczego *V*. Zawór otrzymuje ruch ten od małego tłoczka *K*, stanowiącego jakoby pomocniczy silnik parowy. Rozrządem pary w tym małym silniku kieruje miarkownik (regulator), napędzany z wała turbiny, a przestawiający samoczynnie suwaczek tłoczkowy *T*. Rozrząd ten jest tak ustosunkowany, aby przyspieszenie biegu turbiny skracało okresy wlotu pary do turbiny, zwolnienie zaś biegu je przedłużało. Ilość okresów wlotowych bywa w turbinach Parson'a od 150 do 250 na min.

Obliczanie turbiny parowej jest w zasadzie podobne do obliczeń turbin wodnych (p. str. 817 i nast. oraz dodatek w końcu tomu I), przyczem jednakże przedstawia ono znacznie więcej trudności z tego mianowicie powodu, że jako punkt wytyczny służy tu ciepłik całkowity pary (p. str. 283) zmieniający się wraz z objętością pary podczas jej przelotu przez turbinę. Obliczenie turbiny Parson'a dokonywa się, rozkładając ją na szereg poszczególnych stadeł turbinowych, złączonych w grupy, i układając plan rozkładu prędkości przelotowych pary i prędkości obwodowych wieńców łopatkowych, jak

Rys. 725-a.



również plan spadku ciepła dla każdej turbiny składowej, i dla każdej grupy, oznaczając zarazem kąty, pod którymi para wpada na łopatkę, i uwzględniając straty energii. Sposoby wykreślne ułatwiają zawiły ten rachunek *). Wiadomo z doświadczenia, że, tak samo jak w tłokowych silnikach parowych straty pracy i w małych turbinach są większe niż w wielkich. Strata wskutek niewyzyskania całkowitego spadku ciepła bywa 30 — 20%; strata wskutek pozostałej prędkości pary przy wylocie z ostatniego wieńca łopatkowego 10 — 5%; strata przez tarcie 10 — 7%; wreszcie strata pary przez nieszczelności 10 — 5%; wszystkie straty razem dosięgają 55 — 35%.

Kąt wpadania pary na łopatkę bywa zwykle równy kątowi jej wylotu z łopatki, a kąty te dla kierownic są zazwyczaj te same jak w łopatkach, a mianowicie 20 — 25°. Prędkość obwodową wieńców łopatkowych 'obierają możliwie wielką, bacząc przytem, aby długość łopatki nie była za małą; zwykle dla pierwszych wieńców bywa prędkość obwodowa $u = 35 - 40$ m; dla ostatnich wieńców łopatkowych może być u tak wielkiem, na jakie tylko materiał i umocowanie łopatek pozwolą, t. j. 350 — 400 m/sek.

Doświadczenia czynione w Anglii nad turbinami Parson'a dały między innymi następujące wyniki:

Moc turbiny w KW	24,7	52,7	108,5	119	232	507	553	1190
Nadprężność pary . . kg/cm ²	5,62	8,86	8,93	7,03	8,58	9,35	9,14	9,11
Ilość obrotów na minutę. . .	4990	5044	4800	3640	3010	2500	3000	1487
Prężność w skraplaczu kg/cm ²	0,0414	0,0691	0,104	0,0414	0,0553	0,0932	0,114	0,063
Para była przegrzana o ° C. .	—	—	—	46,7	33,3	36,7	—	10,2
Rzeczywiste zużycie pary kg/KW i godz.	13,06	2,70	12,16	11,02	9,93	9,57	9,84	8,81
Sprawność termodynamiczna .	0,397	0,400	0,445	0,431	0,484	0,531	0,554	0,547

Z wielu doświadczeń, wykonanych w rozmaitych warunkach, nad każdą z podanych powyżej turbin, wynika potwierdzenie teoretycznych wniosków, że: a) im wyżej para będzie przegrzana, tem większą otrzymamy sprawność turbiny, albowiem spadek ciepła będzie korzystniejszy, straty przez skraplanie mniejsze, a nadto zmniejszy się tarcie wieńców łopatkowych o parę, w której wirują, i tarcie pary przez nie przelatującej. Zaoszczędzenie pary bywa 1% na każde 5 do 8° C. jej przegrzania, b) zmniejszanie prężności w skraplaczu jeszcze wybitniej potęguje sprawność turbiny **).

Próby robione w 1904 r. nad turbiną 3000 KW. w elektrowni frankfurckiej wykazały zużycie pary — 6,7 kg na KW i godz. przy prężności pary wlotowej 10,6 atm., przegrzanej do 312° C.

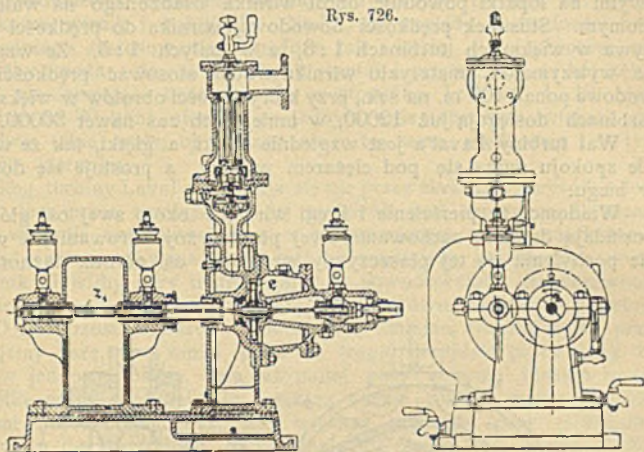
Zużycie pary zależy w nieznacznym tylko stopniu od obciążenia turbiny: np. turbina zużywająca 6,02 kg pary na 1 MK_n przy pracy 1742 MK_n — zużywała 7,15 kg/MK_n wytwarzając tylko 796 MK_n ***).

*) Por. A. Stodola. Die Dampfturbinen etc. Berlin 1904 J. Springer) str. 89 i n.

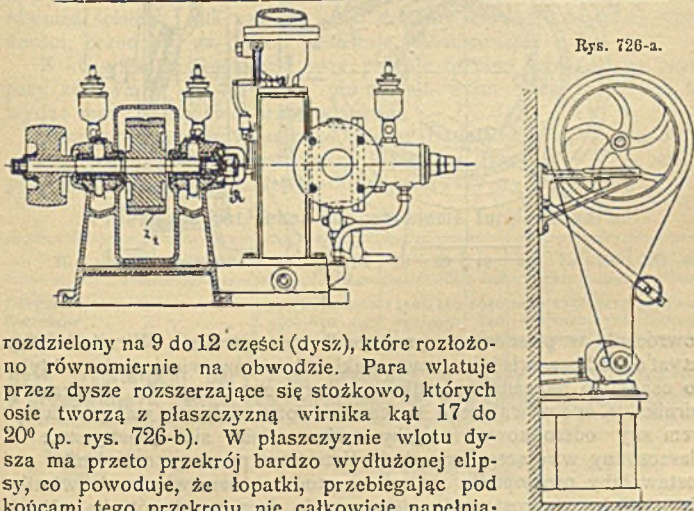
) Tamże str. 248. *) Tamże str. 234.

Turbiny parowe Laval'a.

Turbiny te (rys. 726 i 726-a) są jednostopniowe i posiadają jeden tylko wirnik *L* (koło łopatkowe). Obszar wlotu jest cząstkowy,



Rys. 726-a.



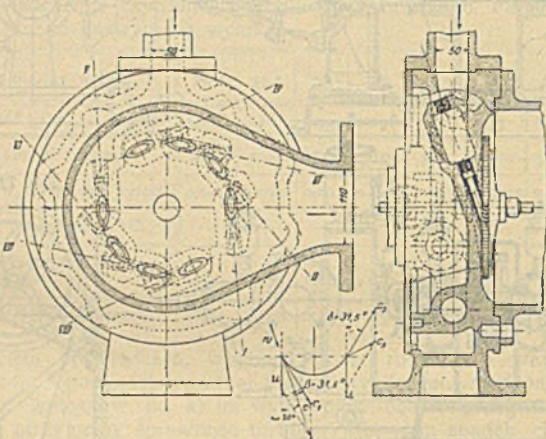
rozdzielony na 9 do 12 części (dysz), które rozłożono równomiernie na obwodzie. Para wlatuje przez dysze rozszerzające się stożkowo, których osie tworzą z płaszczyzną wirnika kąt 17 do 20° (p. rys. 726-b). W płaszczyźnie wlotu dysza ma przeto przekrój bardzo wydłużonej elipsy, co powoduje, że łopatki, przebiegając pod końcami tego przekroju, nie całkowicie napelniają się parą. Stratę ztąd wynikającą usuwają w nowszych turbinach Laval'a przez ułożenie kilku dysz tuż za sobą. W dyszach para rozpręga się ze stanu wysokiej prędkości do prę-

ności atmosfery lub skraplacza, skutkiem czego nabiera znacznej prędkości, tysiąc kilkaset metrów na sek. (por. tabl. str. 949). Z prędkością nabytą wpada para z dyszy wprost na łopatki wirnika, działając na nie jedynie swoim rozpędem, t. j. odrzutnie, i naciskami swymi na łopatki powoduje obrót wirnika osadzonego na wale poziomym. Stosunek prędkości obwodowej wirnika do prędkości pary bywa w większych turbinach 1:3, a w małych 1:5. Ze względu na wytrzymałość materiału wirnika trudno stosować prędkości obwodowe ponad 400 m. na sek., przy których ilości obrotów w większych turbinach dosięgają już 12000, w mniejszych zaś nawet 30000.

Wał turbiny Laval'a jest względnie cienki, a giętki, tak że w stanie spokoju ugina się pod ciężarem wirnika, a prostuje się dopiero w biegu.

Wiadomo, że pierścienie i kręgi wirujące około swej osi głównej posiadają dążność zachowania swej płaszczyzny wirowania, a w razie pochylenia się tej płaszczyzny względem osi obrotu, dążność do

Rys. 726-b.



powrócenia w płaszczyznę prostopadłą do tejże osi. Wirnik turbiny Laval'a podlega właśnie prawu takich krążków wirujących. Gdyby go osadzono na samym środku wału symetrycznego do płaszczyzny wirnika, a spoczywającego końcami w łożyskach, to wał pod wpływem siły odśrodkowej mógłby tylko uginać się symetrycznie do płaszczyzny wirującego wirnika. Natenczas płaszczyzna wirnika pozostałaby prostopadłą do osi obrotu, a zatem wirowanie wirnika nie mogłoby wyprostować ugiętego wału, lecz na odwrót siła odśrodkowa wirnika, wirującego na ugiętym wale, przyczyniałaby się tylko do dalszego wygięcia tegoż wału, które przy dostatecznej ilości obrotów skończyłoby się złamaniem wału. Inaczej przedstawi się działanie wirnika, jeżeli go osadzimy na wale nie w środku między łożyskami, lecz nieco z boku, w każdym razie tak, aby wskutek ugięcia się wału płaszczyzna wirnika nie była prostopadłą do osi obrotu. W tym przypadku wirujący wirnik, dążąc do nakierowania

swej płaszczyzny prostopadle do osi obrotu, prostuje zarazem wał ugięty, a zatem usuwa niejako uginanie się wału pod wpływem siły odśrodkowej, mogącej się pojawić przy niedostatecznym wyśrodkowaniu mas wału i wirnika.

Zasadniczymi częściami składowymi turbiny Laval'a są: dysze stożkowe, wirnik i wał giętki. Nadto, ze względu na trudności bezpośredniego zastosowania napędu o tak wielkiej ilości obrotów, zaliczywszy można do zasadniczych części i przystawkę z kół zębatych, zmniejszającą ilość obrotów w stosunku 1:10 do 1:13. Małe turbiny do 30 koni miewają po jednym wale napędym, większe zaś po dwa takie wały, obracające się z tą samą prędkością i w tym samym kierunku.

Bieg turbiny Laval'a miarkuje się nie przez skracanie okresów wlotu pary, lecz przez zmniejszanie jej prężności pod wpływem dławienia w zawieradle zrównoważonem, a przestawianem przez miarkownik.

Gdy moc wydawana przez turbinę zmniejszy się znacznie, miarkownik dławiłby parę nadmiernie, a to powodowałoby złą sprawność turbiny. Zapobiega się temu, zamykając stosowną ilość dysz zupełnie.

O ile pozostałe warunki nie ulegają zmianie, to: Im wyżej przegrzejemy parę, tem mniej pary (na wagę) przejdzie przez daną dyszę w jednostce czasu, tem też mniej pary zużywa turbina na jednostkę pracy wydanej. Im większą będzie różnica między prężnościami przed i za dyszą, tem większą prędkość pary otrzymamy u wylotu dyszy; (prawo to bezwzględnie ściśle dla cieczy, będzie również ściśle i dla gazów, jeżeli dodamy warunek, że jedna z prężności, przed lub za dyszą, pozostaje niezmienną).

Z im większą prędkością pary pracuje turbina Laval'a, tem mniej pary zużywamy na jednostkę pracy, albowiem para w turbinie tej wydać może tylko swą pracę rozpędu.

Sprawność termodynamiczna turbin Laval'a bywa 55 do 60%, a mianowicie straty energii pary będą: w dyszy 5—15%, strata przy przelocie przez łopatki 21—30%; strata przy wylocie 5—9%.

Przestrzeń potrzebna na ustawienie turbin Laval'a.

Moc pożytkowa MK	5	10	15	20	30	40	50	75	100	200	300
Długość mm	920	1030	1060	1350	1460	1950	2290	2750	3210	3590	4070
Szerokość. "	550	650	650	730	750	840	980	1040	1320	1600	1950
Wysokość. "	800	1000	1000	1100	1100	1100	1360	1320	1460	1700	1800

Ilość wylatującej pary i jej prędkość w dyszy 7 mm średnicy w prześwicie (w najciaśniejszym miejscu) od 300 konnej turbiny Laval'a.

Nadprężność pary kg/cm ²	Prędkość w wylocie		Ilość pary kg/godz.
	w atmosferę m/sek.	w próżnię 64 cm śl. rt. m/sek.	
8	855	1103	178
12	921	1143	254
16	971	1183	331
20	1005	1223	407

Zużycie pary w turbinach Laval'a.

Moc użytkowa M.	Nadprężność początkowa																					
	6 kg/cm ²		8 kg/cm ²		10 kg/cm ²		12 kg/cm ²		15 kg/cm ²		20 kg/cm ²											
Srednica kola przewodzącego przez środki łopatek	Ze skrapla- niem		Ze skrapla- niem		Ze skrapla- niem		Ze skrapla- niem		Ze skrapla- niem		Ze skrapla- niem											
	64 cm	70 cm	64 cm	70 cm	64 cm	70 cm	64 cm	70 cm	64 cm	70 cm	64 cm	70 cm										
Ilość obrotów wirnika	Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania											
	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni										
Ilość obrotów wala napędowego	Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania											
	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni										
mm na min. na min.	Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania											
Moc użytkowa M.	Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania		Bez skraplania											
	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni	sl. rt. próżni	próżni										
5	100	23800	3000	22,7	16,3	14,6	21	15,75	14,35	19,75	15,3	14,2	18,9	14,95	14	18,1	14,55	13,7	17,4	13,8	13,45	5
10	150	23800	2400	22,7	14,1	12,6	21	13,55	12,10	19,75	13,1	11,8	18,9	12,75	11,55	18,1	12,35	11,35	17,4	11,9	11	10
20	225	19800	2000	20,9	11,6	10,2	19,2	11,1	9,85	18,1	10,75	9,6	17,4	10,45	9,4	16,6	10,1	9,2	15,8	9,7	9	20
50	300	16400	1500	18,5	10,3	9,05	17	9,8	8,7	16	9,45	8,4	15,2	9,2	8,25	14,3	8,9	8,11	13,4	8,65	7,95	50
75	300	16600	1250	17,5	10,3	9,05	16,1	9,8	8,7	15,05	9,45	8,4	14,3	9,2	8,25	13,5	8,9	8,11	12,65	8,65	7,95	75
100	500	13000	1050	18,1	9,5	8,8	16,3	9,1	8,3	15,2	8,75	7,5	14,4	8,5	7,75	13,6	8,25	7,6	12,65	7,9	7,38	100
200	620	11000	850	—	9,1	—	—	8,4	—	—	8	—	—	7,8	—	—	7,7	—	—	7,4	—	200
300	760	10600	750	—	8,6	—	—	8,25	—	—	7,75	—	—	7,8	—	—	7,45	—	—	7,2	—	300

VI. Wyniki prób z turbinami parowymi Laval'a,
dokonanych przez inż. J. Procnera w Pabjanicach.

Moc turbiny MK	300	100
Data próby 1900 roku	2 Luty	3 Luty
Czas trwania próby. godzin	6	4
Stan barometru cm. sł. rt.	76,7	76,6
Średnia nadprężność pary w kotło kg/cm ²	15,22	15,60
Temperatura pary nasyconej	200,98	202,17
Śred. temperatura pary przegrzanej.	290	250
Długość przewodu parowego m	97	78
Całk. zużycie pary podczas doświadczenia kg	13331	5030
Całk. zużycie pary na godzinę. kg/godz.	2221,8	1257,5
Strata pary w przewodach kg/godz.	330	364
Strata pary na pompę próżnianą. kg/godz.	252,3	252,3
Średnia ilość obrotów na min.	764,7	1052,9
Moc hamowna MK	307,92	99,90
Średnia nadprężność pary przed zaworem nastawczym kg. cm ²	14,83	14,9
Średnia nadprężność pary za zaworem w dyszach kg/cm ²	13,17	13,65
Średnia temperatura pary wlotowej	256	218,4
Średnia próżnia u wylotu z turbiny. cm. sł. rt.	68,3	65,5
Średnia próżnia wyrażona w % atm.	89	86
Całkowite zużycie pary po potrąceniu strat. kg/godz.	1639,5	641,2
Zużycie pary na MK pożytk. kg/MK godz.	5,32	6,42

IV. KOTŁY PAROWE.

Szczegółowe dane, dotyczące kotłów parowozowych p. Dział XI, II B. b., dotyczące zaś kotłów okrętowych p. Dział XII. III C.

Oznaczmy przez:

T temperaturę spalania paliwa na ruszcie,

T_1 temperaturę, z jaką spaliny opuszczają kanały spalinowe kotła,

t_0 temperaturę wody zasilającej,

t temperaturę wody w kotle,

- p wartość opałową (bezwzględną wydajność paliwa) w ciepł/kg. (p. str. 324 i n.); przyczem można z góry potrącić straty ciepła wskutek przepływu na zewnątrz i rozpromieniowania (dla kotłów jednowalczakowych 5%, dla kotłów wielowalczakowych 8%),
- λ_0 ilość ciepła w ciepł., nieodzowną do wytworzenia 1 kg pary o temperaturze t^0 z wody o temperaturze t^0_0 ,
- R całkowitą powierzchnię rusztu w m^2 ,
- R_f przekrój przewiewia (szczelin między rusztowinami) w m^2 ,
- $m = R_f : R$ stosunek przekroju przewiewia do całkowitej powierzchni rusztu,
- H powierzchnię ogrzewaną kotła w m^2 ,
- B wagę paliwa, zużytego przez urządzenie kotłowe, w kg/godz.,
- D wagę wytworzonej pary w kg/godz.,
- L wagę powietrza, zużytego na spalenie jednego kg paliwa, w kg. (p. str. 322 i nast.),
- F obszar planu pod kocioł na 1 m^2 powierzchni ogrzewanej w m^2 ,
- V powierzchnię parującą poziomą wody w kotle, na 1 m^2 powierzchni ogrzewanej, w m^2 ,
- J_w ilość wody w kotle na 1 m^2 pow. ogrz. w l.,
- J_a przestrzeń parową kotła na 1 m^2 pow. ogrz. w l.,
- η sprawność urządzenia kotłowego, t. j. stosunek ilości ciepła z 1 kg paliwa, przechodzącej przez powierzchnię kotła w wodę, do wartości opałowej p tegoż paliwa,
- $\eta_1 = 0,8$ do $0,9$, sprawność paleniska,
- η_2 sprawność powierzchni ogrzewanej,
- $c_p = 0,24$ ciepłik właściwy spalin przy stałej prędkości (p. str. 317),
- $\sigma = 0,2$ do $0,3$ spółczynnik rozpromieniowania, t. j. stosunek ilości ciepła rozpromieniowanego do ilości ciepła wytworzonego w palenisku,
- v prędkość powietrza przepływającego przez przewiewie rusztu w m/sek.,
- k spółczynnik przechodzenia ciepła, t. j. ilość ciepłostek przechodząca przez 1 m^2 powierzchni ogrzewanej, obliczoną na 1^o różnicy między temperaturą spalin a temperaturą wody, średnio $k = 23$,
- e podstawę logarytmów naturalnych p. str. 24, 25.

A. Część ogólna.

a. Obliczenia.

1. Temperatura spalania T na ruszcie przy temperaturze 0^0 powietrza w kotłowni:

$$T = \eta_1 \frac{(1 - \sigma) p}{(1 + L) c_p}.$$

Zwykle $\eta_1 = 0,8$ do $0,9$.

Podług Pécle't'a dla palenisk wewnętrznych $\sigma = 0,25$ do $0,30$, dla palenisk zewnętrznych $\sigma = 0,20$ do $0,25$.

2. Powierzchnia ogrzewana H . Do oceny wielkości powierzchni ogrzewanej projektowanego kotła można stosować dane poniższe:

Przy zapotrzebowaniu pary wynoszącym D kg na godzinę (jeżeli na wyparowanie 1 kg wody potrzeba 600 ciepł., co odpowiada temperaturze 50° wody zasilającej i 5-u atm. prężności pary), gdy na 1-y m² powierzchni R rusztu spala się w ciągu godziny 80 kg węgla kamiennego, o wartości opałowej $p = 7500$ ciepł., można liczyć, że

$$\begin{array}{l} \text{jeżeli } H : R = 20 \quad | \quad 25 \quad | \quad 30 \quad | \quad 40 \quad | \quad 50 \quad | \quad 60 \quad | \quad 70 \\ \text{to } D : H = 25 \quad | \quad 22,5 \quad | \quad 20 \quad | \quad 16 \quad | \quad 14 \quad | \quad 12 \quad | \quad 10 \end{array}$$

co służy nam do określenia wartości H .

Dokładniejszym jednak jest wzór $\theta = \frac{B(1+L)C_p}{k}$

	Podług F. Redtenbachera Przechodzenie ciepła pozostaje w prostym stosunku do różnicy temperatur	Podług R. Wernera Przechodzenie ciepła pozostaje w stosunku kwadratu różnicy temperatur
Powierzchnia ogrzewana } $H =$	$\theta \ln \frac{T' - t}{T_1 - t}$ ($k = 23.$)	$\theta \frac{T' - T_1}{(T_1 - t)(T' - t)}$ ($k = 0,0603.$)
Końcowa temperatura spalin } $T_1 =$	$t + (T' - t) e^{-\frac{H}{\theta}}$	$T' - \frac{\frac{H}{\theta}(T' - t)^2}{1 + \frac{H}{\theta}(T' - t)}$
Sprawność powierzchni ogrzewanej } $\eta_2 =$	$1 = e^{-\frac{H}{\theta}}$	$1 - \frac{1}{1 + \frac{H}{\theta}(T' - t)}$

$$\eta_{12} = \sigma + (1 - \sigma)(1 - T_1 : T')$$

Dla kotłów stałych $\eta_2 = 0,61$ do $0,87$, dla kotłów zaś parowych $\eta_2 = 0,60$ do $0,75$.

Sprawność urządzenia kotłowego $\eta = \eta_1 \eta_2$.

3. Stopień natężenia paleniska określamy stosunkiem $B : H$. Im mniejszy jest stosunek $B : H$, tem wyzyskanie ciepła jest lepsze, t. j. tem większą będzie sprawność η_2 powierzchni ogrzewanej. Stosunek $B : H$ dobieramy zależnie od stosunku ceny paliwa do kosztów urządzenia jednego m² powierzchni ogrzewanej, a także i od tej okoliczności, czy się wzmożenie wydajności kotła na przyszłość przewiduje, czy też nie.

Wartości $B : H$.

Rodzaj paliwa	Sposób spalania:			
	leniwy	mierny	zwykły	silny
Węgiel kamienny . . .	1	2	3	5
Najlepszy węgiel brunatny	3,33	5,55	8,75	12,85

4. Iloktrotność odparowania. Ilość pary wytworzona w kotle z 1 kg paliwa bywa:

$$\frac{D}{B} = \eta_1 \eta_2 \frac{p}{\lambda_0} = \eta \frac{p}{\lambda_0} \text{ kg.}$$

Założywszy $\lambda_0 = 600$ ciepł., otrzymujemy zalecnie od wartości opalowej paliwa i sprawności urządzenia następujące:

Wartości $D : B$ (Iloktrotności odparowania).

Węgiel kamienny	5,5 do 10	Drzewo	2,5 do 3,5
Koks	4,5 „ 8	Słoma	1,5 „ 2,0
Węgiel brunatny	2,0 „ 4,5	Garbowiny	1,0 „ 1,1
Torf	1,5 „ 3,0		

Dokładniej $\lambda_0 = \lambda - q_0 + (t - t_0) w$, w którym to wzorze λ oznacza ciepłk całkowity (p. str. 285), q_0 ciepłk cieczy, odpowiadający temperaturze t_0^0 wody zasilającej, w wagę wody uniesionej w jednym kg pary wilgotnej (3 do 6%, przy parowozach do 20%).

5. Podgrzewacze. Powierzchnię ogrzewaną H_v podgrzewacza, uzyskującego obniżanie się temperatury spalin, z T_1 do T_2 , na podgrzewanie wody zasilającej z t_0 na t_1 , określamy wzorem:

$$\frac{H_v}{D} = \frac{2(t_1 - t_0)}{k(T_1 + T_2 - t_1 - t_0)}, \quad \left(\text{dokładniej: } \frac{H_v}{D} = \theta \ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} \right),$$

w którym współczynnik przechodzenia ciepła $k = 12$ do 18, stosuje się do podgrzewaczy, stanowiących nierozdzieloną część kotła, i dających się z łatwością oczyszczać tak z wewnątrz jak z zewnątrz, a $k = 10$ do 15 do podgrzewaczy (ekonomajzerów) Green'a, złożonych z rur żeliwnych ze skrobaczkami mechanicznymi, wreszcie $k = 5$ do takichże podgrzewaczy bez skrobaczek.

Wodę można w nich podgrzewać do 80^0 , a nawet 130^0 ; T_2 bywa zaś około 150^0 .

W sprawnych podgrzewaczach (podług Grove'go) bywa $H_v = \frac{1}{3}$ do $\frac{1}{2} H$, a pojemność ich 0,5 do 1,25 potrzebnej na godzinę ilości wody zasilającej.

6. Przegrzewacze. Określając powierzchnię ogrzewaną przegrzewacza, należy uwzględnić nie tylko ilości samej pary, lecz i wody z nią uniesionej, którą również trzeba nie tylko wyparować ale i przegrzać, na co zużywamy na każdy kg wody (606,5 — 0,717 t) ciepł. Na przegrzanie 1 kg suchej pary o 1^0 potrzeba 0,48 ciepł. *).

Podług Hirn'a $k = 10$ do 15 ciepł. na 1 m^2 powierzchni przegrzewającej rur żeliwnych na godzinę i każdy stopień różnicy temperatur.

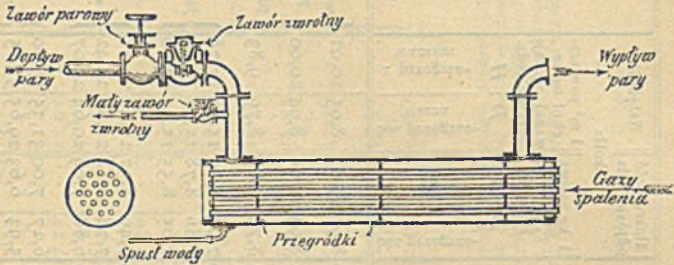
Rys. 727 przedstawia zasadniczy ustrój przegrzewacza Gehre'go; można go ustawiać tak leżąc, jak i stojąc.

Zastosowanie przegrzewaczy do silników parowych zwiększa ich sprawność z trzech mianowicie powodów:

*) P. uwagę u spodu str. 931.

1. woda uniesiona przemienia się na parę.
2. objętość pary tak dopływającej z kotła, jak również wytworzonej z wody uniesionej zwiększa się przez przegrzanie;

Rys. 727.



3. Nadto mniej się wody skrapla w cylindrach, a więc prężność pozostaje stosunkowo większą.

Temperatura pary przegrzanej, stosowanej do silników parowych, bywa do 350°.

b. Palenisko kotłowe.

1. Ilość paliwa spalanego na jednym m² rusztów będzie:

$$\frac{B}{R} = \frac{4680 m v}{L} \text{ kg/godz.}$$

Prędkość przepływu v powietrza w przewiewiu bywa dla węgla kamiennego 0,75 do 1,60 m/sek. w zależności od stopnia natężenia paleniska (t. j. od grubości warstwy paliwa); w paleniskach przedmuchiowych, t. j. o ciągu sztucznym (parowozy) do 4 m/sek.

Zwykle wartości $B : R$ dla węgla kamiennego podano w tablicy str. 956 i 957. Na koks liczy się $\frac{2}{3}$, na węgiel brunatny 1,5 do 2,5, a na drzewo i torf 1,33 wartości w tablicy podanych.

Stosunek m przekroju przewiewia do całkowitej powierzchni rusztu powinienby być możliwie wielki, a najczęściej bywa on:

dla węgla kamiennego $m = \frac{1}{4}$ do $\frac{1}{2}$ | dla koksu . . . $m = \frac{1}{3}$ do $\frac{1}{2}$
 dla węgla brunatnego $m = \frac{1}{5}$ do $\frac{1}{3}$ | dla drzewa i torfu $m = \frac{1}{7}$ do $\frac{1}{5}$.

2. Wzniesienie rusztu ponad posadzką kotłowni bywa 600 do 750 mm, jego odległość od najbliższego punktu powierzchni kotła nie mniej niż 350 mm, zwykle 500 do 600 mm; odstęp między grzbietem przewалу a kotłem conajmniej 250 mm; przewał zaś miewa po najczęściej kierunku prostopadły do rusztowin.

c. Kanały spalinowe.

Murowane kanały spalinowe prowadzi się tak, aby 1) zapewniano dostatecznie długotrwałe i blizkie zetknięcie się spalin z powierz-

Paleniska kotłowe na węgiel kamienny i powierzchnia ogrzewana.

Rodzaj kotła i sposób spalania	1 m ² powierzchni ogrzewanej zużywa węgla (kg) (stopień na- tężenia paleniska)		Stosunek powierzchni ogrze- wania, do powierzchni rusztu	Waga powietrza w kg, dopro- wadzona na 1 kg paliwa	Sprawność paleniska	Temperatura spalania	Temperatura spalin w czopuchu	Sprawność powierzchni ogrzewanej	Sprawność urządzenia kotłowego	Iloktrotność odparowania		Natężenie kotła		Rodzaj paleniska							
	B : H	B : R								H : R	L	η_1	T		T ₁	η_2	η	1 kg paliwa wytwarza pary kg		1 m ² powierz- chni ogrze- wanej wydaje pary kg/godz.	
																		bez przegrze- wacza	z przegrze- waczem	D : B	D : H
Kotły ślabe	leniwa (stosuje się rzadko, gdy opał jest bardzo drogi)	1	40 do 50 (50)	40 do 50 (50)	22,0	0,90	856 978	169 170	0,862 0,861	0,776 0,775	8,95 8,94	10,01 10,00	8,95 8,94	10,01 10,00	} palenisko we- wnętrzne; $\sigma=0,3$. } palenisko podol- ne; $\sigma=0,2$. } palenisko odprze- dnie; $\sigma=0$. } jak wyżej.						
																mierne (stosuje się w nowych zakładach, w zwy- kłych warunkach)	2	50 do 70 (50)	25 do 35 (25)	20,5	0,85
	zwykłe	3	70 do 100 (75)	23 do 33 (25)	19,0	0,85	930 1062 1328	314 341 394	0,764 0,743 0,713	0,649 0,631 0,596	7,49 7,28 6,88	8,37 8,14 7,69	22,47 21,84 20,64	25,11 24,42 23,07							
															silne (wzmocniona wytwór- czość zakładn; lokomobile)	5	100	20	17,5	0,80	946 1081 1351
Kotły okrętowe	bez przedmu- chu	3—3,5	85 do 95	28	17,5	0,80	946	319 358	0,821 0,770	0,657 0,616	7,17 6,73	21,05 24,56	25,44								
														z miernym nadmuchem	4	130 do 140	33	391	0,728	0,582	6,36
Kotły parowozowe	Parowozy górskie	5—6	70 do 100	374 431	0,760 0,724	0,609 0,579	6,81 6,43	34,04 38,57	38,57	47,36	47,36	54,6 ^{*)}	} $\sigma=0,3$								
														" towarowe	6—8	350 do 500 (400)	50 do 70	431 527	0,724 0,663	0,579 0,532	6,43 5,92
	" osobowe	8—10	35 do 55	527 591	0,663 0,622	0,532 0,497	5,92 5,46	47,36 54,6 ^{*)}													

Uwaga. Tablicę powyższą obliczono podług wzorów podanych na str. 952 i n. dla westfalskiego węgla kamiennego, średniej jakości (0,766 C + 0,041 H + 0,163 H₂O + 0,030 popiołu) o wartości opałowej $p=7500$ ciepł/kg. Strat ciepła chłodzących się powierzchni nie uwzględniono (5 do 8%). Teoretyczna ilość powietrza $L=10,4$ kg na 1 kg węgla. Temperatura pary $t=158^\circ$ (dla kotłów okrętowych i parowozowych 183° , czyli 10 atm.). Zawartość wody w parze 5%, w parowozach 20%. Temperatura wody zasilającej $t_0=10^\circ$, przy zastosowaniu podgrzewaczy 80° (dla parowozów nie uwzględniono podgrzewania wody przez smoczki). Temperatura powietrza zewnętrznego $T_0=0^\circ$. Ciepłk właściwy spalin $c_p=0,24$. Spółczynnik przechodzenia ciepła $k=23$, dla parowozów $k=30$. Liczby w nawiasach przedstawiają wartości średnie.

*) Dla pruskich normalnych parowozów osobowych $D:H=54$ do 58. Dla parowozów pociągów wzrasta $D:H$ do 65.

chnią ogrzewaną kotła, i 2) umożliwiały dostęp w celach czyszczenia i oględzin. Dla dopełnienia warunku pierwszego zaleca się wmurowywanie w kanały, co 1,5 do 2 m, jazów zmieniających kierunek strumienia spalin, czyli zaleca się wężykowane jego prowadzenie wzdłuż kotła; porów. rys. 730 i 731 na str. 969.

Prędkość spalin w kanałach murowanych przy ciągu zwykłym nie ma przenosić 6 m; lepiej tylko 3 do 4 m/sek.; jednakowa prędkość we wszystkich miejscach kanałów nie jest konieczna.

Uwzględniając powyższe, przy urządzeniu trzech murowanych kanałów spalinowych wzdłuż kotła i przy natężeniu rusztu $B:R = 60$ do 120 kg węgla na godz. i m^2 , ostatniemu kanałowi nadajemy zazwyczaj przekrój $= 0,25 R$. Pierwszy kanał miewa przekrój 1,5 do 1,75, drugi zaś 1,25 do 1,5 przekroju ostatniego kanału. Wyjątek stanowią miejsca zwężone na $\frac{1}{8}$ do $\frac{1}{10} R$, np. przewałami lub jazami i t. d. albo w kanałach wytworzonych z płomieniówek (p. str. 974). Naodwrot zwiększamy przekroje w miejscach, gdzie się zmienia kierunek strumienia spalinowych.

Jeżeli $B:R$ oznacza wagę węgla w kg, spalanego na godzinę na jednym m^2 rusztu (p. str. 955), G zaś objętość spalin, powstałych z 1 kg węgla (p. str. 322 i n.), w m^3 (przyczem objętość ta oblicza się nie na 0^0 , lecz dla istotnej temperatury spalin), wreszcie a stosunek przekroju kanału spalinowego do całkowitej powierzchni rusztu, to prędkość v_g spalin w kanałach tych będzie:

$$v_g = \frac{B}{R} \frac{G}{3600 a} \text{ m/sek.}$$

d. Kominy kotłów parowych.

1. Jeżeli oznaczymy przez:

O przekrój kominu w prześwicie u wylotu w m^2 ,

d przynależną średnicę w m (w kwadratowych przekrojach — bok, a w ośmiokątnych — średnicę koła wpisanego),

d_1 średnicę prześwitu kominu u podstawy w m,

h wzniesienie wylotu ponad rusztami w m,

R całkowitą powierzchnię rusztów w m^2 ,

B całkowitą ilość paliwa zużywanego w kg/godz.,

to podług H. Reiche'go *), z uwzględnieniem możności zwiększenia wydajności kotłowni na przyszłość o 30%:

$$d = 0,1 \left(\frac{B}{R} \cdot R \right)^{0,4} = 0,1 B^{0,4} \quad \text{i} \quad h = 0,00277 \left(\frac{B}{R} \right)^2 + 6 d.$$

Wysokość ciśnienia, pod jakim przy tak obliczonym kominie powietrze wlatuje do przewiewia, będzie w mm słupa wody:

$$h_0 = (h - 6 d) \frac{1000}{2,93} \left(\frac{1}{273 + T_0} - \frac{1}{273 + T_1} \right);$$

*) H. v. Reiche, Anlage u. Betrieb der Dampfkessel, 3 wyd.

T_0 oznacza średnią temperaturę powietrza zewnętrznego ($\approx 14^0$),
 T_1 średnią temperaturę w kominie. Najwłaściwsza temperatura $T_1 = 273 + 2T_0$. Na zasadzie wzorów powyższych obliczono tablicę, którą podajemy poniżej.

Wymiary kominia na węgiel kamienny.

Powierzchnia rusztu m^2	Jeżeli $B : R =$						
	40	60	80	100			
	to $h\delta =$ num słupa wody						
	2,6	5,9	10,5	16,4			
$R = \begin{cases} 1 \\ 4 \\ 20 \end{cases}$	Wysokość kominia $= \frac{h}{d} =$		{	16	26	37	50
	Średnica wylotu $= \frac{h}{d} =$			12	17	24	34
				9	12	16	19
$R = \begin{cases} 1 \\ 4 \\ 20 \end{cases}$	Powierzchnia rusztu $= \frac{R}{O} =$		{	6,7	4,8	3,8	3,2
	Przekrój wylotu $= \frac{R}{O} =$			8,8	6,3	5,0	4,2
				12,1	9,4	7,0	5,8

Oznaczmy nadto przez:

G ilość spalin z 1 kg paliwa w kg,

$\alpha = 1/273$ współczynnik rozszerzalności gazów,

γ wagę 1 m^3 powietrza średniej wilgotności, sprowadzoną do 0^0 i średniej prężności barometrycznej,

δ gęstość spalin w stosunku do gęstości powietrza o 0^0 .

t_0 temperaturę spalin we wylocie kominia,

v_n prędkość wylotu spalin w m/sek. (przynajmniej 2 m/sek.),

a podług G. Lang'a *)

$$O = \frac{BG(1 + \alpha t_0)}{\gamma \delta 3600 v_n}.$$

W zwykłych warunkach, gdy

$v_n = 4$ m/sek., $t_0 = 235^0$, $1 + \alpha t_0 = 1,86$, $\delta = 1$ i $\gamma 1,29$, będzie:

$$O = \frac{BG}{10000}.$$

Jeżeli przy dobrym węglu kamiennym i dobrym palenisku $G =$

19, to $O = 0,0019 B$, a szerokość w prześwicie wylotu $d = \sqrt{\frac{4O}{\mu}}$,

dla przekroju okrągłego $\mu = 3,1416$,

" " ośmiokątnego $\mu = 3,3137$,

" " kwadratowego $\mu = 4,0000$.

Oznaczmywszy przez:

l długość kanałów spalinowych i czopucha w m,

f_{gi} wartość $\frac{d_1 - d}{2h}$ (zazwyczaj = 0,008 do 0,010),

ξ współczynnik określony z doświadczenia, zależny od kształtu i szerokości kanałów spalinowych i czopucha (zmieniający się w granicach od 0,03 do 0,15; najczęściej = 0,04),

*) G. Lang. Propozycje ujednostajnienia przepisów o kominach kotłów parowych. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1899 № 30 i 31.

t_m średnią temperaturę spalin w kominie, otrzymamy potrzebne wzniesienie wylotu kominowego ponad rusztami

$$H_r = [15d + 2,5v_n + \xi l - 160f_{gi}] \frac{700 - t_m}{200 + t_m}.$$

W zwykłych warunkach, gdy:

$v_n = 4$ m/sek., $l = 25$ m, $\xi = 0,04$, $f_{gi} = 0,006$, $t_m = 250^\circ$, będzie

$$H_r = 15d + 10 \text{ m.}$$

Aby się dym nie stawał dokuczliwym, wypadaloby wylot komina wznosić przynajmniej na 3 m ponad najwyższy szczyt domu, w promieniu 250 m. się znajdującego.

Kominy kotłów bywają zazwyczaj nie niższe niż 16 m.

2. Średnica prześwitu u podstawy kominów murowanych

$$d_1 = d + 0,016h \text{ do } d + 0,02h;$$

jeżeli jednak stateczność komina okaże się niewystarczającą, to powiększa się odpowiednio d_1 , nie zmieniając grubości ścianek.

Średnica w prześwicie kominów murowanych bez rusztowań, t. j. od wewnątrz nie powinna nigdzie być mniejsza od 0,6 m.

Grubość ścianek u wylotu bywa 15 cm, gdy $d = 1$ do 1,5 m; 20 cm, gdy $d = 1,5$ do 2 m, a 25 cm, gdy $d > 2$ m. Zastosowując cegłę kształtówkę, powiększamy grubość ścianek ku podstawie komina zazwyczaj o 5 cm przynajmniej co każde 5 m; stosując zaś cegłę zwykłego formatu (25 · 12 · 6,5 cm), powiększamy grubość ścianek odsadzkami na $\frac{1}{2}$ cegły, przyczem wzamian możemy zwiększyć wysokość pierścion na 5 do 8 m.

Dziurowane, lecz nie dziurkowane cegły pierścieniówki, 9 cm grube ($K \geq 400$ kg/cm²), na zaprawę cementowo-wapienną przedstawiają najlepszy materiał na kominy okrągłe; albowiem kołki, jakie się wytwarzają z zaprawy, związując lepiej cegły, zabezpieczają komin od pęknięć podłużnych; ilość spoin jest przytem blisko o $\frac{1}{3}$ mniejsza, aniżeli przy ceglach zwykłych. W zaprawie na podstawie i dolne pierściona komina nie daje się (z powodu wielkiego żaru) nadmiernej domieszki cementu; natomiast do górnych pierścion zaleca się większa przymieszka.

Jeżeli oznaczymy przez D i D_1 w m zewnętrzną średnicę wierzchołka i podstawy (nad odziomem) słupca kominowego, a h_s wysokość słupca w m, to

$$\frac{D_1 - D}{h_s} = \frac{1}{33} \text{ do } \frac{1}{20} \left(\text{zwykle } \frac{1}{25} \right),$$

w każdym razie jednak, zwłaszcza gdy h_s będzie większe, D_1 powinno być nie mniejsze niż $\frac{1}{15}$ do $\frac{1}{13}$ h_s .

Kształt przekroju. Parcie wiatru na komin okrągły, a również opory dla przepływu spalin w jego wnętrzu są stosunkowo najmniejsze, a równocześnie (z powodu względnie najmniejszego obwodu) straty ciepła i objętość muru w ściankach kominów okrągłych będą również stosunkowo najmniejsze; wymagają one jednak kształtówek rozmaitej formy. Ośmiokątny przekrój nie wiele ustępuje kołowemu, wy-

maga zaś mniej cegieł kształtówek. Przekrój kwadratowy wcale się nie zaleca.

Głowice kominów należy nie wysadzać nadmiernie, a nad nimi jeszcze dodawać gładką walcowaną nasadę około 0,5 m wysoką, i pokryć ją pochyło płytami z piaskowca, żeliwa lub ołowiu. Komin należałoby zaopatrzyć nadto w odgrom, którego przewodnik przyłącza się do sąsiednich dachów metalowych, kotłów i t. p., niezależnie od niezbędnego przyziemia (połączenia z ziemią).

Dno drąży kominowej zagłębia się na 0,6 do 0,8 m poniżej poziomu dna czopucha, a to w celu wytworzenia zbiornika na popiołek, który usuwamy, bądźto przez otwór (naprzeciwko czopucha) w odziomie kominowym, zwykle lekko zamurowany, bądź też przez szybik w samym czopuchu, tuż przy zaokrąglonym jego ujściu do komina. Szybik ten pokrywamy szczelnie płytą kamienną lub żeliwną. By ułatwić dostęp do szybika i do komina na całej jego wysokości, wmcowujemy w odstępach 3—5-iu warstw cegły, szczeble z krągownika, wygiętego w postaci litery U.

Z oszczędności można wysokie i szerokie kominy budować o ściankach podwójnych, pozostawiając między nimi swobodną przestrzeń przerywaną (w odstępach 50 do 80 cm) przelączeniami, wiązącami obydwa ścianki. Ta warstwa powietrza, zmniejszając straty ciepła, lepsza zarazem ciąg kominowy.

Jeżeli wprowadzamy do komina kilka czopuchów, to wypada tak je przedzielić murowanemi przegrodami, aby spaliny z poszczególnych czopuchów spotykały się ze sobą dopiero wtenczas, gdy już nabiorą jednakowego kierunku.

Odziom komina zaleca się cztero lub lepiej ośmiokątny; obierając wysokość odziomu $= \frac{1}{6}$ do $\frac{1}{5} h$, otrzymujemy zazwyczaj należyty stosunek wymiarów. Zewnętrzna szerokość odziomu $= D_1 + 0,5$ m do $D_1 + 1,0$ m. Z powyższego i z szerokości d_1 w prześwicie, którą należy zachować aż do spodu odziomu, wynika grubość jego ścian, która jednak powinna nadto zadość czynić warunkowi, aby przedłużone linie obrysu słupca kominowego pozostawały wewnątrz ścianek odziomu. Gdy wygląd dolnej części komina jest nam obojętny, możemy budować komin bez odziomu, albo na niskim tylko odziomie, np. $\frac{1}{20} h$.

Wnętrze odziomu muruje się z cegły ogniotrwałej, lub też wyklada się nią w ten sposób, aby pomiędzy wykładziną i właściwym murem odziomu pozostawała warstewka powietrzna 5 do 15 cm grubości, pozwalająca wykładzinie swobodnie rozszerzać się i kurczyć. Wykładzinę murujemy na zaprawę z gliny, a swobodną przestrzeń między odziomem i wykładziną pokrywamy z wierzchu, by nie zapełniała się popiołkiem, sadzą i t. p.

Rozmiary i zagłębienie **posady kominowej**, która w planie przedstawia się zazwyczaj w postaci kwadratu, obliczamy statycznie i zgodnie z właściwością gruntu, p. tom II str. 149 i n. Wysokość ław posadowych bywa 1,0 do 1,5 m, a ich odsadzki $\frac{1}{2}$ cegły, przy budowie zaś z kamienia 15 cm. Spód posady ma leżeć przynajmniej 1 do 1,5 m poniżej dna drąży kominowej.

Posadowienie kominów na złym gruncie powinno dostosowywać się do jego właściwości, p. tom II str. 149 i n.

Wprostowania komina skrzywionego lub pochylonego dokonujemy w ten sposób, że, napiłowawszy spoiny poziome od strony wypukłej lub przeciwnej pochyleniu, wbijamy kliny w spoiny po stronie przeciwległej napiłowaniom, przez to komin się prostuje. Następnie zalewamy rozwarte spoiny zaprawą cementową i zamazujemy je możliwie dokładnie.

Statyczne obliczenie komina *) na ciśnienie (pod ciężarem własnym) i na gięcie (przez parcie wiatru) przeprowadzamy dla kilku przekrojów, założywszy tymczasowo wymiary określone podług poprzednio przytoczonych danych. Zaleca się sprawdzić przedewszystkiem spód posady i najniższe przekroje odziomu i słupca kominowego, z czego już łatwo wywnioskować, czy potrzeba sprawdzać i dalsze przekroje. O wielkości parcia wiatru p. str. 306 i n.

Sprawdzamy poszczególne przekroje w celu określenia naprężeń skrajnych σ_{\max} (str. 400 i n.); σ_{\max} nigdzie nie powinno przekraczać naprężeń bezpiecznych k (str. 339) nawet w tym przypadku, gdy założymy, że mur wytrzymałości na ciągnięcie wcale nie posiada. Zbadanie samej stateczności komina, bez uwzględnienia wytrzymałości materiału nie wystarcza.



Rys. 727-a.

Jeżeli P_1 oznacza siłę parcia wiatru w kg, przytkniętą do środka ciężkości pola obrysu pionowego o kształcie trapezu, któryto środek znajduje się na wysokości x cm ponad badanym przekrojem, P zaś oznacza ciężar własny w kg części komina ponad badanym przekrojem, to moment $P_1 x$ przesunie punkt nacisku poosiowego P (rys.

727-a) z punktu S w kierunku za wiatrem do A , przyczem

$$AS = a = \frac{P_1 x}{P} \text{ cm.}$$

Jeżeli oznaczymy przez: r zewnętrzną, a przez r_1 wewnętrzną promień przekroju pierścieniowego w cm, a pole przekroju $F = \pi(r^2 - r_1^2)$ w cm^2 , to średnie ciśnienie wskutek ciężaru własnego będzie: $\sigma = P : F$ kg/cm^2 . Największe ciśnienie skrajne σ_{\max} (kg/cm^2)

dla różnych stosunków $r_1 : r$ i $\frac{a}{r}$ określa się z wartości $\sigma_{\max} : \sigma$, podanych w tabelicy poniższej, którą obliczono na zasadzie przypuszczenia, że mur na ciągnięcie żadnej wytrzymałości nie posiada. Wykreślenie naprężeń skrajnych p. str. 408 i 409 **).

*) Gust. Lang: Anleitung zum Entwerfen und zur statischen Berechnung gemauerter Schornsteine; Hannover 1898, nakładem Helwing'a. Dalej Zeitschr. d. V. d. Ing. 1896 str. 1125; 1897 str. 292; 1898 str. 180; 1899 str. 894 i 919.

**) Mur z cegły wyborowej na zaprawę cementowo-wapienną podług G. Lang'a, w zależności od domieszki cementu, wytrzymuje bezpiecznie ciągnięcie do $1,5 \text{ kg/cm}^2$, na zaprawę czysto cementową do $2,5 \text{ kg/cm}^2$. Ciśnienie skrajne nie ma przekraczać wartości $\sigma_{\max} = 5 + 0,15 k_1 \text{ kg/cm}^2$, jeżeli k_1 oznacza wysokość komina w m ponad badanym przekrojem.

Wartości $\sigma_{\max} : \sigma$ *)

$\frac{a}{r}$	$\frac{r_1}{r}$							$\frac{a}{r}$
	0,0	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
0,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,00
0,05	1,20	1,16	1,15	1,13	1,12	1,11	1,10	0,05
0,10	1,40	1,32	1,29	1,27	1,24	1,22	1,20	0,10
0,15	1,60	1,48	1,44	1,40	1,37	1,33	1,30	0,15
0,20	1,80	1,64	1,59	1,54	1,49	1,44	1,40	0,20
0,25	2,00	1,80	1,73	1,67	1,61	1,55	1,50	0,25
0,30	2,23	1,96	1,88	1,81	1,73	1,66	1,60	0,30
0,35	2,48	2,12	2,04	1,94	1,85	1,77	1,70	0,35
0,40	2,76	2,29	2,20	2,07	1,98	1,88	1,80	0,40
0,45	3,11	2,51	2,39	2,23	2,10	1,99	1,90	0,45
0,50	3,55	2,80	2,61	2,42	2,26	2,10	2,00	0,50
0,55	4,15	3,14	2,89	2,67	2,42	2,26	2,17	0,55
0,60	4,96	3,58	3,24	2,92	2,64	2,42	2,26	0,60
0,65	6,00	4,34	3,80	3,30	2,92	2,64	2,42	0,65
0,70	7,48	5,40	4,65	3,86	3,33	2,95	2,64	0,70
0,75	9,93	7,26	5,97	4,81	3,93	3,33	2,89	0,75
0,80	13,87	10,05	8,80	6,53	4,93	3,96	3,27	0,80
0,85	21,08	15,55	13,32	10,43	7,16	4,50	3,77	0,85
0,90	38,25	30,80	25,80	19,85	14,60	7,13	4,71	0,90
0,95	96,10	72,20	62,20	50,20	34,60	19,80	6,72	0,95
1,00	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	1,00

Tablica następną, p. str. 964 podaje wartości $\frac{z}{r}$, z których łatwo oznaczyć odległość z , linii zerowej od najbardziej wysuniętego punktu skrajnego, zawietrznej części przekroju. Nawet przy najsilniejszym wietrze przeszło połowa przekroju powinna podlegać ciśnieniu, t. z., że linia zerowa ma leżeć po stronie podwietrznej, licząc od środka przekroju.

A zatem wartości $z : r$, mieszczące się w tablicy na str. 964 poniżej grubej kreski schodkowej, nie można uważać za bezpieczne. Średnie ciśnienie na dobry grunt powinno pozostawać w granicach nie przekraczających 0,75 do 1,5 kg/cm², a skrajne ciśnienie posady na takiż grunt 2,5 do 5 kg/cm².

Koszty murowanych kominów można oceniać z danych, w tablicy t. II str. 204, albo też ze wzoru

$$K = nhd,$$

w którym K oznacza koszt kominą w markach, z wyłączeniem kosztów sztucznego posadowienia, h wysokość kominą w m, d zaś średnicę prześwitu wylotu w cm, wreszcie $n = 1$ do 1,5 stosownie do jakości wykonania.

W razie niedostatecznego ciągu w kominie można stosować przedmuch, t. j. ciąg sztuczny, a mianowicie, albo nadmuch, przy któ-

*) Według J. Goebel'a, O stateczności kominą, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1899 str. 180 i u.

rym powietrze włączamy do paleniska, albo też **wydmuch**, przy którym wyciągamy spaliny. Do celów powyższych nadają się tak nawietrzniki jako też wywietrzniki, a również i wydyszaki parowe i t. p. Przedmuch stosują także do lepszego spalania paliwa mniej wartościowego, jak np. miał węglowy, koksowy i t. p.

Wartości $\approx : r$. *)

$\frac{a}{r}$	$\frac{r_1}{r}$							$\frac{a}{r}$
	0	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
0,25	2,00	0,25
0,30	1,82	0,30
0,35	1,66	1,89	1,98	0,35
0,40	1,51	1,75	1,84	1,93	.	.	.	0,40
0,45	1,37	1,61	1,71	1,81	1,90	.	.	0,45
0,50	1,23	1,46	1,56	1,66	1,78	1,89	2,00	0,50
0,55	1,10	1,29	1,39	1,50	1,62	1,74	1,87	0,55
0,60	0,97	1,12	1,21	1,32	1,45	1,58	1,71	0,60
0,65	0,84	0,94	1,02	1,13	1,25	1,40	1,54	0,65
0,70	0,72	0,75	0,82	0,93	1,05	1,20	1,35	0,70
0,75	0,59	0,60	0,64	0,72	0,85	0,99	1,15	0,75
0,80	0,47	0,47	0,48	0,52	0,61	0,77	0,94	0,80
0,85	0,35	0,35	0,35	0,36	0,42	0,55	0,72	0,85
0,90	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,32	0,49	0,90
0,95	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,25	0,95

U w a g a. Punkt 1 wpada w rdzeń przekroju, gdy $\approx : r \geq 2$.

3. Kominy żelazne (znajdują zastosowanie na złym gruncie, w urządzeniach czasowych, oraz przy źle zrozumianej oszczędności) składają się z lekko stożkowatych pierścion, z których wyższe nasuwa się zawsze na pierściono pod nim leżące.

Grubość blachy pierścion zwiększa się stopniowo ku dołowi, poczynając górną od 3 do 5 mm, a kończąc u podstawy na 6 do 8 mm stosownie do średnicy i wysokości komin. Średnica bywa albo na całej wysokości jednakowa, albo też zwiększa się ku dołowi na $d_1 = d + 0,01 h$ w m.

Silniejsze ochładzanie w kominach żelaznych zmusza nas do nadawania im średnic o $\frac{1}{3}$ większych, aniżeli w kominach murowanych dla jednakowych palenisk. W celu zapewnienia stateczności kominom żelaznym, mocujemy je **uwieżiami** (zazwyczaj trzema) linkowemi, łańcuchowemi, a najczęściej z drutu. Żeliwną płytę podstawową przytwierdzamy przyciągami do murowanego odziomu,

*) S. Keek, Zeitschr. d. h. A. u. Ing. V. 1882 str. 627.

a z rurą kominową łączymy ją wieńcem z kątownika. Zewnętrzna powłokę smołową lub minjową wypada odnawiać przynajmniej co dwa lata. W celu ułatwienia ponownego malowania przytwierdzają niekiedy krążek linkowy lub łańcuchowy u wylotu komina od strony zewnętrznej.

4. **Kominy lokomobil** miewają średnicę równą lub do $1\frac{1}{2}$ razy większą od średnicy cylindra parowego, a wzniesienie ponad wylotem rury wydychowej 6 lub 7 razy większe niż średnica samego komina.

5. Kominy parowozowe p. XI. II. B. b. 4.

e. Przestrzeń wodna i parowa.

1. **Przestrzeń wodna.** Pożądaniem jest, aby objętość jej była możliwie wielka, jeżeli kocioł działa bez przerwy, albo też gdy czasami ma dostarczać nadmierne ilości pary; a naodwrot, aby objętość ta była możliwie mała, jeżeli kocioł działa z przerwami, a po takiej przerwie, para w nim szybko ma osiągnąć wyższej prężności.

2. **Przestrzeń parowa,** jako osadnia wody unoszonej z parą, powinna być naówczas jak największą, gdy rozchód pary bywa wogóle stosunkowo obfity, albo gdy podlega czasowo silnemu wzmożeniu.

Przeważny wpływ na ilość unoszonej wody wywiera względna wielkość pola poziomu parowania. Kotły walczaste pełne lub z płomienicami jako też i kotły z bulierami wydają na jeden m² poziomu parowania 40 do 100 kg pary na godzinę, a para zawiera natenczas 3 do 6% wody przy średniej pracy kotła. Wyższa wydajność pary z 1 m² poziomu parowania zwiększa wilgotność pary, która znów wymaga zastosowania odkraplacza lub przegrzewacza.

A że tem suchszą bywa para, z im wyższego punktu kotła ją czerpiemy, nadbudowanie przeto dzwona (kolpaka parowego) na kotle daje możliwość czerpania pary jeszcze z wyższego punktu, a więc jeszcze bardziej suchej. Nadto na dzwonie jest miejsce bardzo dogodne do umieszczenia zaworów bezpieczeństwa.

Parę czerpie się nie bezpośrednio z dzwonu, lecz równomiernie z całej przestrzeni podgrzbietowej kotła (z wyjątkiem przedniej trzeciej części), a mianowicie **odbiornicą**, t. j. rurą wierzchem dziurowaną lub rozszczepioną. Przekrój odbiornicy, jak również przekrój jej dziurek lub szczeliny bywa dwa razy większy od przelotu zaworu parowego.

3. Przykłady rozmiarów przestrzeni parowej i wodnej.

1. Kotły o palenisku zewnętrznem.

(Kotły walczaste, jedno i wielowalczakowe).

Średnica	mm	800	900	1000	1100	1200	1300
Wysokość przestrzeni parowej . . .	mm	270	300	330	360	390	420
Przekrój	m ²	0,15	0,187	0,228	0,272	0,321	0,375
Przekrój	m ²	0,3527	0,45	0,5576	0,678	0,81	0,953
Szerokość poziomu parowania	mm	755	845	940	1035	1125	1210
Wierzch bocznych kanałów spalino- wych leży ponad osią kotła	mm	30	50	70	90	110	130

2. Kotły dwupłomienicowe, o palenisku wewnętrznem.

Średnica płaszczu	mm	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300
Średnica płomienicy	mm	600	600	650	700	750	750	800	850
Wysokość przestrzeni parowej . . . mm		420	460	475	505	535	590	620	650
Przekrój m ²		0,423	0,5	0,54	0,602	0,678	0,799	0,876	0,966
Przekrój wodnej m ²		1,022	1,2	1,34	1,464	1,58	1,781	1,92	2,054
Oś płomienicy poniżej osi kotła na . . . mm		80	90	100	115	130	145	160	175
Najniższy poziom wody ponad grzbietami płomienicy mm		160	180	200	210	220	230	240	250
Szerokość pola poziomu parowania mm		1400	1500	1585	1700	1760	1885	2000	2075

3. Kotły o jednej płomienicy niefalowanej.

(Oś płomienicy pionowo pod osią kotła).

Średnica płaszczu	mm	1400	1500	1600	1700	1800
Średnica płomienicy	mm	700	750	800	850	900
Wysokość przestrzeni parowej mm		340	365	390	415	440
Przekrój m ²		0,2875	0,335	0,378	0,43	0,482
Przekrój wodnej m ²		0,867	1,13	0,99	1,272	1,427
Oś płomienicy poniżej osi kotła na mm		140	150	160	170	180
Najniższy poziom wody ponad grzbietem płomienicy mm		150	160	170	180	190
Szerokość pola poziomu parowania mm		1215	1275	1385	1460	1550

4. Kotły o jednej bocznej płomienicy falowanej.

Średnica płaszczu	mm	1600	1800	2000	2200
Średnica płomienicy	mm	800 : 900	950 : 1050	1100 : 1200	1250 : 1350
Wysokość przestrzeni parowej mm		330	330	360	425
Przekrój m ²		0,300	0,360	0,440	0,570
Przekrój wodnej m ²		1,150	1,340	1,660	1,910
Szerokość pola poziomu parowania mm		1300	1395	1535	1740
Powierzchnia ogrzewana na 1 m długości kotła m ²		5,720	6,660	7,200	8,500

4. Przestrzeń między najniższym i najwyższym poziomem wody w kotle powinna być dostatecznie wielka, zwłaszcza przy zmiennem zapotrzebowaniu pary i wogóle przy wielkiej przestrzeni wodnej.

5. Istotna waga kotłów przybliżenie dokładna równa się wadze obliczonej z powierzchni i grubości ścianek, z dodaniem 20 do 25% na zakładki, nakładki, łby i nakówki nitów, kątowniki i t. p. Natomiast wagę łap i króćcy należy dodać oddzielnie.

B. Ważniejsze rodzaje kotłów.

Poniższe jednostki oznaczać będziemy przez :

F pole planu zajęte przez kocioł w m², na 1 m² powierzchni ogrzewanej kotła,

J_w objętość wody w kotle w l,	} na 1 m ² powierzchni ogrzewanej kotła
J_d objętość pary w kotle w l,	
V pole poziomu parowania w m ² ,	
G wagę kotła w kg (wyluczając osprzęt kotłowy i obsadę paleniskową),	

a. Kocioł jednowalczakowy pełny.

1. Kotły leżące (rys. 728, str. 968).

Średnice bywają do 1,5 m; długości do 10 m, a stosunek średnicy do długości = 1:6 do 1:8. Powierzchnia ogrzewana równa się 0,6 do 0,65 całkowitej powierzchni kotła.

$F \approx 1,25 \text{ m}^2$, $J_w \approx 400$ do 450 l, $J_d \approx 150$ do 200 l, $V \approx 0,45$ do 0,5 m², $G = 180$ do 190 kg.

Kotły takie ustawia się nieco pochyło ku tyłowi, a lepiej kocioł podwieszać niż podpierać.

Obmurze kotła. Jeden podłużny kanał spalinowy nie wyzyskuje należycie ciepła, lepiej zatem prowadzić spaliny drogą wężykową (podobnie jak w rys. 731), albo też rozdzielić kanał podłużny na kilka kanałów, przez które spaliny przechodziłyby kolejno.

2. Kotły walczaste, stojące stosują się przeważnie w kuźnicach, a ogrzewają spalinami z pieców do mięśnienia lub skuwania żelaza. Nie zajmują one wiele miejsca, lecz wydajność ich powierzchni ogrzewanej bywa względnie mała, gdyż wytwarzająca się para, wznosząc się przeważnie wzdłuż powierzchni ogrzewanej, oddziela ją od wody. Wpływa to szkodliwie na trwałość blachy, czemu częściowo zaradzić może okładzina z cegły ogniotrwałej nawprost wlotu spalin.

Kocioł spoczywa wieńcem z żelaza lub żeliwa na pierścieniowatej podstawie murowanej.

Obmurowując kocioł w odstępce 200 do 250 mm, wytwarzamy jeden pionowy kanał spalinowy o pierścieniowatym przekroju. Obmurze takie ściąga się obręczami żelaznymi i zaopatruje w liczne otwory do czyszczenia. Szczelble wewnątrz kotła ułatwiają zbadanie jego stanu, właz urządza się w dolnej części walca, w dnie zaś kurek spustowy.

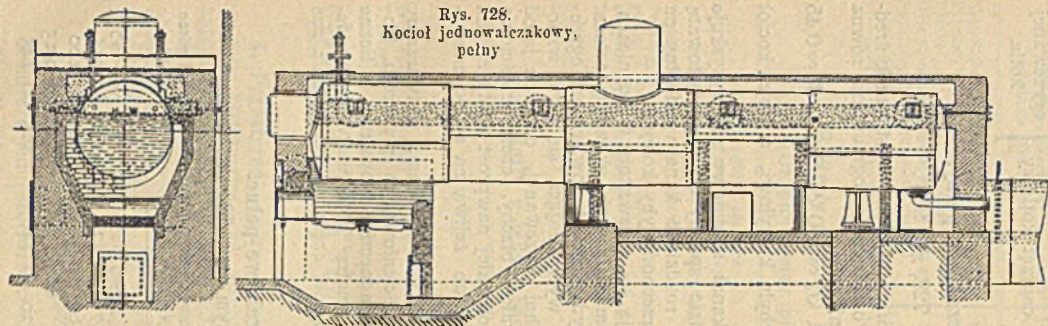
b. Kotły wielowalczakowe pełne.

1. Palenisko pod kotłem górnym (rys. 730 str. 969).

Jednostki	Jeden walczak górny i jeden dolny	Jeden walczak górny i dwa dolne	Dwa walczaki górne i dwa dolne
F m ²	0,525 do 0,575	0,5	0,4 do 0,45
J_w l	275 do 325	275 do 325	290 do 325
J_d l	75 do 100	65 do 75	80 do 100
V m ²	0,225 do 0,25	0,2	0,22 do 0,23
G kg	130 do 150	120 do 140	125 do 145

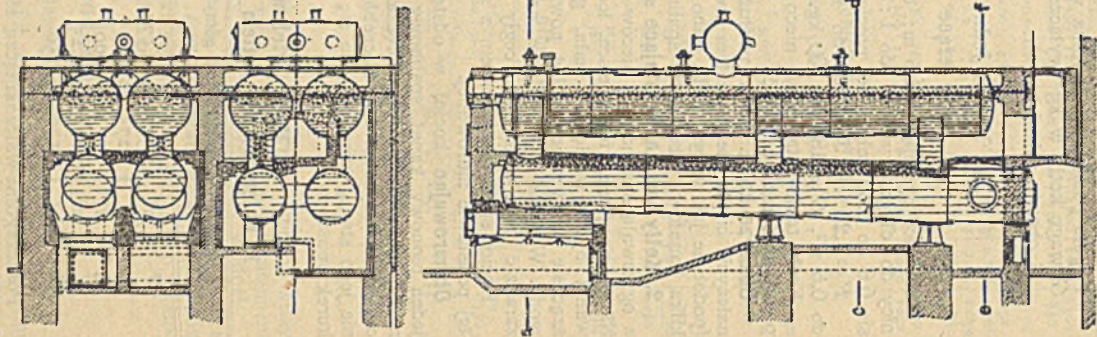
Poszczególne walczaki łączą się ze sobą króćcami o średnicy 350 do 400 mm, z blachy żelaznej.

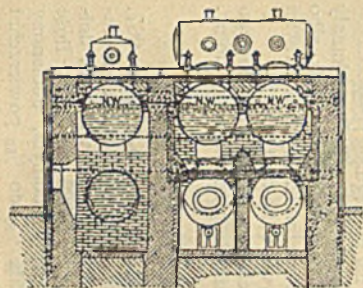
(dalszy ciąg str. 970).



Rys. 728.
Kocioł jednowalczakowy,
pełny

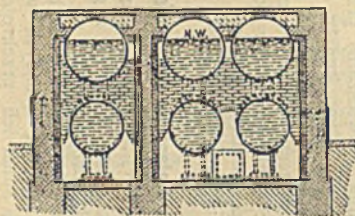
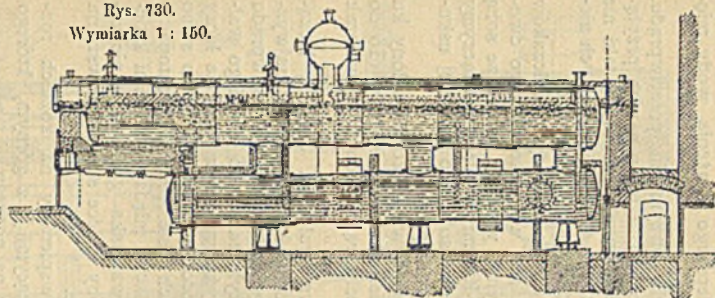
Przekrój a—b. Przekrój c—d. Przekrój e—f.
Kocioł wielowalczakowy, pełny. Rys. 729.
Wymiarka 1 : 150.



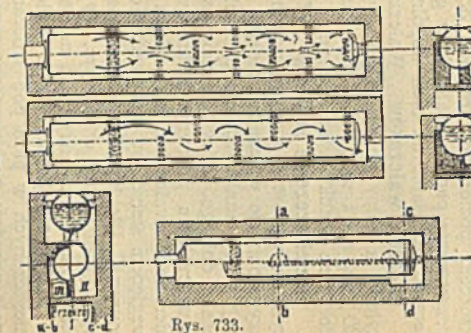


Kotły wielowalczakowe, pełne.

Rys. 730.
Wymiarka 1 : 150.

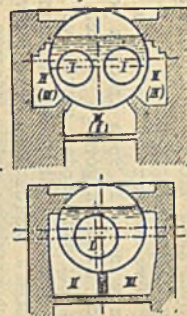


Rys. 732.



Rys. 733.

Rys. 731.



Rys. 734.
Kotły płomieniowe.

Króćce łączące: a) Jeden waleczak dolny, do długości 3 m można jeszcze przyłączyć na jeden króciec; dłuższe lepiej łączyć z górnym kilku króćcami, a to dla lepszego krążenia wody między waleczakami.

b) Dwa waleczaki dolne, w celu otrzymania przeciwprądu, możnaby łączyć ze sobą króćcem poziomym, a jeden z nich przyłączyć do waleczaka górnego króćcem pionowym, lecz ustrój taki nie zaleca się; lepiej będzie przyłączyć każdy z waleczaków dolnych niezależnie, dwoma lub trzema króćcami do waleczaka górnego.

c) Dwa waleczaki górne i dwa dolne. Każdy z waleczaków dolnych przyłącza się do leżącego nad nim waleczaka górnego dwoma lub trzema króćcami. Nadto łączymy waleczaki dolne ze sobą króćcem poziomym, średnicy 350 do 400 mm. Wreszcie łączymy przestrzenie parowe waleczaków górnych ze sobą, co najlepiej skutecznie, stawiając na nich wspólny zbiornik pary.

Ułożenie waleczaków. Waleczak górny bywa lekko pochylony ku tyłowi, a dolny pochyla się w tymże kierunku jeszcze silniej (15 do 20 mm na 1 mb.); stosując zaś przeciwprąd, pochylamy waleczak dolny ze spadkiem odwrotnym.

Rozmieszczenie króćców. W każdym waleczaku dolnym, łączącym się wprost z górnym, powinien króciec łączący stać w najwyższym punkcie waleczaka dolnego, a przy zastosowaniu przeciwprądu najwyższy punkt jednego waleczaka przyłącza się do drugiego waleczaka dolnego, który się znów w najwyższym swym punkcie łączy z waleczakiem górnym. Jeżeli dwa króćce przypadają na to samo pierściono waleczaka, to ustawia się ich osie prawie prostopadle względem siebie, by zostawić więcej blachy między otworami króćcowymi. Dla lepszego ścieku osadu z waleczaka górnego, a nie zatrzymywania pary w dolnym, wypadaloby króćce stawiać zawsze na pierścionach nasuniętych na sąsiednie.

Podparcie kotła. Dolne waleczaki wspieramy na kozłach rozmieszczonych w pion pod króćcami łączącymi je z górnym, którego część przednią podwieszamy przesuwnie na poprzegu.

Obmurze. 1) Trzy kanały wzdłuż (rys. 732). 2) Dwa kanały wzdłuż z półżakami; waleczak górny i dolny podług rys. 730, albo 731. 3) W systemie komorowym, t. j. z jazami dolnymi i górnymi rys. 730. (Spadek waleczaków dolnych bywa 0,02 do 0,025).

Średnica waleczaka górnego nie przekracza 1500 mm, dolnego zaś bywa nie mniejsza niż 600 mm. Zasilanie przez waleczak dolny.

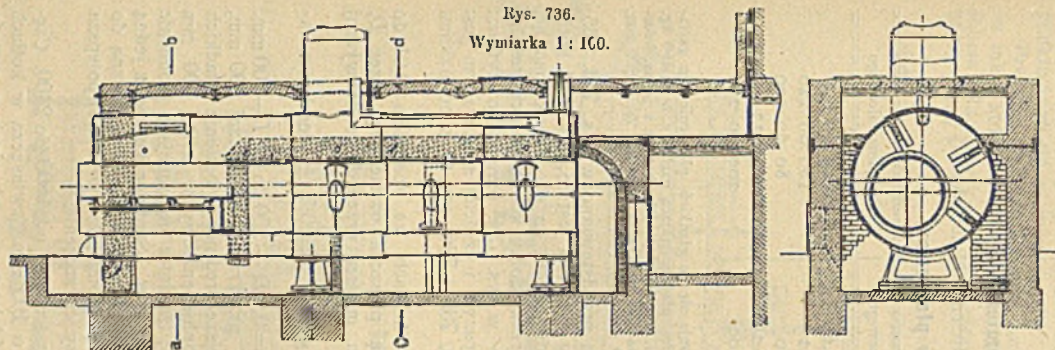
2. Palenisko pod waleczakiem dolnym (rys. 729).

Wartości: F , J_u , J_d , V i G te same jak w ustępie b. 1 p. str. 967.

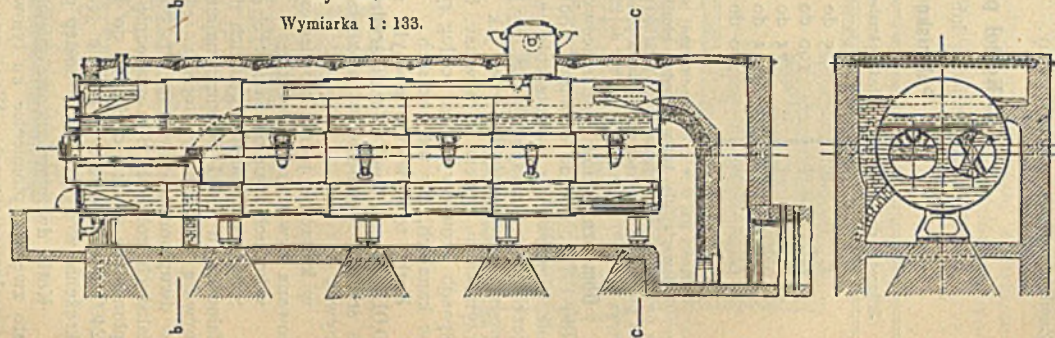
Waleczak dolny łączy się z górnym co najmniej dwoma króćcami. Waleczak górny pochyla się ku tyłowi, a spadek waleczaka dolnego, również ku tyłowi pochylonego, bywa 0,025 do 0,03. Ilość i przekroje króćcy, łączących waleczak górny z dolnym, dobieramy tak, aby się suma ich przekrojów równała $\frac{1}{60}$ do $\frac{1}{80}$ powierzchni ogrzewanej waleczaka dolnego.

(dalszy ciąg str. 972).

Rys. 736.
Wymiarka 1 : 100.



Rys. 737.
Wymiarka 1 : 133.



Obmurze zazwyczaj w trzy kanały wzdłuż. Walczak dolny wspieramy w tylnym końcu na kozłach, pozatem kocioł spoczywa na popręgach, z luźno podstawionymi kozłami na wypadek zerwania. Zasilanie przez walczak górny.

c. Kocioł płomienicowy.

(Walczak z jedną lub dwiema płomienicami).

1. Palenisko w płomienicy.

Jednostki dla kotła		Jednopłomienicowego	Dwupłomienicowego
F	m^2	0,5 do 0,6	0,45 do 0,5
J_w	l	190 do 225	180 do 220
J_d	l	75 do 90	80 do 100
F'	m^2	0,25 do 0,26	0,22
G	kg	170 do 200	200 do 220

Wartości na G w tablicy powyższej stosują się do gładkich płomienic bez garłaczy Galloway'a; dla kotła z jedną płomienicą gładką, mającą garłacze $G \approx 150$ kg, z dwiema takimiż płomienicami i garłaczami $G \approx 190$ kg. Dla kotłów z jedną, boczną płomienicą falowaną, gdy średnica płaszczka nie przekracza wartości $D = 1800$ mm, bywa $G \approx 160$ kg; a gdy $D = 2000$ do 2200 mm, to $G \approx 180$ kg.

Obmurza kotłów płomienicowych przedstawiano w rys. 734, 735, 736 i 737. Wadą obmurza podług rys. 734 jest to, że spód kotła nie zagrzewa się dostatecznie; wadliwość ta da się jednak usunąć, jeżeli drugi lot (spalin) puścimy przez dolny kanał, trzeci zaś lot przez dwa kanały boczne, jak to w rys. 734 oznaczono cyframi rzymskimi, ujętymi w nawiasy. Lepszym i częściej stosowanym jest sposób obmurowywania podług rys. 735 i 736, czy to z półżakami w kanałach, czy też bez nich.

Kotły te stawiamy pochyło na kozłach, ze spadkiem 0,01 do 0,015 ku przodowi. Jeżeli **średnicę** płaszczka oznaczymy przez D , a średnicę płomienic w najszerszym miejscu przez d , to zazwyczaj bywa:

w kotłach z jedną płomienicą gładką $d = 0,5 D$; płomienica falowana bywa nieco większa;

w kotłach dwupłomienicowych $d = 0,5 D - 250$ do $0,5 D - 300$ mm.

Średnica płomienic gładkich nie przekracza zazwyczaj 900 mm, falowanych zaś 1400 mm; najmniejsze średnice płomienic gładkich bywają 700 mm w kotłach jednopłomienicowych, a do 600 mm w dwupłomienicowych (p. str. 966); średnice najmniejsze płomienic falistych, robią się 800 względnie 750 mm. Średnice kotłów z jedną płomienicą gładką dochodzą do 1800 mm, a z falowaną boczna do 2400 mm. Boczne położenie jednej płomienicy w kotle polepsza krążenie wody i ułatwia dostęp przy czyszczeniu.

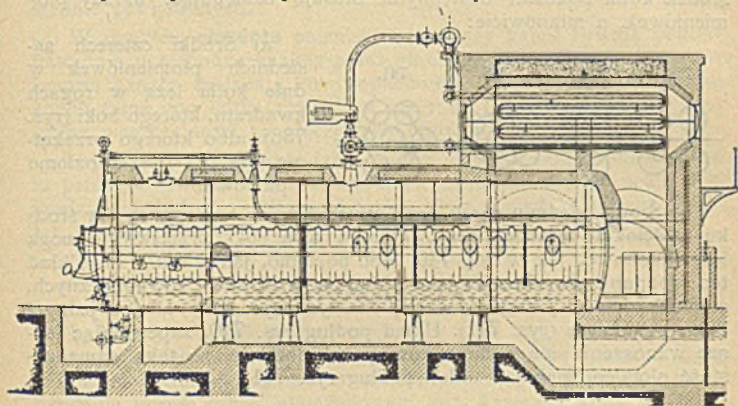
Kotły dwupłomienicowe miewają średnice od 1800 do 2400. Często zważają płomienice ku tyłowi o 100 mm, zwłaszcza w kotłach dwupłomienicowych. Wzajemne oddalenie osi płomienic z przodu

kotła dwupłomienicowego nie ma być mniejsze niż $d + 150$ mm. Ponad grzbiet płomienicy najniższy poziom wody w kotle jednopłomienicowym ma się wznosić przynajmniej na 150 mm, w dwupłomienicowym przynajmniej 175 mm, licząc zawsze od najwyższego punktu grzbietu płomienicy.

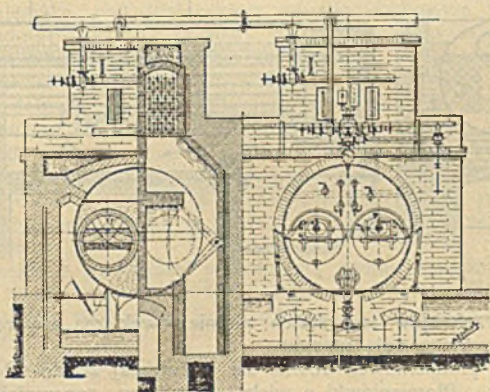
Przykład dobrego ustroju kotła dwupłomienicowego, z garlaczami łukowato zakrzywionymi systemu Gampera z rurą falowaną sposobem Maciejewskiego, z przegrzewaczem pary przedstawia rys. 737-a i 737-b.

Rys. 737-a.

Kotły te wyrabia fabryka Fitzner i Gamper w Sosnowicach.



Rys. 737-b.



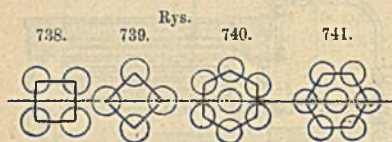
2. Kocioł płomienicowy z paleniskiem podolnem.

Wartości F , J_w , J_d , V i G takie same jak powyższe pod 1.
 (Płomienice mogą być mniejszej średnicy, lecz odstęp między płomienicą a płaszczem kotłowym nie powinien być mniejszy niż 250 mm.)

d. Kotły z płomieniówkami.

$$F = 0,3 \text{ m}^2, \quad J_w = 70 \text{ do } 80 \text{ l}, \quad J_d = 40 \text{ do } 50 \text{ l}, \\ V = 0,075 \text{ do } 0,1 \text{ m}^3.$$

Płomieniówki **rozmieszczamy** w dwóch gromadach bocznych, aby środek kotła pozostał dostępnym. Stosują następujące układy płomieniówek, a mianowicie:

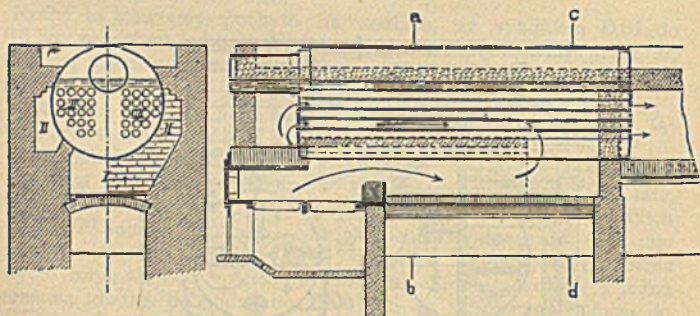


a) Środki czterech sąsiednich płomieniówek w dnie kotła leżą w rogach kwadratu, którego boki (rys. 738), albo którego przekątne (rys. 739) leżą poziomo i pionowo.

b) Środki siedmiu rurek przyległych leżą w 6-u rogach i w środku sześciokąta prawidłowego, którego dwa boki przeciwległe mogą leżeć pionowo, jak w rys. 740, albo poziomo, jak w rys. 741. Układ ten możnaby też określić jako układ na trójkątach równobocznych, a mianowicie o jednym boku pionowym (rys. 740) albo o jednym boku poziomym (rys. 741). Układ podług rys. 740, zapewniając lepsze wznoszenie się pęcherzyków, pozwala na taką samą gęstość płomieniówek jak układ podług rys. 741.

Rys. 742.

Przekrój a—b. Przekrój c—d.



Suma **przekrojów** wszystkich płomieniówek ma się równać $\frac{1}{3}$ do $\frac{1}{6}$ całkowitego pola rusztów.

Długość płomieniówek równa się zazwyczaj 20 do 40-o krotnej ich średnicy. Płomieniówki o większej średnicy, zapewniając lepszy

ciąg, bardziejby się zalecały, lecz (według Schinz'a) przez ścianki rur węższych przechodzi więcej ciepła na jednostkę powierzchni i 1° różnicy, przy równych pozostałych warunkach.

Jeżeli przechodzenie ciepła przez jednostkę powierzchni ścianek płomieniówki o średnicy 50 mm oznaczymy liczbą 100, to przechodzenie ciepła w płomieniówkach:

średnicy 75	100	125	150	225	300 mm,
będzie: 87	80	76	72	68	66 na jednostkę powierzchni.

Wzajemne odległości osi płomieniówek bywają 1,25 do 1,5 ich średnic zewnętrznych.

W zwykłym **obmurzu** palenisko i pierwszy kanał bywają podolne, następnie przechodzą spaliny przez płomieniówki, wreszcie przez dwa boczne kanały podążają ku czopuchowi. Przy takim prowadzeniu spalin tylne dno kotła rozgrzewa się silnie, co może stać się przyczyną nieszczelności na złączeniach płomieniówek z dnem.

Lepiej zatem przeprowadzać spaliny z pierwszego dolnego kanału przez obydwie boczne ku przodowi, a potem dopiero spaliny już bardziej ochłodzone skierować przez płomieniówki ku czopuchowi, jak to wskazano w rys. 742.

e. Zespoły kotłaków.

1. Leżący walczak pełny, zespolony z za nim stojącym walczakiem o płomieniówkach pionowych (rys. 743, t. zw. układ Dupuis), zaleca się wielkim poziomem parowania i suchą parą, wskutek działania górnej części płomieniówek, ponad poziom wody się wznoszących.

2. Walczak płomieniówkowy, zespolony z dwoma pełnymi walczakami dolnymi.

a) Palenisko pod walczakiem płomieniówkowym. Lot spalin: kanał podolny walczaka górnego, dwa jego kanały boczne, płomieniówki, wreszcie wzdłuż walczaków dolnych.

b) Palenisko pod walczakami dolnymi. Lot spalin: wzdłuż walczaków dolnych, wzdłuż płaszcza walczaka górnego, wreszcie przez płomieniówki (rys. 744).

3. Kotły płomienicowo-płomieniówkowe.

a) Kotły płomienicowe z płomieniówkami. W rys. 745 przedstawiono kocioł z płomienicą boczną i jedną gromadą płomieniówek; jeżeliby płomienica leżała w środku, to z płomieniówek tworzą się dwie gromady.

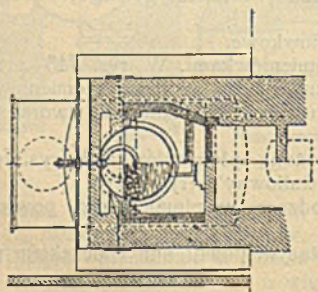
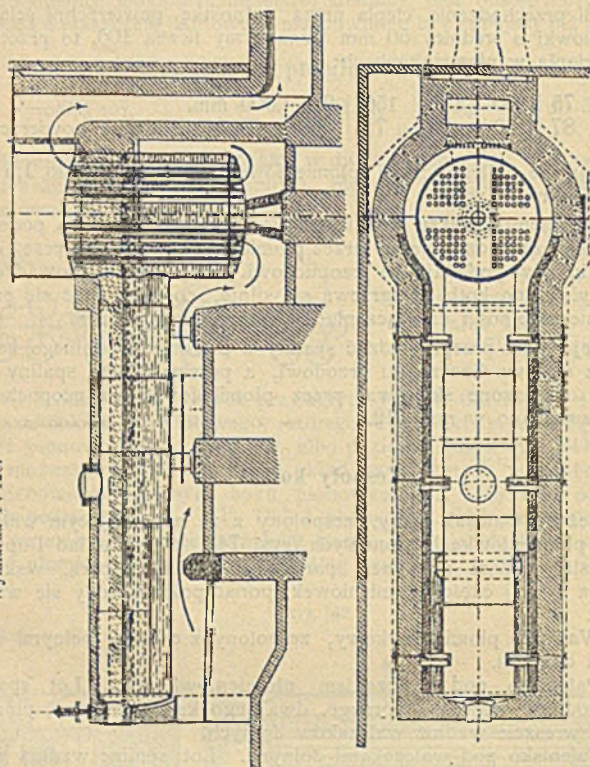
b) Kocioł z płomienicą przedłużoną płomieniówkami (rys. 746), w którą można wstawić gariacze Galloway'a (rys. 747).

c) Kocioł z płomienicą przechodzącą w płomieniówki powrotnie (rys. 748).

4. Walczak płomienicowy z leżącym ponad nim walczakiem płomieniówkowym.

- a) Przestrzeń parowa tylko w górnym walczaku (rys. 749).
 b) Z przestrzeniami parowymi w obydwóch walczakach (rys. 750).

Rys. 743. Ustrój „Dupuis”.
 Wymiarka 1. 120.



5. Dwa walczaki płomienicowe ponad sobą.

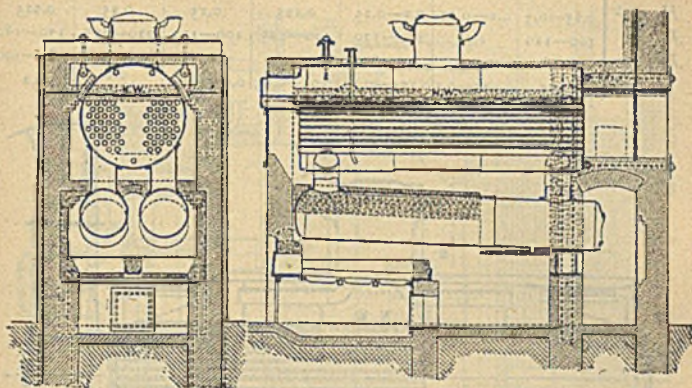
a) Przestrzeń parowa tylko w górnym walczaku (rys. 751).

b) Przestrzeń parowa w obydwóch walczakach.

Lot spalin bywa zwykle: płomienice dolnego walczaka, płomienice (lub płomieniówki) górnego walczaka, wzdłuż płaszcza górnego, wreszcie wzdłuż płaszcza dolnego walczaka.

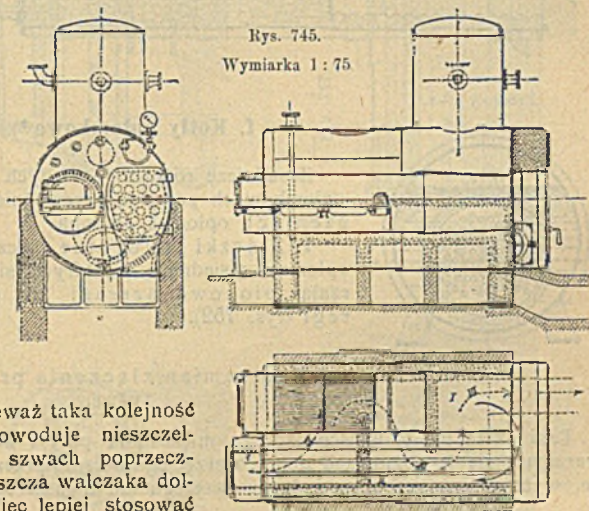
Rys. 744.

Wymiarka 1 : 120



Rys. 745.

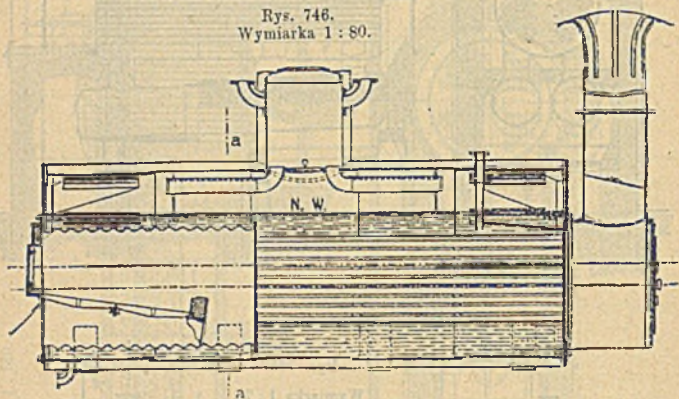
Wymiarka 1 : 75



Ponieważ taka kolejność lotów powoduje nieszczelności w szwach poprzecznych płaszcza walczaka dolnego, więc lepiej stosować następującą kolej lotu: płomienice dolne, płaszcz walczaka dolnego, potem płaszcz górnego, wreszcie płomienice (rys. 751) lub płomieniówki (rys. 749, 750) górne.

Jednostki	1	2a i b	3a i b	4a	4b	5a	5b
F m ²	0,25—0,3	0,2—0,25	0,2—0,25	0,125	0,15	0,25	0,225
J_{10} l	100—120	100	100—120	120—125	100—110	220—225	170—180
J_d l	50—60	40—50	50—60	20—25	30—35	40—50	80—100
V m ²	0,125	0,075—0,1	0,125—0,15	0,04—0,05	0,075—0,1	0,1	0,2

Rys. 746.
Wymiarka 1 : 80.



Przekrój a—a.

f. Kotły opłomkowe *).

Zasadnicze różnice rozmaitych układów opłomkowych polegają przeważnie na złączeniach opłomek ze sobą.

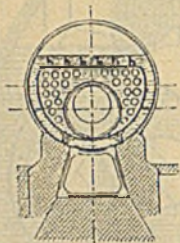
1. Złączki powrotne łączą końce opłomek sąsiednich, z których się wytwarzają pionowe szeregi lub dwuszeregi (rys. 752).

a) Naprzemian złączenia przednie i tylne.

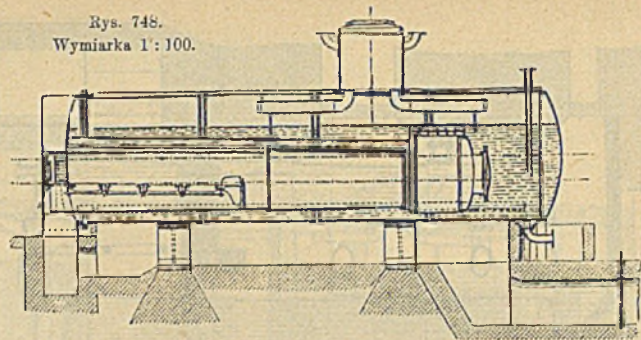
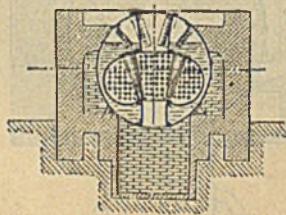
Taki układ ma tę właściwość, że mieszanina pary i wody, wytwarzająca się w opłomkach dolnych przebiega kolejno przez wszystkie, wyżej położone opłomki danego szeregu lub dwuszeregu.

*) Opłomkami zwiemy w kotłach rury zazwyczaj małej średnicy, ogrzewane płomieniem od strony zewnętrznej, a wypełnione przeważnie wodą. stąd dawna nazwa rurek wodnych i kotłów wodnorurkowych.

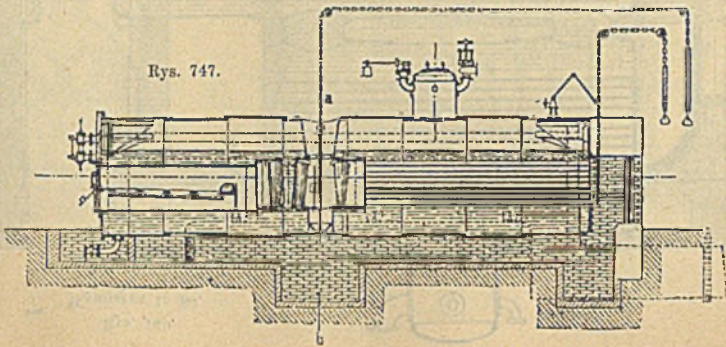
Rys. 746.
Wymiarka 1:100.

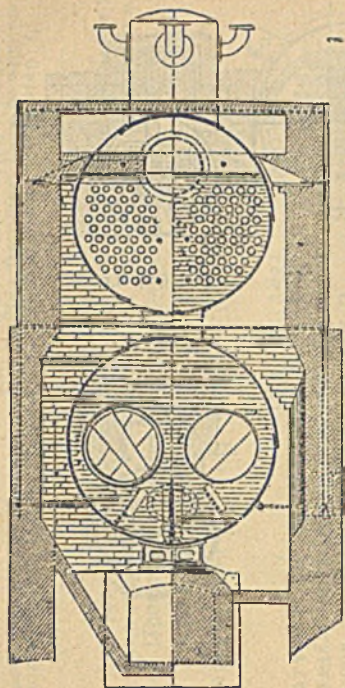


Przekrój a—b.

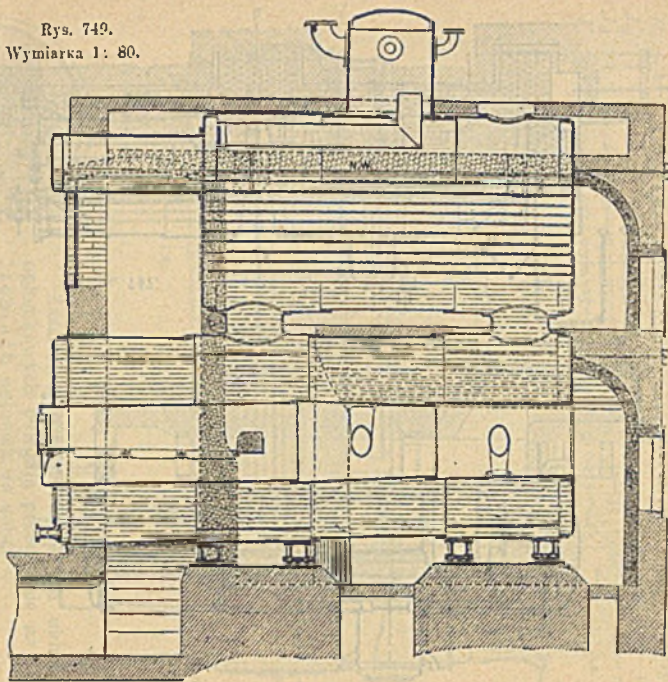


Rys. 747.

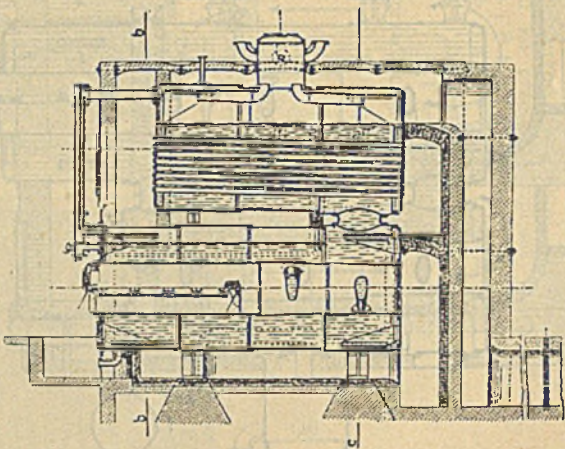
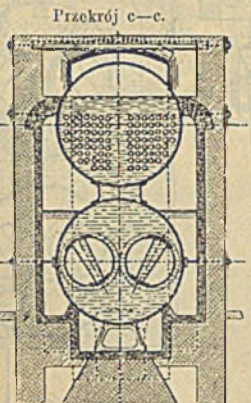
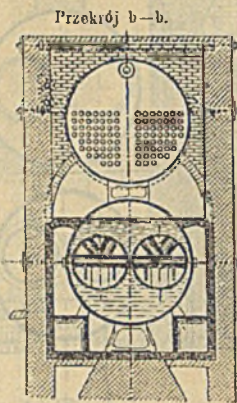




Rys. 749.
Wymiarka 1 : 80.

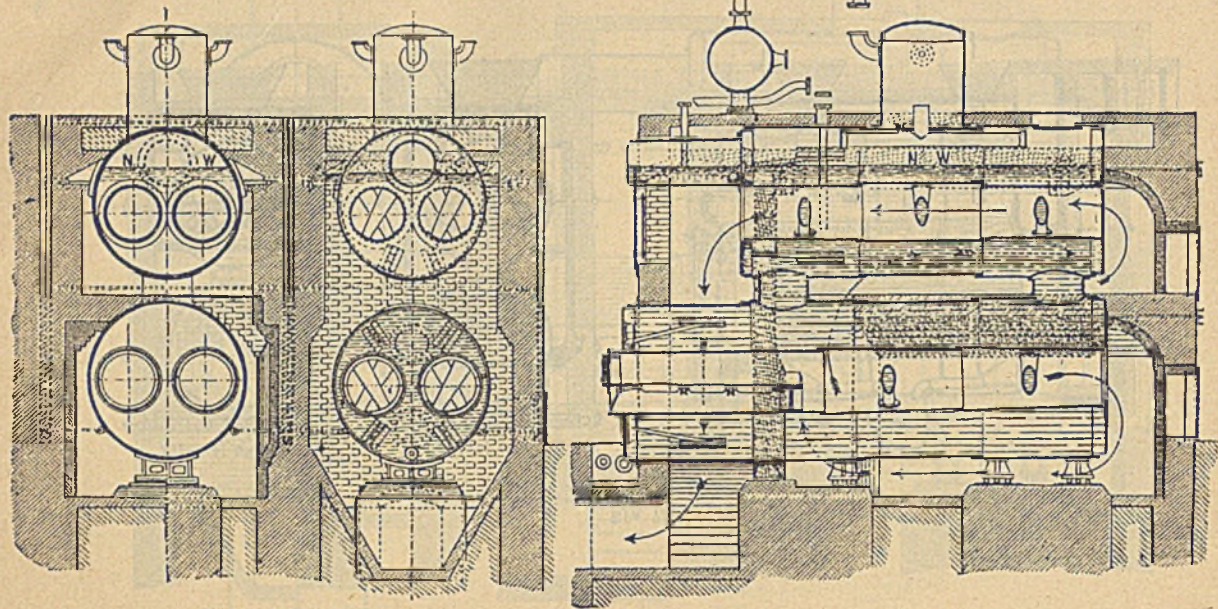


Rys. 750.
Wymiarka 1 : 120.



Rys. 751.

Wymiarka 1 : 100.

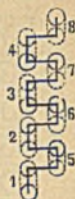


1. **Kocioł Belleville'a.** Rys. 752 przedstawia złączenia opłomek w dwuszereg. Opłomki 1, 2, 3 i 4 wznoszą się od przodu ku tyłowi, opłomki zaś 5, 6, 7 i 8 od tyłu ku przodowi. Opłomki 1 i 5, 2 i 6, 3 i 7, oraz 4 i 8 łączą się ze sobą od tyłu, natomiast opłomki 2 i 5, 3 i 6, 4 i 7 na przędzie.

$$F = 0,07 \text{ m}^2, J_w = 20 \text{ do } 25 \text{ l}, J_d = 22 \text{ do } 28 \text{ l}, \\ V = 0,006 \text{ m}^3.$$

Rys. 753 przedstawia kocioł Belleville'a.

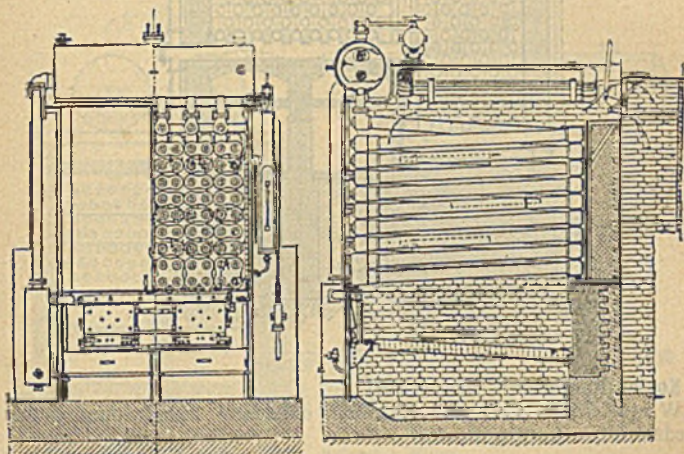
Rys. 752.



Rys. 753.

Belleville.

Wymiarka 1:80.



Rys. 754.

2. **Kocioł Schmidt'a** (rys. 754 i 755) składa się z dwóch kotłaków opłomkowych i leżącego nad nimi walczaka. Rys. 754 przedstawia złączenia opłomek w szeregach kotłaka przedniego.

$$F = 0,08 \text{ m}^2, J_w = 30 \text{ l}, J_d = 7,5 \text{ l}, V = 0,02 \text{ m}^3.$$



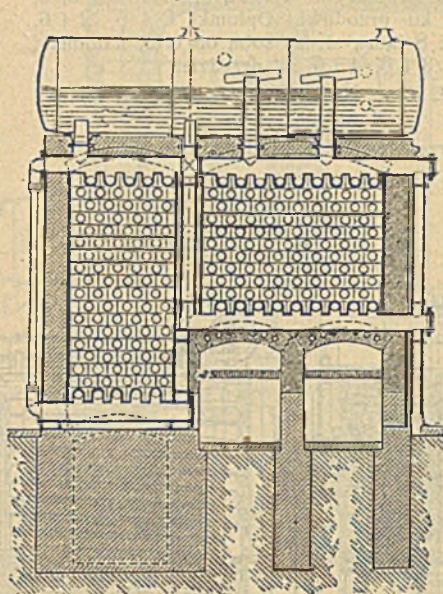
b) Jednoczesne złączenia od przodu i od tyłu.

Taki układ pozwala mieszaninie pary i wody z każdej opłomki wznosić się przez złączenia końcowe wprost do góry, a wodzie, dopływającej od tyłu, wstępować wprost do wszystkich opłomek.

Rys. 755.

Schmidt.

Wymiarka 1 : 80.

**Kocioł Root'a** (rys. 756 i 759).

W rys. 757 i 758 przedstawiono odmienny układ złączeń na przedzie i tyle kotłów Root'a.

Kotły Root'a.

Jednostki	Bez górnego walczaka	Z jednym walczakiem górnym	Z dwoma walczakiem górnymi
I' m ²	0,075 do 0,15	0,125 do 0,175	0,1 do 0,125
J_w l	30 do 35	40 do 50	60 do 70
J_d l	15 do 20	20 do 25	25 do 40
V m ³	0,02 do 0,025	0,025 do 0,05	0,05 do 0,075

2. Końce opłomek każdego pionowego szeregu łączą się wydłużonymi skrzynkami.

W takich kotłach bywa:

$$I' = 0,11 \text{ do } 0,15 \text{ m}^2; J_w = 42 \text{ do } 45 \text{ l}; J_d = 20 \text{ do } 27 \text{ l}; V = 0,06 \text{ do } 0,065 \text{ m}^3.$$

a) Złączenia tylko na jednym końcu opłomek, np. w przestarzałym kotle Howard'a.

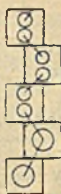
b) Złączenia skrzynkowe w obydwóch końcach opłomek, np. kotły Sinclair'a, stare Steinmüller'a, obydwa już mało w użyciu, wreszcie kotły Babcock & Wilcox'a (rys. 760).

3. Końce wszystkich opłomek łączą się płaskimi skrzynkami.

Rys. 756.



Rys. 757.

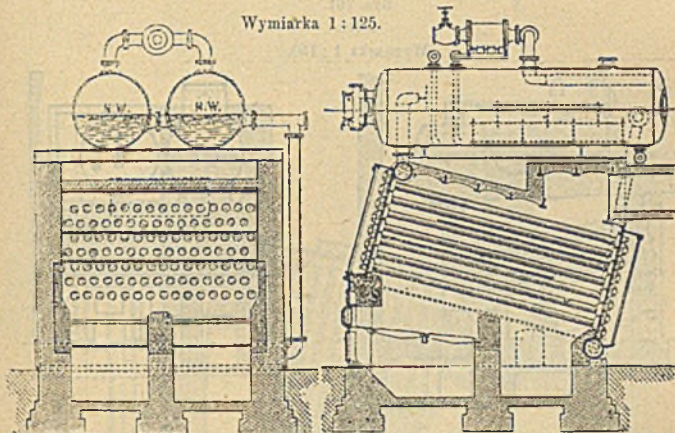


Rys. 758.

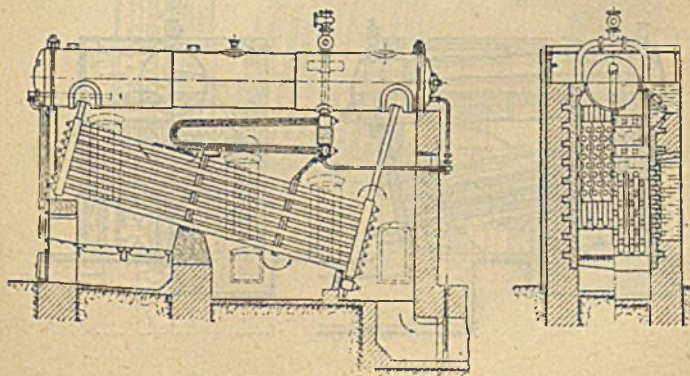


Rys. 759. Root.

Wymiarka 1 : 125.



Rys. 760. Babcock i Wilcox.



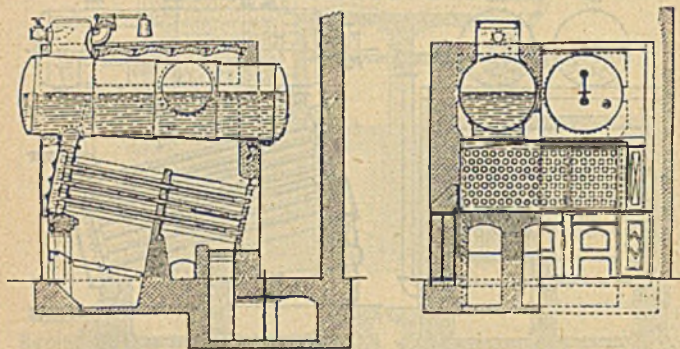
Jednostki	3a)		3b)	
	Jeden waleczak górny	Dwa waleczaki górne	Jeden waleczak górny	Dwa waleczaki górne
F m ²	0,2 do 0,25	0,1 do 0,15	0,125 do 0,15	0,075 do 0,25
J_w l	75 do 125	75 do 100	50 do 75	75 do 150
J_d l	45 do 90	40 do 70	25 do 40	50 do 75
l' m ²	0,075 do 0,125	0,075 do 0,175	0,075 do 0,1	0,1 do 0,175

a) Skrzynie tylko w jednym końcu opłomek, np. kocioł Dürr'a (rys. 761), kocioł Willmann'a i t. p.

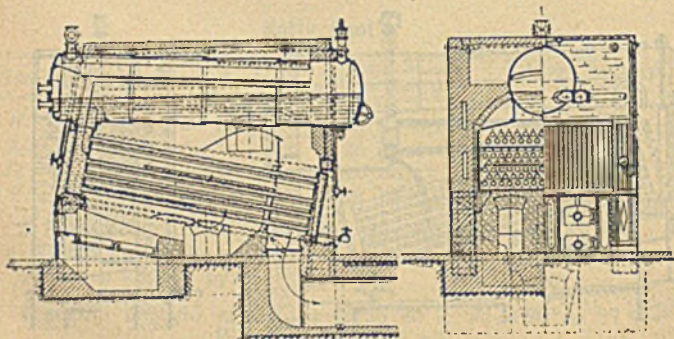
Rys. 761.

Dürr.

Wymiarka 1 : 150.

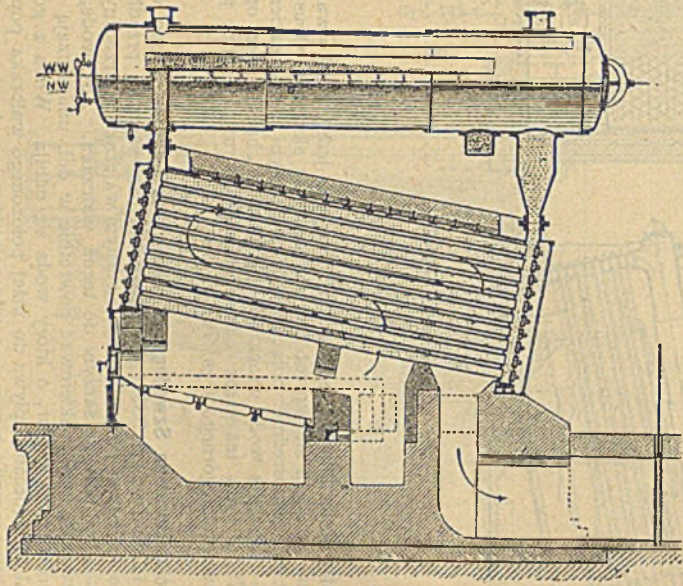


Rys. 762.

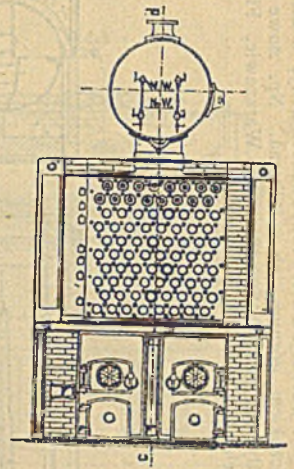


Rys. 762-a.
Steinmüller.

Przekrój c—d. Wymiarka 1 : 80

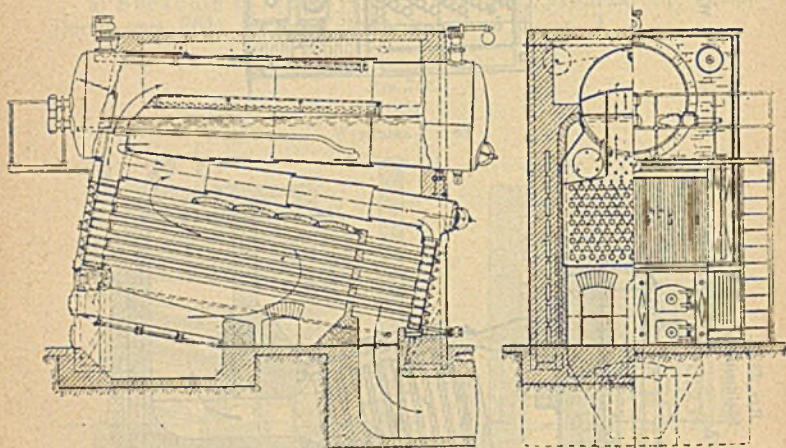


Widok z przodu.



b) Skrzynie w obydwóch końcach opłomek. Układ taki kotłów opłomkowych jest najbardziej rozpowszechniony, a zespalają go z jednym walczakiem górnym lub z kilkoma. Np. nowe kotły Steinmüller'a, kotły Bormana & Szwedego w Warszawie, Fitznera & Gampera w Sielcach i t. p.

Rys. 762-b.



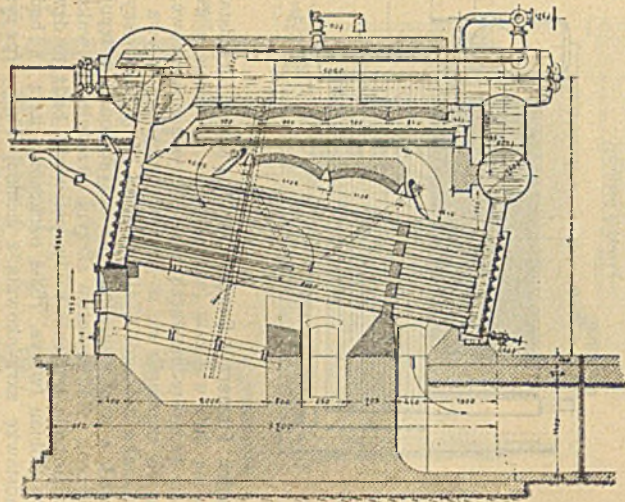
Kotły Steinmüller'a (rys. 762-a) posiadają po jednym tylko walczaku górnym, łączącym się wprost z przednią i tylną skrzynią. Opuszczają jednak to bezpośrednie połączenie tylnej skrzyni z walczakiem górnym, a natenczas woda wraca do tylnej skrzyni, bądźto przez opłomki (rys. 762), bądź też przez oddzielne większe rury, ułożone po bokach walczaka górnego (rys. 762-b).

Kocioł Bormana Szwedego, w Warszawie, przedstawiono w rys. 762-c i 762-d (p. str. 989 i 990). Przednią całą skrzynię przedłużono w górę aż ponad poziom wody w górnym walczaku poprzecznym, co ułatwia odlot pary ze skrzyni do tegoż walczaka. Aby wodę, jaką para ze sobą unosi, skierować powrotnie w dół, umieszczają ponad wylotem skrzyni kaptur, o który woda się odbija. Woda z górnych walczaków króćcami splywa do niżej położonego walczaka poprzecznego, którego spód łączy się z tylną skrzynią w całej jej szerokości. Układ ten zapewnia żwawe krążenie wody.

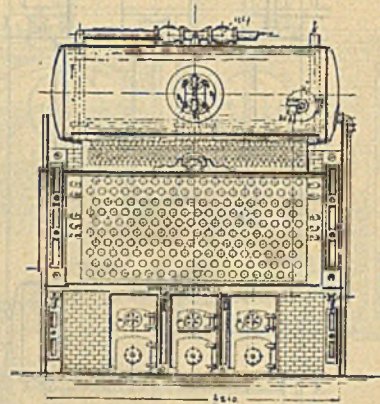
Rys. 762-c. (por. 762-d, str. 990)

Przekrój podłużny.

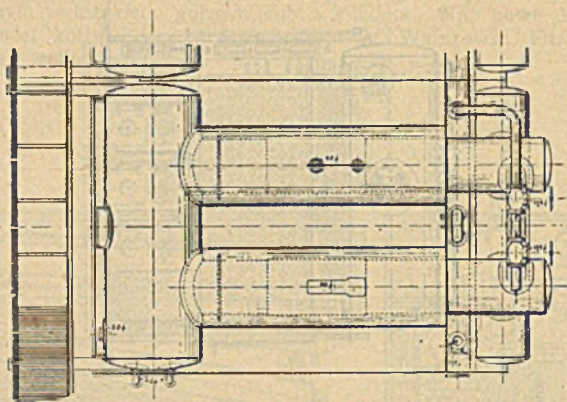
Borman i Szwede.



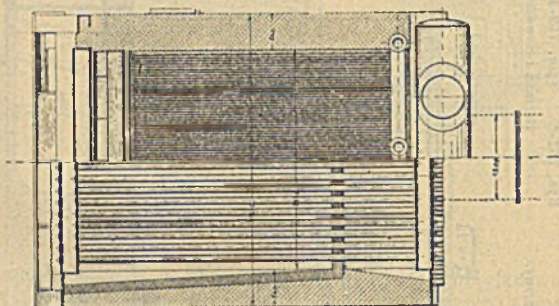
Widok z przodu.



Rys. 762-d. (por. rys. 762-c, str. 989).
Borman Szwede.
Widok z góry.

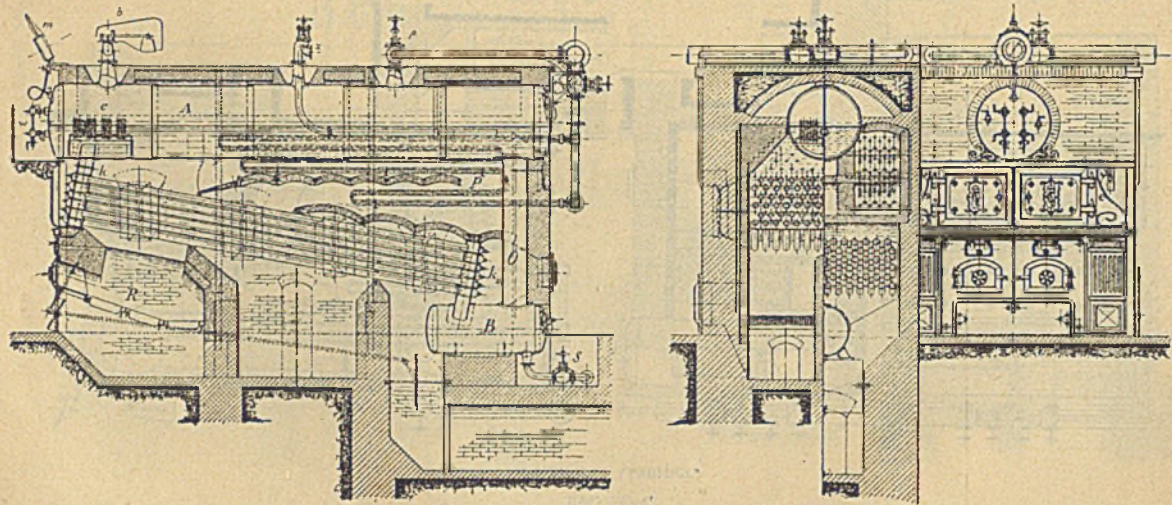


Przekrój poziomy.

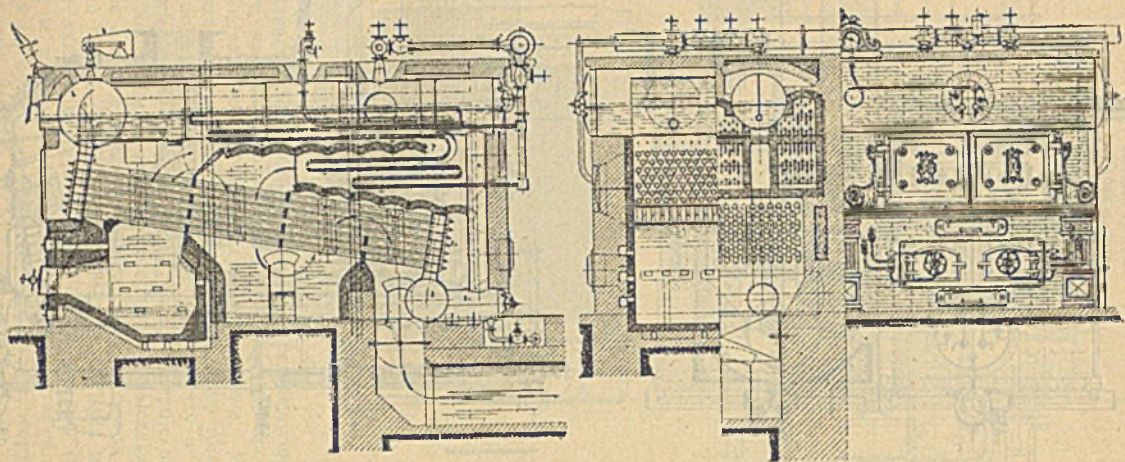


Kocioł Fitznera i Gampera, w Sosnowcu, przedstawiony w rys. 762-e, ma dwa walczaki (większy górą, a mniejszy u spodu), z którymi się bezpośrednio łączą obie skrzynie opłomkowe. Woda zasilająca, po zagrzaniu się w górnym walczaku, spływa rurą opadową do walczaka dolnego, t. zw. błotnika. Pozostawiwszy w nim grubszy osad, a więc względnie już oczyszczona, wstępuje ona do tylnej skrzyni. Nad wylotem skrzyni przedniej do walczaka górnego, dla wzmożenia krążenia wody, ustawiają, bądź to dzwon z rurkami ustroju Dubiau (w rys. 762-e oznaczony literą c), bądź też oddzielną nadstawkę skrzynkową z cienkiej blachy (p. rys. 762-f). Zazwyczaj kotły te wykonywują o powierzchniach ogrzewanych 80 do 225 m², a gdy na opał używa się dobrego węgla, ropy naftowej lub mazutu, nawet do 300 m². Charakterystyczną ich cechą jest

Rys. 762-e.
Fitzner i Gamper.



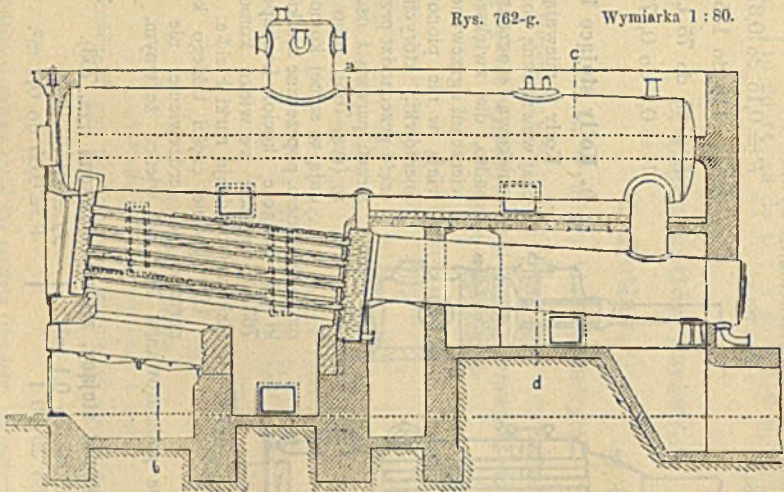
Rys. 762-f.
Fitzner i Gamper.



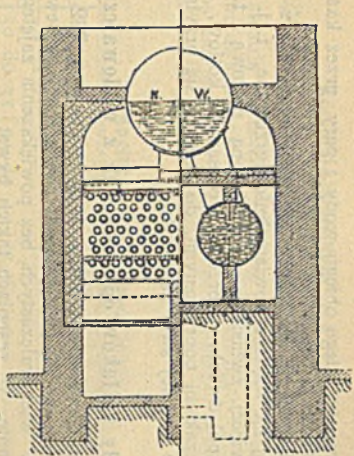
Kocioł Mac-Nicol'a.

Rys. 762-g.

Wymiarka 1 : 80.



przekrój a—b. | przekrój c—d.



IV. Kocioł parowe.

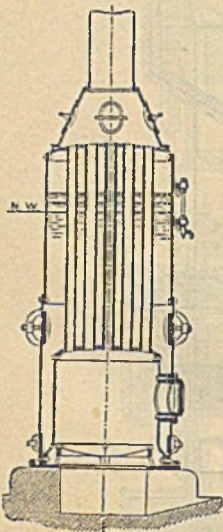
jednakowa długość całego obiegu wody i pary przez każdą z opłomek, oraz ułatwienie osadzania się mułu w błotniku.

Kocioł Fitznera i Gampera, przedstawiony w rys. 762-f, nadaje się lepiej na większe powierzchnie ogrzewane, t. j. na 300 do 400 m² lub więcej, zwłaszcza na opał ropą naftową i t. p. Jest to właściwie zespół dwóch, poprzednio opisanych kotłów, złączonych krótkimi walczkami poprzecznymi, do których się przyłączają obydwie skrzynie w całej swej szerokości.

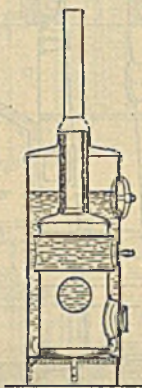
g. Zespoły kotłaków opłomkowych z wielowalczastymi.

Najbardziej znanym jest układ Mac-Nicol'a (rys. 762-g), któryto układ nadaje się też do powiększenia powierzchni ogrzewanej istniejących kotłów wielowalczastych, bez powiększenia zajętego przez nie miejsca w planie. W zespołach takich bywa:

Rys. 763.



Rys. 763-a.



$$F' = 0,15 \text{ do } 0,375 \text{ m}^2,$$

$$J_w = 115 \text{ do } 175 \text{ l},$$

$$J_d = 45 \text{ do } 75 \text{ l},$$

$$V = 0,1 \text{ do } 0,175 \text{ m}^3.$$

h. Kotły stojące i t. p. *)

Kotły te miewają zazwyczaj wewnętrzną komorę paleniskową otoczoną wodą, nadto, dla zwiększenia powierzchni ogrzewanej, wstawiają w nie pionowe płomieniówki, których górna część przechodzi przez przestrzeń parową i osusza parę (rys. 763), albo też dodają w samej komorze, ponad paleniskiem, poprzeczne krótkie opłomki lub garłaczce (kocioł Lachapelle rys. 763-a), wreszcie we wieko komory paleniskowej osadzają rurki Field'a.

By spodnie części takiego kotła nie narażać na zerdzewienie, nie stawiają go wprost na podmurowaniu, lecz na wieńcu żeliwnym, a nawet na nóżkach.

Kocioł stojący, z płomieniówkami (rys. 763).

$$F' = 0,065 \text{ do } 0,1 \text{ m}^2$$

$$J_w = 55 \text{ do } 90 \text{ l}$$

$$J_d = 20 \text{ do } 25 \text{ l}$$

$$V = 0,05 \text{ do } 0,1 \text{ m}^3.$$

Dane szczegółowe patrz Zeitschr. d. V. d. Ing. 1887 str. 192 i nast.

Kocioł Lachapelle'a (rys. 763-a).

$V = 0,125 \text{ m}^3$, $J_w = 50$ do 100 l , $J_d = 35$ do 90 l , $V' = 0,12 \text{ m}^3$.

Nadto stosują do małych silników parowych kociołki przeróżnych ustrojów, przeważnie o bardzo małej zawartości, z których najszerszy rozgłos znajdował kocioł Serpolet'a, poniżej jednak zestawiamy dane dla kilku innych kociołków:

Kociołki małej zawartości.

Jednostki w litrach	Kotły do silników				
	Hoffmeister'a	Victoria	Fryderyka	Simplex	Lilienthal'a
$J_w =$	30 do 35	25 do 30	25 do 30	7	$J_w + J_d = 3,8$
$J_d =$	10 do 15	18 do 20	8 do 10	8 do 13	

C. Części kotłów parowych.**I. Kotłak. *)****a. Wymiary blach kotłowych.**

(ustanowione przez Związek niemieckich walcowni blach grubych).

1. Największe wymiary i wagi blach kotłowych, dostarczane po cenie zasadniczej.**Blachy zlewne.**

przy grubości w mm	f	od niżej	5	6	7	8	9	10
			8	7	8	9	10	i wyżej
Szerokość wzgl. śred-								
nica		mm	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Pole		m ²	5,5	6	6,5	7	7,5	8
Waga		kg	500	600	700	800	900	1000

2. Nadwyżki (cen).**Blachy zlewne.****a) Nadwyżki za wymiary i wagę.**

- 1) Za każde 25 mm powiększenia normalnej szerokości lub średnicy
po 2 marki/1000 kg.

*) Kotłakiem zwiemy kocioł bez osprzętu (armatury), bez osady paleniskowej (gar-nituru), bez obmurza, bez koźłów wspierających i t. p., t. j. sam kadłub kotłowy.

- 2) Za każde 0,1 m² powiększenia pola normalnego po 1 marce/1000 kg.
 3) Za każde 50 kg powiększenia wagi normalnej po 5 marek/1000 kg.

b) Nadwyżki za kształt.

Kręgi i półkręgi podlegają nadwyżce 20% oprócz nadwyżek za wymiar i wagę gotowego kręgu lub półkręgu.

Blachy innych kształtów obliczają się podług wartości najmniejszych blach prostokątnych, z jakich dadzą się wyciąć z odliczeniem po 50 marek za każde 1000 kg zrynków. Jeżeli przy skośnych cięciach suma największych szerokości zrynków nie przekracza 70 mm, albo gdy strzałka łukowatego kraju blachy nie przekracza 50 mm, to blachy takie liczą się po cenie jednostkowej blach prostokątnych.

Dennice wymiarów normalnych.

a) Cena zasadnicza.

Cena zasadnicza dla takich dennic kotłowych (składających się z okrągłego dna płaskiego lub wypukłego, walcowatej obłuczyny, łączącej się z dnem przez zaoblenie o małym promieniu) oblicza się jako równa cenie kręgu, z którego się dennica wytłacza, przyczem jednak średnicę tego kręgu zwiększa się jeszcze o 175 mm dla dennic średnicy mniejszej niż 1800 mm, a o 250 mm dla dennic o średnicy 1800 mm lub wyżej.

b) Nadwyżki.

Nadwyżki za wytłoczenie dennicy zależą od jej średnicy, grubości i t. p., i dla tego opracowano szczegółowe tablice, w których nadwyżki te wachają się:

dla dennic płaskich od 30 do 28 marek/1000 kg,

dla dennic wypukłych od 40 do 330 marek/1000 kg.

Dennice z obłuczyną walcową, wyższą niż 100 mm podlegają jeszcze nadwyżce dodatkowej. Waga dennicy z obłuczyną na dwurzędny szew nitów bywa o 10% większa od wagi dennic normalnych.

3. Uchybienia dozwolone. *)

a) Uchybienia na długości i szerokości.

Uchybienia te nie mają przekraczać w zasadzie + 1/2%. Dla blach niżej 20 mm grubości uchybienie jednak może zawsze dosięgać + 10 mm, a nie ma nigdy przekraczać + 25 mm, nawet jeżeli uchybienie, obliczone na + 1/2% danego wymiaru, miało być większe od + 25 mm względnie mniejsze od + 10 mm. Podobnież dla blach o grubości 20 mm i grubszych uchybienie zawsze może dosięgać + 15, a nigdy nie ma przekraczać + 30 mm.

*) Zgodne z przepisami na dostawy żelaza lub stali, ustanowione przez Związek kuźników niemieckich.

Uchybienia w blachach kotłowych, zmniejszające ich długość szerokość, wogóle się nie pozwalają.

b) Uchybienia dozwolone na grubości.

Szerokość arkusza mm	Dozwolona różnica w mm między największą i najmniejszą grubością przy zamówionej grubości			
	5 do 6,9 mm	7 do 9,9 mm	10 do 19,9 mm	20 mm i więcej
do 1500	1,2	1,1	1,0	0,9
1500 „ 2000	2,0	1,8	1,7	1,6
2000 „ 2500	2,8	2,5	2,4	2,2
2500 „ 3000	.	.	2,9	2,8
3000 i wyżej	.	.	3,4	3,2

Gdy wymiary blach przekraczają:

2000 mm szer. i 6000 mm dług. przy 5 do 6,9 mm grubości,
2500 „ „ 7500 „ „ „ 7 „ 9,9 „ „
3000 „ „ 9000 „ „ „ 10 „ 19,9 „ „
3250 „ „ 10000 „ „ „ 20 mm i większej,

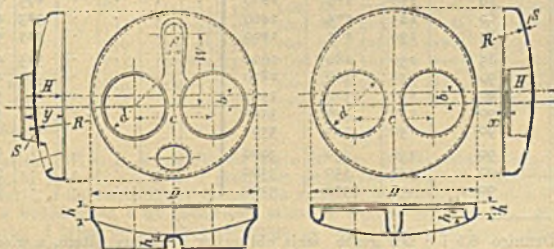
kuźnice niemieckie, podług ustanowionych przez siebie prawideł, dostarczają blachę w grubościach, jakie wypadną, jedynie z zastrzeżeniem, że najmniejsza grubość w blasze nie będzie większa od żądanej. Zamawiając więc takie blachy kotłowe w kuźnicach niemieckich dobrze będzie zastrzedz sobie szczegółowe warunki co do uchybień na grubościach.

Przy sprawdzaniu grubości miarodajnymi są punkty oddalone przynajmniej o 40 mm od krajów arkusza, a przynajmniej 100 mm od jego narożników.

c) Uchybienia dozwolone na wadze.

Wagę teoretyczną obliczamy podług długości i szerokości arkusza dostarczonego i podług grubości zamówionej. Niedowaga nie

Rys. 764.



4. Dennice wytłaczane, płaskie i wypukłone

Rys. 782, str. 1026.

Średnica zewnętrzna <i>D</i> mm	Wysokość obłuczyny walcowatej przy grubościach 10 mm i większych <i>h</i> mm	Cała wewnętrzna głębokość dennicy przy grubościach 10 mm i większych		Wewnętrzny promień wypuklenia kulistego <i>R</i> mm	Waga przybliżona dennicy o grubości blachy w mm							
		płaskiej <i>H</i> mm	wypukłonej <i>H₁</i> mm		0,5*)	8*)	10	11,5	13	16	20	25
350	65	95	105	500	9	12	15	17	20	.	.	.
400	65	95	105	550	10	13	16	18	21	.	.	.
450	65	100	135	600	13	16	22	25	30	.	.	.
470	65	100	115	940	14	17	23	27	30	.	.	.
500	65	100	165	650	16	20	26	30	35	43	.	.
550	65	110	150	700	18	23	30	35	40	49	.	.
600	65	110	160	750	21	27	36	41	47	57	.	.
630	65	110	145	1100	23	29	38	44	50	62	.	.
650	65	110	175	800	25	31	40	46	53	65	.	.
700	65	110	175	850	27	34	46	53	60	74	.	.
750	65	110	175	900	31	39	51	59	67	82	.	.
785	65	115	175	1250	34	42	56	64	73	89	.	.
800	70	115	195	950	35	43	58	66	75	93	.	.
840	70	115	185	950	39	48	62	70	80	100	.	.
850	70	115	185	1000	40	50	65	73	83	102	.	.
870	70	115	185	1000	43	52	68	78	88	108	.	.
900	70	115	205	1100	45	55	72	82	93	114	.	.
950	70	115	200	1200	49	61	78	90	101	125	.	.
1000	70	115	200	1300	51	64	81	94	109	130	.	.
1050	70	115	205	1400	56	71	90	105	120	145	.	.
1100	70	120	215	1400	61	77	98	115	130	160	.	.
1150	70	120	215	1450	70	85	107	122	138	170	213	.
1200	70	120	225	1500	75	93	116	134	152	187	233	.
1250	70	120	225	1800	80	100	125	145	165	205	250	.
1300	75	120	230	1600	85	105	135	155	180	220	270	.
1400	75	125	235	1700	98	120	155	178	202	248	310	.
1410	75	125	235	1700	100	122	158	180	205	250	315	.
1500	80	125	250	1800	110	138	175	202	228	286	356	.
1570	80	125	240	2000	118	148	190	220	250	310	385	.
1600	80	125	270	2000	130	170	200	230	260	320	400	.
1650	80	125	275	2000	.	.	211	243	275	343	423	.
1700	80	125	285	2200	.	.	222	255	290	365	445	.
1725	80	130	270	2200	295	368	457	.
1800	80	125	275	2400	323	400	495	.
1885	85	130	275	1200	345	430	535	.
1900	85	130	280	2600	355	435	545	.
2000	90	130	300	2800	390	480	600	750
2100	90	130	300	3300	530	660	830
2200	90	130	300	3300	580	725	910
2300	90	130	315	3300	635	795	1000
2400	90	130	330	3000	695	870	1090
2500	90	130	350	3300	760	950	1190
2600	90	130	370	3300	830	1040	1300

*) Dennice 6,5 i 8 mm grube mają obłuczyny o 25 mm niższe, a więc i cało ich głębokości wewnętrzne (*H* lub *H₁*) będą również o 25 mm mniejsze.

5. Dennice do kotłów jedno- i dwupłomieniowych.

(Do płomieniec falowanych p. str. 1028).

Dennice dwupłomieniowe z obłuczyną zewnętrzną, przeznaczoną na jednorzędny szew nitów (rys. 764, str. 997).

D)	<i>d</i>	<i>d</i>	<i>S</i>	<i>H</i> *)	<i>h</i> *)	<i>h</i> ₁	<i>y</i> *)	<i>x</i> *)	<i>c</i>	<i>b</i>	<i>R</i>	<i>W</i>	<i>f</i>
	wyoblenia	woblenia											
1800	675	650	17—21	290	90	75	420	50	825	110	2400	650	230
	650	625	17—21	290	90	75	420	50	825	110	2400	650	230
	625	600	17—21	290	90	75	420	50	825	110	2400	650	230
	600	575	17—21	290	90	75	420	50	825	110	2400	650	230
1900	700	700	18—19	300	100	75	425	55	850	115	2800	780	240
	725	700	18—22	310	100	75	435	60	875	115	2500	800	240
	700	675	18—22	310	100	75	435	60	875	115	2500	800	240
	675	650	18—22	310	100	75	435	60	875	115	2500	800	240
	650	625	18—22	310	100	75	435	60	875	115	2500	800	240
2000	750	750	19—20	310	100	80	440	60	900	130	3000	815	240
	775	750	18—23	325	100	80	455	70	925	130	2700	825	240
	750	725	18—23	325	100	80	455	70	925	130	2700	825	240
	725	700	18—23	325	100	80	455	70	925	130	2700	825	240
	700	675	18—23	325	100	80	455	70	925	130	2700	825	240
		775	750	19—21	310	100	80	440	60	900	125	3000	825
2100	725	725	19—21	310	100	80	440	60	900	125	3000	825	240
	775	775	20—21	310	100	80	450	65	925	145	3300	935	240
	825	800	20—24	320	100	80	460	70	970	140	3000	855	240
	800	775	20—24	320	100	80	460	70	970	140	3000	855	240
	775	750	20—24	320	100	80	460	70	970	140	3000	855	240
2200	750	725	20—24	320	100	80	460	70	970	140	3000	855	240
	825	825	22—23	330	100	80	460	70	992	150	3300	980	240
		800	22—23	330	100	80	460	70	992	150	3300	980	240
	875	850	20—25	345	100	80	470	60	1040	150	3000	895	265
	850	825	20—25	345	100	80	470	60	1040	150	3000	895	265
	825	800	20—25	345	100	80	470	60	1040	150	3000	895	265
	800	775	20—25	345	100	80	470	60	1040	150	3000	895	265
		750	20—25	345	100	80	470	60	1040	150	3000	895	265
2300		725	20—25	345	100	80	470	60	1040	150	3000	895	265
		725	19—21	330	100	80	460	70	1070	100	3300	895	240
	875	875	23—24	335	100	80	480	75	1025	175	3300	1000	240
	925	900	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
	900	875	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
	875	850	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
	850	825	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
		800	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
		775	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
2400		750	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
	1000	950	22—25	350	100	90	510	60	1180	100	3200	1070	240
	950	900	22—25	350	100	90	510	60	1180	100	3200	1070	240

*) Wartości *W*, *h*, *y*, *x* powiększają się o 30 mm, jeżeli podwyższymy obłuczynę zewnętrzną, by ją mógł znitować z płaszczem dwurzędnie. Wyoblonie dennice na przednie dno kotła, o ile zamawiający inaczej nie zarządzi, otrzymują wytłoczenia na przytwierdzenie wodoskazów, a na zamówienie można w nich wytłoczyć i wąż 425,320 mm w prześwicie. I tylne dennice woblonie mogą na zamówienie otrzymać wytłoczenia na wodoskaz i otwór wlotowy.

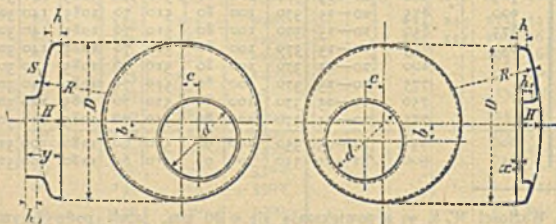
ma przekraczać 3⁰/₀. Najwyższa waga, której przekroczenie pozwala już odrzucić dany arkusz, oblicza się tak samo jak waga teoretyczna, lecz na podstawie grubości zwiększonej o 70⁰/₀ uchybienia dozwolonego.

Warunki na równoczesny odbiór większej ilości blach są tak ułożone, że kuźnica mogłaby dostarczać poszczególne arkusze z niedowagą lub nadwagą znacznie większą od powyżej określonych, gdyż o odbiorze ma stanowić średnia uchybień na wadze całych partii.

Dennice jednopłomienicowe z obłuczyną zewnętrzną, przeznaczoną na jednorzędny szew nitów (rys. 764-a).

D	d		s	H*)	h*)	h ₁	y*)	x*)	e	b	R
	wyoblenia	woblenia									
1400	725	725	14—18	285	90	75	415	45	130	140	1500
	700	700	14—18	285	90	75	415	45	130	140	1500
	675	675	14—18	285	90	75	415	45	130	140	1500
1500	750	750	15	250	90	75	405	50	150	150	1800
	775	775	14—18	305	90	75	430	50	140	150	1600
	750	750	14—18	305	90	75	430	50	140	150	1600
	725	725	14—18	305	90	75	430	50	140	150	1600
1600	800	800	16	245	90	75	380	60	150	160	2200
	825	825	15—19	290	90	75	415	60	150	160	2000
	800	800	15—19	290	90	75	415	60	150	160	2000
	775	775	15—19	290	90	75	415	60	150	160	2000
1700	850	850	17	245	90	75	380	55	160	170	2700
	875	875	16—20	285	90	75	400	50	160	170	2200
	850	850	16—20	285	90	75	400	50	160	170	2200
	825	825	16—20	285	90	75	400	50	160	170	2200
1800	900	900	18	250	90	75	385	60	170	180	2800

Rys. 764-a.



*) Wartości H, h, x i y powiększają się o 30 mm, jeżeli obłuczyna zewnętrzna ma otrzymać dwurzędny szew nitów.

Fabryki w Królestwie, wytłaczające dennice do kotłów, nie trzymają się wymiarów zestawionych w tablicach powyższych, a obowiązujących dla Związków walcowni niemieckich. Podajemy zatem poniżej tablice dennice obydwóch fabryk, które w Królestwie zajmują się ich wyrobem.

Dennice wytłaczane, dwupłomienicowe

fabryki „Bormann i Szwede“ w Warszawie.

(Oznaczenia podł. rys. 764, str. 997, wymiary w mm).

D	d	c	b	R	H	y	h	h ₁	Grubość		Waga w kg	
									od	do	od	do
1800	650	850	110	3100	285	410	85	75	17	22	370	480
1900	725	900	110	3100	300	415	90	75	18	25	480	480
2000	775	950	120	3100	310	430	90	75	18	25	480	690
2100	825	1000	120	3100	310	430	90	75	19	25	610	770
2200	875	1050	120	3100	330	450	90	80	19	25	660	830
2300	932	1100	130	3100	350	460	90	80	19	25	720	900
2400	1000	1150	130	3100	355	470	90	80	20	25	830	1010

Dennice wytłaczane, jednopłomienicowe

fabryki „Bormann i Szwede“ w Warszawie.

(Oznaczenia podł. rys. 764-a).

D	d	c	b	R	H	y	h	h ₁	Grubość		Waga w kg	
									od	do	od	do
1300	800	dowolne		1800	285	390	70	70	15	20	190	260
1400	800	—	—	1800	260	365	70	75	16	20	240	305
1500	850	—	—	1960	265	370	75	75	16	20	270	335
1600	850	—	—	1960	295	400	80	75	17	20	320	370
1700	875	—	—	1960	305	410	80	75	17	20	350	400
1800	932	—	—	3100	275	380	80	75	18	22	420	510
1900	1000	—	—	3100	290	405	80	75	18	25	450	640

Dennice płaskie i wypukłone
 fabryki „Fitzner i Gamper“ w Sosnowicach.
 (Oznaczenia podl. rys. 782 str. 1026).

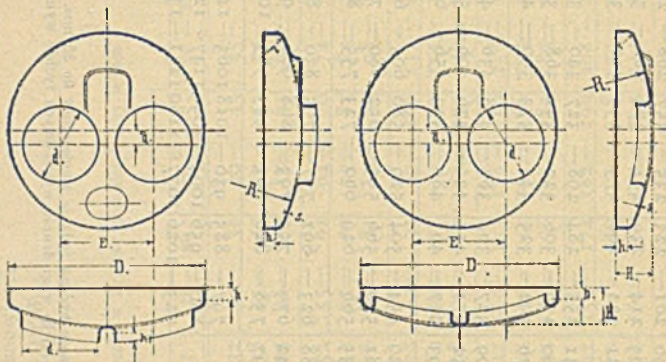
Średnica zewn. D mm	Wysokość obtu- czyzny h mm	Całkowita wewnętrzna wysokość w mm		Promień wewn. wypukłości R mm	Promień zaoblę- nia r mm	Waga dennic wypukłonych w przybliżeniu w kg przy grubości blachy w mm							Średnica zewnętrzna D mm
		II	II ₁			0 — 8	9 — 11	12 — 14	15 — 17	18 — 20	21 — 23	24 — 26	
		400	65			95	130	450	30	11 — 15	17 — 21	23 — 26	
450	65	95	135	500	30	13 — 18	20 — 25	27 — 32	34 — 38	41 — 45	47 — 52	54 — 59	450
500	65	95	140	550	30	16 — 21	24 — 29	32 — 37	40 — 45	48 — 53	55 — 61	64 — 69	500
550	65	95	145	600	30	18 — 24	27 — 34	36 — 43	46 — 52	55 — 61	64 — 70	74 — 80	550
600	65	105	150	800	40	21 — 28	31 — 38	42 — 49	52 — 59	63 — 70	73 — 81	84 — 91	600
650	65	105	155	800	40	24 — 32	36 — 45	48 — 57	61 — 68	73 — 81	84 — 94	98 — 106	650
700	70	110	165	900	40	28 — 37	41 — 51	56 — 65	69 — 78	83 — 92	97 — 106	112 — 121	700
750	70	110	170	900	40	31 — 42	47 — 58	63 — 73	78 — 89	94 — 105	110 — 120	125 — 136	750
800	70	110	175	1000	40	35 — 46	52 — 64	70 — 81	87 — 98	105 — 116	122 — 133	140 — 151	800
850	70	110	180	1000	40	35 — 52	59 — 72	79 — 91	98 — 111	118 — 131	138 — 150	158 — 170	850
900	75	115	185	1200	40	43 — 57	65 — 79	86 — 100	108 — 122	130 — 144	151 — 166	173 — 187	900
950	75	115	190	1200	40	47 — 63	71 — 87	95 — 110	118 — 134	142 — 158	166 — 181	189 — 205	950
1000	75	115	195	1300	40	52 — 69	78 — 96	104 — 121	130 — 147	156 — 174	182 — 199	208 — 226	1000
1050	75	115	200	1300	40	57 — 76	85 — 104	114 — 133	142 — 162	171 — 189	199 — 218	227 — 247	1050
1100	75	115	205	1400	40	61 — 81	92 — 112	122 — 142	153 — 174	184 — 204	214 — 234	244 — 265	1100

1150	75	115	210	1400	40	67 — 89	100 — 123	134 — 157	168 — 190	201 — 223	235 — 257	268 — 291	1150
1200	75	115	215	1600	40	71 — 95	107 — 131	143 — 167	179 — 203	214 — 239	251 — 274	286 — 311	1200
1250	75	115	220	1600	40	78 — 104	117 — 143	156 — 182	195 — 221	234 — 260	273 — 299	312 — 338	1250
1300	80	120	230	1700	40	85 — 113	128 — 156	170 — 199	213 — 241	255 — 284	298 — 327	340 — 369	1300
1350	80	120	235	1800	40	92 — 122	138 — 168	184 — 214	230 — 260	276 — 306	322 — 352	368 — 398	1350
1400	80	120	240	1800	40	97 — 130	146 — 179	195 — 227	243 — 276	292 — 325	341 — 373	390 — 422	1400
1500	80	120	255	1900	40	109 — 145	164 — 200	218 — 254	273 — 309	327 — 364	382 — 418	436 — 472	1500
1600	80	120	265	2000	40	124 — 166	186 — 228	248 — 290	310 — 352	372 — 414	435 — 476	496 — 539	1600
1700	80	120	275	2200	40	139 — 185	208 — 255	278 — 324	347 — 393	417 — 463	486 — 533	556 — 602	1700
1800	85	145	300	2400	60	202	227 — 277	302 — 353	378 — 429	454 — 504	529 — 580	605 — 655	1800
1900	85	145	315	2400	60	226	255 — 311	340 — 396	425 — 481	510 — 566	595 — 652	680 — 736	1900
2000	90	150	345	2400	60	251	283 — 346	377 — 440	472 — 535	566 — 629	660 — 723	755 — 818	2000
2100	90	150	350	2600	60	—	380	415 — 484	519 — 588	623 — 692	727 — 795	830 — 899	2100
2200	90	150	355	2800	60	—	415	453 — 528	566 — 642	679 — 755	793 — 868	906 — 981	2200
2300	90	150	360	3000	60	—	—	—	615 — 697	738 — 820	861 — 943	985 — 1067	2300
2400	90	150	365	3200	60	—	—	—	753	797 — 885	930 — 1018	1063 — 1151	2400
2500	90	150	370	3400	60	—	—	—	812	860 — 956	1004 — 1099	1147 — 1243	2500
2600	90	150	380	3600	60	—	—	—	872	923 — 1026	1077 — 1180	1231 — 1334	2600

Promień zaoblęcia r dennic płaskich o średnicach od 1800 mm do 2000 mm może być na żądanie zmniejszony do 35 mm.
 Waga dennic płaskich jest od 96% (przy małych średnicach) do 98% (przy wielkich) wagi dennic wypukłonych tychże wymiarów.

Dennice wytłaczane, dwupłomienicowe
fabryki „Fitzner i Gamper“ w Sosnowicach.

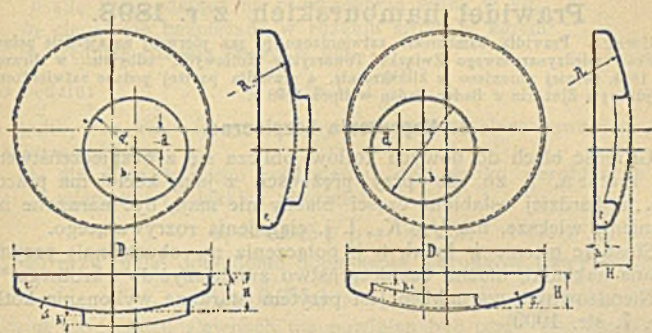
Rys. 704-b.



D	d	s	Waga w kg na nienie		H	h	h ₁	b	c	R	r
			jedno- rzędne	dwu- rzędne							
w milimetrach					w milimetrach						
1800	680	18—19	408—431	—	300	85	70	100	850	2400	60
		20—22	457—500	478—525							
		23—24	—	552—580							
1900	730	18—19	446—477	—	315	85	70	100	900	2400	60
		20—22	495—544	526—578							
		23—24	—	602—627							
2000	780	18—19	498—525	—	345	90	70	120	950	2400	60
		20—22	552—608	593—650							
		23—24	—	679—707							
2100	830	19	565	—	350	90	70	120	1000	2600	60
		20—22	597—653	648—703							
		23—24	—	734—766							
2200	880	19	610	—	355	90	70	120	1050	2800	60
		20—22	641—705	693—758							
		23—24	—	792—808							
2300	930	19	660	—	360	90	75	130	1100	3000	60
		20—22	690—760	742—815							
		23—26	—	848—952							
2400	980	20—22	740—815	795—882	365	90	75	130	1150	3200	60
		23—26	—	907—1013							
		—	—	—							
2500	1030	20—22	792—870	849—928	370	90	75	130	1200	3400	60
		23—26	—	965—1044							
		—	—	—							
2600	1080	20—22	840—923	900—982	380	90	75	130	1250	3600	60
		23—26	—	1015—1125							
		—	—	—							

Dennice wytłaczane, jednopłomienicowe
fabryki „Fitzner i Gamper“ w Sosnowicach.

Rys. 704-c.



D	d	s	Waga w kg na nienie		H	h	h ₁	a	b	R	r
			jedno- rzędne	dwu- rzędne							
w milimetrach					w milimetrach						
1200	630	14-17	152-182	—	215	75	70	150	80	1000	40
		18-20	195-216	226-253							
		21-23	—	264-288							
1300	680	14-17	178-218	—	230	80	70	160	80	1700	60
		18-20	229-255	260-287							
		21-23	—	304-334							
1400	730	15-17	218-247	—	240	80	70	185	80	1800	60
		18-20	262-287	295-327							
		21-23	—	344-376							
1500	830	16-17	253-268	—	255	80	70	185	90	1900	60
		18-20	284-315	324-360							
		21-23	—	378-415							
1600	880	16-17	286-305	—	265	80	70	200	90	2000	60
		18-20	323-358	360-402							
		21-23	—	420-460							
1700	930	17	238	—	275	80	75	200	125	2200	60
		18-20	358-400	398-444							
		21-23	—	467-510							
1800	980	17	369	—	300	85	75	200	160	2400	60
		18-20	390-431	440-488							
		21-23	—	512-560							
1900	1030	—	—	—	315	85	75	200	190	2400	60
		18-20	435-485	479-533							
		21-23	—	561-613							
2000	1080	—	—	—	345	90	75	200	200	2400	60
		18-20	484-537	530-590							
		21-23	—	670-679							

4. Śruby.

Jeżeli oznaczymy przez:

P siłę ogólną działającą na wszystkie śruby razem w kg,

p siłę przypadającą na poszczególną śrubę w kg,

k_z ciągnięcie bezpieczne w rdzeniu śruby w kg/cm²,

d_1 średnicę rdzenia śruby w cm,

to będzie:
$$K_e = 1,27 \frac{P}{d_1^2}, \dots \dots \dots \text{I.}$$

a nadto, bez względu na to, czy śruby są z żelaza kowalnego, czy zlewnego, będzie:

1) dla śrub lepszego wykonania, dla gładko obrobionych powierzchni i miękkich uszczelk:

$$d_1 = 0,045 \sqrt{p} + 0,5 \text{ cm}; \dots \dots \dots \text{II.}$$

2) przy mniej dokładnem dopełnieniu warunków powyższych:

$$d_1 = 0,055 \sqrt{p} + 0,5 \text{ cm.} \dots \dots \dots \text{III.}$$

Gwint na śrubach zlewnych nie powinien być ostry, lecz nieco przyoblony.

Jeżeli w eliptycznym lub prostokątnym wieńcu śrub najmniejsze oddalenie śruby od środka ciężkości wieńca będzie r , a wzajemny odstęp międzyosiowy śrub e , to można liczyć, że najbardziej obciążona śruba znośić będzie siłę:
$$p = \frac{P e}{2\pi r}.$$

Gdy, z powodu nieobrobienia powierzchni, mimoosiowo względem śruby ułożonej uszczelki i t. p., śruba podlega dodatkowo i gięciu, naówczas okoliczność tę należy uwzględnić w sposób właściwy.

Grubość kołnierzy powinna zabezpieczać je od uginania się, a również od nadmiernych naprężeń gnących.

Nie zaleca się stosowanie śrub o średnicy sworznia poniżej 16 mm, a nie dozwala mniej niż 13 mm.

Zestawiamy wartości obliczone podług wzorów powyższych II i III.

Gwint Whitworth'a *).

(p. rys. 279 str. 433).

Średnica sworznia d cal. ang.	Średnica rdzenia d_1 mm	Bezpieczna siła p w kg		Średnica sworznia d cal. ang.	Średnica rdzenia d_1 mm	Bezpieczna siła p w kg	
		dla współczynnika 0,045	dla współczynnika 0,055			dla współczynnika 0,045	dla współczynnika 0,055
$\frac{5}{16}$	6,13	5,9	3,9	$\frac{1}{8}$	29,50	2950	1975
$\frac{3}{8}$	7,49	27,5	16,4	$\frac{1}{2}$	32,68	3790	2535
$\frac{7}{16}$	8,79	65,5	43,8	$\frac{5}{8}$	34,77	4530	3030
$\frac{1}{2}$	9,99	120	79,6	$\frac{3}{4}$	37,94	5310	3555
$\frac{5}{8}$	12,92	310	205	$\frac{7}{8}$	40,40	6170	4130
$\frac{3}{4}$	15,80	570	380	2	43,57	7295	4870
$\frac{7}{8}$	18,61	900	600	$2\frac{1}{4}$	49,02	9570	6410
I	21,33	1320	885	$2\frac{1}{2}$	55,37	12510	8370
$1\frac{1}{8}$	23,93	1760	1180	$2\frac{3}{4}$	60,55	15195	10150
$1\frac{1}{4}$	27,10	2370	1585	3	66,90	18860	12610

*) Siegert. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1897 str. 23.

5. Ściąg i zespórki (por. str. 1032).

Naprężenie największe nie ma przekraczać w ściągach i zespórkach:

żelaznych skuwanych	350 kg/cm ²
żelaznych nieskuwanych	500 „
zlewnych „	600 „
miedzianych	300 „

W kotłach na wysoką prężność (10 atm. i wyżej) zaleca się końce podłużnych ściągów nagwintować, i wkręcać na gwint w dna kotłów, ścianki sitowate i t. p., dodając nadto z obydwóch stron złączeń podkładki i naśrubki. Ściągówki (rury ściągacze) łączy się w sposób podobny, zewnętrzny jednak naśrubek z podkładką zastępujemy roztlóceniem rury i jej zaobleniem.

Usztywniaki i ściągi narożne powinnyby być możliwie długie; jednakże ich dolne nity w dnach kotła płomienicowego pozostawiać mają w oddaleniu przynajmniej 20 cm od obwodu płomienicy.

Przekrój ukośnych ściągów narożnych, względnie do przekroju ściągów podłużnych, należałoby zwiększać w odwrotnym stosunku dostawy kątów wzajemnego pochylenia.

Nity i sworznie w złączach ściągów wypada obliczać dostаточно na działające w nich siły. Teowniki i t. p., przynitowane do płaskich ścianek kotła, w celu ich usztywnienia, powinnyby przenosić działające na nie siły możliwie bezpośrednio na płaszcz kotłowy.

6. Belki podniebienne (komór paleniskowych).

Jeżeli dla niepodwieszanej belki, podtrzymującej podniebienie komory paleniskowej (p. T. II Dział XI. Rozdz. II B. b. 2), oznaczymy przez:

- p* największą nadprężność podczas pracy kotła w kg/cm²,
- w* rozpiętość podniebienia w prześwicie, w kierunku belki w cm,
- e* odstęp zespórek, łączących podniebienie z belką w cm,
- l* odstęp między osiami belek w cm,
- l* rozpiętość belki w cm,
- h* wysokość belki w cm,
- b* szerokość wyzyskana belki (wzgl. suma grubości blach składających belkę) w cm,
- c* spódczynnik wytrzymałości o wartościach:

c = 420 kg/cm², gdy jedna zespórka przyczepiona do belki,

c = 630 kg/cm², gdy 2 lub 3 zespórki przyczepione do belki,

c = 720 kg/cm², gdy 4 lub więcej zespórek przyczepionych do belki.

to wyzyskana szerokość belki powinna być:

$$b = \frac{p(w - e)tl}{ch^2} \dots \dots \dots \text{IV.}$$

Podwieszając zaś i belkę, należy uwzględnić i ten odmienny sposób podparcia.

7. Grubości cylindrycznych ścianek kotła, obciążonych nadciśnieniem wewnętrznym.

Oznaczywszy przez:

s grubość blachy, w cm,

D średnicę prześwitu kotła, w cm,

p największą nadprężność podczas pracy kotła, w kg/cm^2 ,

\mathfrak{S} ilokrotność bezpieczeństwa: $\mathfrak{S} = 4,5$ w niceniach na zakładkę,
 $\mathfrak{S} = 4$ w niceniach w łubki (p. 1 str. 1006),

K_z ciągnięcie, rozrywające blachę, w kg/cm^2 (p. 2. str. 1006),

φ stosunek wytrzymałości szwu do wytrzymałości blachy pełnej (p. 3. str. 1006 i tabl. str. 1013 i nast.), otrzymamy ze wzoru II str. 421:

$$s = D \frac{p \mathfrak{S}}{2K_z \varphi} \quad \text{albo,} \quad \mu = K_z \frac{2s \varphi}{D \mathfrak{S}} \dots \dots \dots \text{V.}$$

Wypada rozważyć, czy warunki pracy kotła nie wymagają powiększenia obliczonej grubości ścianek kotłowych (zazwyczaj o 0,1 do 0,3 cm) na zerdzewienie. Gdy z obliczenia wypadnie grubość mniejsza niż 1 cm, pogrubienie takie staje się koniecznym, a grubość ścianek poniżej 0,7 cm wogóle się nie dozwala.

Na str. 1013 do 1015 zestawiono tablice dla nicei na zakładkę (podł. rys. 287 str. 441 i rys. 288 i 290 str. 442), przy wartości $\mathfrak{S} = 4,5$ i $K_z = 3400 \text{ kg/cm}^2$.

8. Grubość blach na płomienicy z nadciśnieniem zewnętrznym.

W tablicach na str. 1016 do 1019 podano w mm stosowne grubości s blach na płomienicy; wartości oznaczone w nagłówku literami Z stosują się do płomienic nitowanych na zakładkę, oznaczone zaś literą L do płomienic z niceniem w łubki, albo też do płomienic o podłużnych szwach skuwanych.

W tablicach tych d oznacza średnicę prześwitu, a l długość całej płomienicy nieosztynwionej, względnie odstęp między jej osztynwieniami skutecznymi. Za osztynwienia skuteczne (oprócz samych den kotłowych) można uważać ich ustroje, wykonane podług rys. 791 do 796 str. 1028 i 1029. Skuteczność ostatniego z nich warunkuje się jednakże dostatecznym rozszerzeniem średnicy w osztynwieniu, t. j. przynajmniej o 100 mm.

Grubości blach płomienicowych obliczono na zasadzie poniższego wzoru *):

$$s = \frac{pd}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \frac{l}{l+d}} \right) + c, \dots \dots \text{VI,}$$

w którym oznaczono przez:

$s \geq 0,7$ cm grubość blachy w płomienicy, w cm,

*) C. v. Bach, die Maschinen Elemente. Wydanie VIII str. 198, Stuttgart 1901 u A. Bergsträsser'a.

p największą nadprężność, w kg/cm^2 , podczas pracy kotła,
 d średnicę prześwitu płomienicy, w cm ,
 l długość płomienicy, wzgl. odstępy wzajemne skutecznych jej osztywnień, w cm ,

a współczynnik o wartościach: *)

$a = 100$ dla płomieniec leżących, o szwach podłużnych na zakładkę,

$a = 70$ dla takichże płomieniec stojących,

$a = 80$ dla płomieniec leżących, o podłużnym szwie nitowanym w łubki, lub skuwanym,

$a = 50$ dla takichże płomieniec stojących.

Do tak obliczonych grubości dodaje się jeszcze, niezależne od średnicy,

pogrubienie

$c = 0,15 \quad | \quad 0,1 \quad | \quad 0,05 \quad | \quad 0 \text{ cm,}$

przy nadprężności w kotle $p = 0 \text{ do } 5 \quad | \quad 6 \quad | \quad 7 \quad | \quad \text{nad } 7 \text{ kg/cm}^2,$

a otrzymaną wartość ostateczną zaokrąglamy stosownie.

Uwaga. Płomienice leżące uginają się w kierunku pionowym pod wpływem ciężaru własnego i wyporu wody, a nadto wierzchnie części takich płomieniec rozgrzewają się znacznie silniej niż spodnie; okoliczności te uwzględniono już przez nadanie współczynnikowi a stosunkowo większych wartości: 100, wzgl. 80. Płomienice stojące, nie podlegając podobnym nierównomiernościom, otrzymały mniejsze wartości współczynnika, $a = 70$, wzgl. 50.

Jeżeli płomienica usztywnia się garłaczami, których kierunki zazwyczaj kolejno się krzyżują, to dla danego kierunku można niejako uważać, że tylko co drugi garłacz płomieniec usztywnia, i dla tego jako osztywnioną długość l płomienicy liczymy:

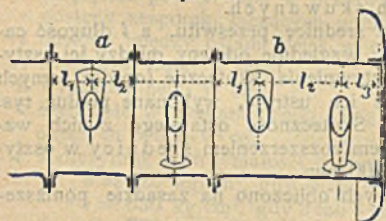
w pierścionie a (rys. 765) płomienicy osztywnionej:

$$l = l_1 + 0,5 l_2, \text{ jeżeli } l_1 > l_2;$$

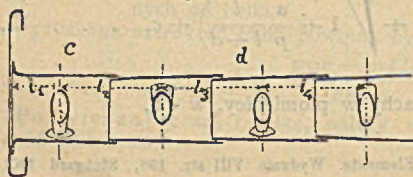
w pierścionie b (rys. 765) płomienicy osztywnionej:

$$l = l_1 + l_2, \text{ wzgl. } l = l_3 + l_2, \text{ stosownie do tego, czy } l_1 \geq l_3;$$

Rys. 765.



Rys. 766.



w dwóch pierścionach przy c (rys. 766) płomienicy, osztywnionej tylko dnem kotłowym:

$$l = l_1 + l_2;$$

a w pierścionach przy d (rys. 766) płomienicy nieosztywnionej:

$$l = l_2 + l_3, \text{ wzgl. } l = l_3 + l_4.$$

O ile jednak wielkość, sposób złączenia i miejsce przenikania wzbudzają wątpliwość, czy garłacze usztywniają płomienice dostatecznie, zalecałoby się liczyć całą długość płomienicy jako nieosztywnioną, zaniebując zupełnie usztywniające działanie garłaczy.

*) C. v. Bach, Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 str. 845.

Płomienice falowane wyrabia w Królestwie dotychczas jedynie fabryka Fitzner & Gamper w Sosnowicach (por. rys. 795-a, b, c str. 1030 i 1031).

Wyrabiają też, podług pomysłu Purves'a płomienice zewnętrznie uzebrowane, o wysokości żeber $1\frac{3}{8}$ cala ang. (35 mm), a w odstępach 9 cali ang. (228 mm). Wobec gęstości tych osztywnień, obliczają grubość ścianek w takich płomienicach podług wzoru VI (str. 1009), zakładając $l=0$, a wzór ów upraszcza się na:

$$s = \frac{p d}{1000} + c.$$

We wzorze tym wartość $c=0,1$ do $0,3$ cm, a założono: $k_z \leq 500$ kg/cm². Bez względu na wynik obliczenia, grubość s powinna być przynajmniej 0,7 cm.

Płomienice kotłów na parowcach, podlegając większemu zużyciu, wymagają też i ścianek grubszych. Biuro konstrukcyjne „Veritas“ stosuje do nich wzór:

$$s = \frac{p d_a}{1100} + 0,3 \text{ cm.}$$

w którym d_a oznacza średnicę zewnętrzną płomienicy, a założono $k_z \leq 550$ kg/cm².

9. Grubości blach płaskich w kotłach.

1. **Płyty płaskie**, bez zaoblenia i obłuczyny. Jeżeli oznaczymy przez:

s grubość płyty (blachy), w cm,

p największą nadprężność podczas pracy, w kg/cm²,

e wzajemny odstęp między zespórkami lub ściągami, w cm,

K_z ciągnięcie, zrywające blachę, w kg/cm²,

c współczynnik, którego wartość zależy od sposobu osadzenia końców zespórek lub ściągów w płycie; wartości tego współczynnika będą:

$c=1,323$, gdy końce wkrębowane, lub zanitowane w płytę;

$c=1,0314$, gdy się końce, wkrębowane w płytę, wyprężają naśrubkiem, nakręconym od zewnątrz;

$c=0,9774$, gdy osadzenie końców wkrębowanych usztywnia się przez obustronnie nakręcone naśrubki z podkładkami o średnicy nie mniejszej niż $0,4e$, a grubości przynajmniej $\frac{2}{3}$ grubości samej płyty; jeżeli zaś średnica podkładek jest większa od $1\frac{1}{2}$ krotnej średnicy zewnętrznej naśrubka, to grubość podkładki należałoby jeszcze zwiększyć;

$c=0,8658$, gdy w ustroju powyższym przynitujemy nadto podkładkę zewnętrzną do płyty, powiększając jej średnicę do $0,6e$, a grubość do $\frac{3}{4}$ grubości płyty,

to grubość płyty będzie:

$$s = 0,15 + e \sqrt{\frac{p c}{K_z}} \quad \text{a więc:} \quad p = \frac{(s - 0,15)^2 K_z}{e^2 c} \quad \text{. VII.}$$

W tablicach (na str. 1024) podano grubości blachy dla wszystkich powyżej określonych współczynników c .

2. **Dennice płaskie z zaobleniem i obluczyną.** Oprócz oznaczeń s , p i K_z , określonych już powyżej pod 1., wprowadzamy jeszcze następujące:

d średnica wewnętrzna obluczyny, w cm,

q promień wewnętrzny zaoblenia w cm, poczem (podług C. v. Bacha por. str. 420) otrzymamy grubość płyty ze wzoru:

$$s = \sqrt{\frac{3}{8} \frac{p}{K_z} \left[d - q \left(1 + \frac{2q}{d} \right) \right]}, \text{ a więc:}$$

$$p = \frac{8}{3} K_z \left[\frac{s}{d - q \left(1 + \frac{2q}{d} \right)} \right]^2. \dots \dots \text{ VIII.}$$

Tablice na str. 1020 i 1021 podają grubość s , obliczoną dla $K_z = 3400 \text{ kg/cm}^2$.

10. Grubość den i dennic, wypukłych kulkisto

promieniem R , w przybliżeniu równym średnicy płaszcza kotłowego, wzgl. obluczyny.

Gdy ciśnienie lub nadprężność działa od strony wklęsłej, i jeżeli oznaczymy przez:

s grubość blachy, w cm,

p największą nadprężność podczas pracy kotła, w kg/cm^2 ,

R promień wewnętrzny kulistości dna, w cm,

k_z ciągnięcie bezpieczne dla blachy, w kg/cm^2 ,

a mianowicie:

k_z do 450 kg/cm^2 dla blach z żelaza skowalnego,

" " 600 " " " zlewnych,

" " 250 " " " miedzianych,

to otrzymamy:

$$s = \frac{p R}{2 k_z}, \text{ czyli } p = \frac{2 s k_z}{R}.$$

11. **Włazy i inne wycięcia w ściankach kotłowych** p. str. 1033 i n.

c. Ustroje części kotłowych.

I. Złącza.

1. Dno z płomienicami łączy się:

1) Na wieńce z kątownika na zewnątrz lub wewnątrz ułożone podług rys. 767, 768 i 769, str. 1025. Wieniec wewnętrzny podł. rys. 769, stosują przeważnie do den tylnych. Złącza podł. rys. 767 stosują przy wielkich średnicach płomienicy lub małej grubości jej ścianek, np. do płomienic falowanych. Złącza podł. rys. 768 znajdują nato-

(dalszy ciąg str. 1025).

Dane tablic poniższych dotyczą blach zlewnych, gatunku ogniowego.

U w a g a. W tablicach poniższych liczono: ciągnięcie zrywające blachy $K_z = 3400 \text{ kg/cm}^2$. Stosunek φ wytrzymałości szwów na zakładkę do wytrzymałości blachy pełnej: z nicieniem jednorzędnym $\varphi = 0,56$; z nicieniem dwurzędnym $\varphi = 0,70$; wreszcie z nicieniem trójrzędnym $\varphi = 0,75$. Nie znając zatem wartości K_z i φ dla danego materiału i szwów, można brać wprost z tablic wartości na grubość blach, na średnicę płaszczy i na nadprężność pary. Znając zaś wartość K_z lub φ , albo obydwie, obliczamy ilości szukane podług wzoru V ze str. 1000, gdy K_z i φ różnią się od powyżej podanych wartości; gdyby się zaś nie różniły, dogodniej będzie, posilkować się tablicami.

Jeżeli się znaczniejsze zużycie blachy przewiduje, to wypada zwiększyć obliczoną grubość blach o wartość c , która, w zależności od warunków pracy kotła, dosięga 3 mm. Gdy grubość obliczona nie dosięga 10 mm, wypada ją zwiększyć chociażby do tej miary.

1. Płaszczki kotłowe z blach zlewnych, szwy na zakładkę, o nicieniu jednorzędnym.

Tablicę poniższą obliczono na zasadzie wartości: $\xi = 4,5$, $K_z = 3400 \text{ kg/cm}^2$, $\varphi = 0,56$.

Grubość blachy s mm	Największa nadprężność p podczas pracy kotła, w kg/cm^2																												
	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15
Największa bezpieczna średnica wewnętrzna D płaszczka, w mm																													
7	5924	3949	2962	2369	1975	1692	1481	1316	1185	1077	987	911	846	790	740	697	658	624	592	564	539	515	494	474	456	439	423	409	395
7,5	.	4231	3173	2539	2116	1813	1587	1410	1269	1154	1058	976	907	846	793	747	705	668	635	604	577	552	529	508	488	470	453	438	423
8	.	4513	3385	2708	2257	1934	1692	1504	1354	1231	1128	1042	967	903	846	796	752	713	677	645	615	589	564	542	521	501	484	467	451
8,5	.	4795	3596	2877	2398	2055	1798	1598	1439	1308	1199	1107	1028	959	899	846	799	757	719	685	654	625	599	575	553	533	514	496	480
9	.	5077	3808	3046	2539	2176	1904	1692	1523	1385	1269	1172	1088	1015	952	896	846	802	762	725	692	662	635	609	586	564	544	525	508
9,5	.	5359	4020	3216	2680	2297	2010	1786	1608	1462	1340	1237	1148	1072	1005	946	893	846	804	766	731	699	670	643	618	595	574	554	536
10	.	5641	4231	3385	2821	2418	2116	1880	1692	1539	1410	1302	1209	1128	1058	996	940	891	846	806	769	736	705	677	651	627	604	584	564
10,5	.	.	4443	3554	2962	2539	2221	1975	1777	1616	1481	1367	1269	1185	1111	1045	985	889	846	808	773	740	711	683	658	635	613	592	
11	.	.	4654	3723	3103	2660	2327	2069	1862	1692	1551	1432	1330	1241	1164	1095	1034	980	931	887	846	809	776	745	716	690	665	642	621
11,5	.	.	4866	3893	3244	2780	2433	2163	1946	1769	1622	1497	1390	1298	1216	1145	1081	1024	973	927	885	846	811	779	749	721	695	671	649
12	.	.	5077	4062	3385	2901	2539	2257	2031	1846	1692	1562	1451	1354	1269	1195	1128	1069	1015	967	923	883	846	812	781	752	725	700	677
12,5	.	.	5289	4231	3526	3022	2644	2351	2116	1923	1763	1627	1511	1410	1322	1244	1175	1113	1058	1007	962	920	881	846	814	784	756	730	705
13	.	.	5500	4400	3667	3143	2750	2445	2200	2000	1833	1692	1572	1467	1375	1294	1222	1158	1100	1048	1000	957	917	880	846	815	786	759	733
13,5	.	.	5712	4570	3808	3264	2856	2539	2285	2077	1904	1758	1632	1523	1428	1344	1269	1203	1142	1088	1039	993	952	914	879	846	816	788	762
14	.	.	5924	4739	3949	3385	2962	2633	2369	2154	1975	1823	1692	1580	1481	1394	1316	1247	1185	1128	1077	1030	987	948	911	878	846	817	790

2. Płaszcz kotłowe z blach zlewnych, szwy na zakładkę, o niceniu dwurzędnem.

Tablicę poniższą obliczono na zasadzie wartości:

$$\xi = 4,5, K_z = 3400 \text{ kg/cm}^2, \varphi = 0,70.$$

Grubość blachy δ mm	Największa nadprężność p podczas pracy kotła, w kg/cm^2														
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
	Największa bezpieczna średnica wewnętrzna D płaszczka, w mm														
7	3702	2468	1851	1481	1234	1058	926	823	740	673	617	570	529	494	
7,5	3967	2644	1983	1587	1322	1133	992	881	793	712	661	610	567	529	
8	4231	2821	2116	1692	1410	1209	1058	940	846	769	705	651	604	564	
8,5	4496	2997	2248	1798	1499	1284	1124	999	899	817	749	692	642	599	
9	4760	3173	2380	1904	1587	1360	1190	1058	952	865	793	732	680	635	
9,5	5024	3350	2512	2010	1675	1436	1256	1117	1005	914	837	773	718	670	
10	5289	3526	2644	2116	1763	1511	1322	1175	1058	962	881	814	756	705	
10,5	5553	3702	2777	2221	1851	1587	1388	1234	1111	1010	926	854	793	740	
11	5818	3879	2909	2327	1939	1662	1454	1293	1164	1058	970	895	831	776	
11,5	6082	4055	3041	2433	2027	1738	1521	1352	1216	1106	1014	936	869	811	
12	6347	4231	3173	2539	2116	1813	1387	1410	1269	1154	1058	976	907	846	
12,5	.	4407	3306	2644	2204	1889	1653	1469	1322	1202	1102	1017	944	881	
13	.	4584	3438	2750	2292	1964	1719	1528	1375	1250	1146	1058	982	917	
13,5	.	4760	3570	2856	2380	2040	1785	1587	1428	1298	1190	1098	1020	952	
14	.	4936	3702	2962	2468	2116	1851	1645	1481	1346	1234	1139	1058	987	
14,5	.	5113	3834	3068	2556	2191	1917	1704	1534	1394	1278	1180	1096	1023	
15	.	5289	3967	3173	2644	2267	1983	1763	1587	1442	1322	1221	1133	1058	
15,5	.	5465	4099	3279	2733	2342	2049	1822	1640	1491	1366	1261	1171	1093	
16	.	5641	4231	3385	2821	2418	2116	1880	1692	1539	1410	1302	1209	1128	
16,5	.	5818	4363	3491	2909	2493	2182	1939	1745	1587	1454	1343	1247	1164	
17	.	5994	4496	3596	2997	2569	2248	1998	1798	1635	1499	1383	1284	1199	
17,5	.	6170	4628	3702	3085	2644	2314	2057	1851	1683	1543	1424	1322	1234	
18	.	6347	4760	3808	3173	2720	2380	2116	1904	1731	1587	1465	1360	1269	
18,5	.	.	4892	3914	3261	2796	2446	2174	1957	1779	1631	1505	1398	1305	
19	.	.	5024	4020	3350	2871	2512	2233	2010	1827	1675	1546	1436	1340	
19,5	.	.	5157	4125	3438	2947	2578	2292	2063	1875	1719	1587	1473	1375	
20	.	.	5289	4231	3526	3022	2644	2351	2116	1923	1763	1627	1511	1410	
20,5	.	.	5421	4337	3614	3098	2711	2409	2168	1971	1807	1668	1549	1446	
21	.	.	5553	4443	3702	3173	2777	2468	2221	2019	1851	1709	1587	1481	
21,5	.	.	5686	4548	3790	3249	2843	2527	2274	2067	1895	1749	1624	1516	
22	.	.	5818	4654	3879	3324	2909	2586	2327	2116	1939	1790	1662	1551	
22,5	.	.	5950	4760	3967	3400	2975	2644	2380	2164	1983	1831	1700	1587	
23	.	.	6082	4866	4055	3476	3041	2703	2433	2212	2027	1871	1738	1622	
23,5	.	.	6214	4972	4143	3551	3107	2762	2486	2260	2071	1912	1776	1657	
24	.	.	6347	5077	4231	3627	3173	2821	2539	2308	2116	1953	1813	1692	
24,5	.	.	.	5183	4319	3702	3239	2880	2592	2356	2160	1994	1851	1728	
25	.	.	.	5289	4407	3778	3306	2938	2644	2404	2204	2034	1889	1763	
25,5	.	.	.	5395	4496	3853	3372	2997	2697	2452	2248	2075	1927	1798	
26	.	.	.	5500	4584	3929	3438	3056	2750	2500	2292	2116	1964	1833	
26,5	.	.	.	5606	4672	4004	3504	3115	2803	2548	2336	2156	2002	1869	
27	.	.	.	5712	4760	4080	3570	3173	2856	2596	2380	2197	2040	1904	
27,5	.	.	.	5818	4848	4156	3636	3232	2909	2644	2424	2238	2078	1939	
28	.	.	.	5924	4936	4231	3702	3291	2962	2693	2468	2278	2116	1975	
29	.	.	.	6135	5113	4382	3834	3408	3068	2789	2556	2360	2191	2045	
30	.	.	.	6347	5289	4533	3967	3526	3173	2885	2644	2441	2267	2116	
31	5465	4684	4099	3643	3279	2981	2733	2522	2342	2186	
32	5641	4836	4231	3761	3385	3077	2821	2604	2418	2257	
33	5818	4987	4363	3879	3491	3173	2909	2685	2493	2327	
34	5994	5138	4496	3996	3596	3269	2997	2766	2569	2398	
35	6170	5289	4628	4114	3702	3366	3085	2848	2644	2468	

3. Płaszczki kotłowe z blach zlewnych, szwy na zakładkę, o niceniu trójrzędnem.

Tablicę poniższą obliczono na zasadzie wartości:

$$\sigma = 4,5, K_w = 3400 \text{ kg/cm}^2, \varphi = 0,75.$$

Grubość blachy <i>s</i> mm	Największa nadprężność <i>p</i> podczas pracy kotła, w kg/cm ²														
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
	Największa bezpieczna średnica wewnętrzna <i>D</i> płaszczki, w mm														
7	3967	2644	1983	1587	1322	1133	992	881	793	721	661	610	567	529	
7,5	4250	2833	2125	1700	1417	1214	1063	944	850	773	708	654	607	567	
8	4533	3022	2267	1813	1511	1295	1133	1007	907	824	756	697	648	604	
8,5	4817	3211	2408	1927	1606	1376	1204	1070	963	876	803	741	688	642	
9	5100	3400	2550	2040	1700	1457	1275	1133	1020	927	850	785	729	680	
9,5	5383	3589	2692	2153	1794	1538	1346	1196	1077	979	897	827	769	718	
10	5667	3778	2833	2267	1889	1619	1417	1259	1133	1030	944	872	810	756	
10,5	5950	3967	2975	2380	1983	1700	1488	1321	1190	1082	992	915	850	793	
11	6233	4156	3117	2493	2078	1781	1558	1385	1247	1133	1039	959	890	831	
11,5	6517	4344	3258	2607	2172	1862	1629	1448	1303	1185	1086	1003	931	869	
12	6800	4533	3400	2720	2267	1943	1700	1511	1360	1236	1133	1046	971	907	
12,5	7083	4722	3542	2833	2361	2024	1771	1574	1417	1288	1181	1090	1012	944	
13	7367	4911	3683	2947	2456	2105	1842	1637	1473	1339	1228	1133	1052	982	
13,5	7650	5100	3825	3060	2550	2186	1913	1700	1530	1391	1275	1177	1093	1020	
14	7933	5289	3967	3173	2644	2267	1983	1763	1587	1442	1322	1221	1133	1058	
14,5	8217	5478	4108	3287	2739	2348	2054	1826	1643	1494	1369	1264	1174	1096	
15	8500	5667	4250	3400	2833	2429	2125	1889	1700	1545	1417	1308	1214	1133	
15,5	8783	5856	4392	3513	2928	2510	2196	1952	1757	1597	1464	1351	1255	1171	
16	9067	6044	4533	3627	3022	2590	2267	2015	1813	1648	1511	1395	1295	1209	
16,5	9350	6233	4675	3740	3117	2671	2338	2078	1870	1700	1558	1438	1336	1247	
17	9633	6422	4817	3853	3211	2752	2408	2141	1927	1752	1606	1482	1376	1284	
17,5	9917	6611	4958	3967	3306	2833	2479	2204	1983	1803	1653	1526	1417	1322	
18	10200	6800	5100	4080	3400	2914	2550	2267	2040	1855	1700	1569	1457	1360	
18,5	10483	6989	5242	4193	3495	2995	2621	2330	2097	1906	1747	1613	1498	1398	
19	10767	7178	5383	4307	3589	3076	2692	2393	2153	1958	1794	1656	1538	1436	
19,5	11050	7367	5525	4420	3683	3157	2763	2456	2210	2009	1842	1700	1579	1473	
20	11333	7556	5667	4533	3778	3238	2833	2519	2267	2061	1889	1744	1619	1511	
20,5	11617	7744	5808	4647	3872	3319	2904	2581	2323	2112	1936	1787	1660	1549	
21	11900	7933	5950	4760	3967	3400	2975	2644	2380	2164	1983	1831	1700	1587	
21,5	12183	8122	6092	4873	4061	3481	3046	2707	2437	2215	2021	1874	1740	1624	
22	12467	8311	6233	4987	4156	3562	3117	2770	2493	2267	2078	1918	1781	1662	
22,5	12750	8500	6375	5100	4250	3643	3188	2833	2550	2318	2125	1962	1821	1700	
23	13033	8689	6517	5213	4344	3724	3258	2896	2607	2370	2172	2005	1862	1738	
23,5	13317	8878	6658	5327	4439	3805	3329	2959	2663	2421	2219	2049	1902	1776	
24	13600	9067	6800	5440	4533	3886	3400	3022	2720	2473	2267	2092	1943	1813	
24,5	13883	9256	6942	5553	4628	3967	3471	3085	2777	2524	2314	2136	1983	1851	
25	14167	9444	7083	5667	4722	4048	3542	3148	2833	2576	2361	2179	2024	1880	
25,5	14450	9633	7225	5780	4817	4129	3613	3211	2890	2627	2408	2223	2064	1927	
26	14733	9822	7367	5893	4911	4210	3683	3274	2947	2679	2456	2267	2105	1964	
26,5	15017	10011	7508	6007	5006	4290	3754	3337	3003	2730	2503	2310	2145	2002	
27	15300	10200	7650	6120	5100	4371	3825	3400	3060	2782	2550	2354	2186	2040	
27,5	15583	10389	7792	6233	5194	4452	3896	3463	3117	2833	2597	2397	2226	2078	
28	15867	10578	7933	6347	5289	4533	3967	3526	3173	2885	2644	2441	2267	2116	
29	16150	10767	8075	6461	5383	4614	4038	3589	3229	2936	2691	2484	2338	2154	
29,5	16433	10956	8217	6575	5478	4695	4108	3652	3287	2988	2739	2528	2398	2192	
30	16717	11144	8358	6689	5567	4776	4179	3715	3340	3039	2782	2571	2459	2230	
31	17000	11333	8500	6800	5667	4857	4250	3778	3400	3091	2833	2615	2429	2267	
31,5	17283	11522	8642	6913	5761	4938	4321	3841	3453	3142	2876	2658	2490	2300	
32	17567	11711	8783	7027	5856	5019	4392	3904	3513	3194	2928	2703	2510	2342	
32,5	17850	11900	8925	7140	5950	5100	4463	3967	3566	3245	2971	2746	2571	2384	
33	18133	12089	9067	7253	6044	5181	4533	4030	3627	3297	3022	2790	2590	2428	
33,5	18417	12278	9208	7367	6138	5262	4604	4093	3680	3348	3065	2833	2649	2470	
34	18700	12467	9350	7480	6233	5343	4675	4156	3740	3400	3117	2877	2671	2493	
34,5	18983	12656	9492	7593	6327	5424	4746	4219	3793	3451	3160	2920	2732	2535	
35	19267	12844	9633	7707	6422	5505	4817	4281	3853	3503	3211	2964	2752	2569	
35,5	19550	13033	9775	7820	6517	5586	4888	4344	3906	3554	3260	3007	2813	2612	

Grubość s blachy w dennicach płas
(Podług wzoru VIII ze str. 1012 i

Średnica d dennicy mm	Wewnętrzny promień ø zaoblenia mm	Największa nadprężność p podczas pracy kotła, w kg/cm ²													
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
500	45	8	9,5	10,5	11,5	12,5	13,5	14	15	15,5	16,5	17	17,5	18	
	50	8	9	10,5	11,5	12	13	14	14,5	15,5	16	16,5	17,5	18	
	60	7,5	9	10	11	12	12,5	13,5	14	15	15,5	16	17	17,5	
	80	7	8,5	9,5	10	11	11,5	12,5	13	13,5	14,5	15	15,5	16	
	100	7	7,5	8,5	9,5	10	10,5	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	
	150	7	7	7	7	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10	11	
550	45	9	10,5	11,5	13	14	15	16	16,5	17,5	18	19	19,5	20	
	50	9	10,5	11,5	12,5	13,5	14,5	15,5	16,5	17	18	18,5	19,5	20	
	60	8,5	10	11	12,5	13,5	14	15	16	16,5	17,5	18	18,5	19,5	
	80	8	9,5	10,5	11,5	12,5	13,5	14	15	15,5	16,5	17	17,5	18	
	100	7,5	8,5	9,5	10,5	11,5	12,5	13	13,5	14,5	15	15,5	16,5	17	
	150	7	7	7,5	8	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	
600	45	10	11,5	13	14	15	16,5	17,5	18	19	20	21	21,5	22,5	
	50	10	11,5	12,5	14	15	16	17	18	19	19,5	20,5	21,5	22	
	60	9,5	11	12,5	13,5	14,5	15,5	16,5	17,5	18,5	19	20	21	21,5	
	80	9	10,5	11,5	13	14	15	15,5	16,5	17,5	18	19	19,5	20,5	
	100	8,5	10	11	12	13	14	14,5	15,5	16,5	17	17,5	18,5	19	
	150	7	8	9	9,5	10,5	11	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15,5	
650	45	11	12,5	14	15,5	16,5	18	19	20	21	22	22,5	23	24,5	
	50	11	12,5	14	15	16,5	17,5	18,5	19,5	20,5	21	22,5	23,5	24	
	60	10,5	12	13,5	15	16	17	18	19	20	21	22	23	23,5	
	80	10	11,5	13	14	15,5	16,5	17,5	18,5	19	20	21	21,5	22,5	
	100	9,5	11	12	13,5	14,5	15,5	16,5	17	18	19	19,5	20,5	21	
	150	8	9	10	11	12	13	13,5	14,5	15	15,5	16,5	17	17,5	
700	45	12	13,5	15	16,5	18	19,5	20,5	21,5	22,5	23,5	24,5	25,5	26,5	
	50	11,5	13,5	15	16,5	18	19	20,5	21,5	22,5	23,5	24,5	25	26	
	60	11,5	13,5	15	16,5	17,5	19	20	21	22	23	24	25	25,5	
	80	11	12,5	14	15,5	16,5	18	19	20	21	22	23	23,5	24,5	
	100	10,5	12	13,5	14,5	16	17	18	19	20	21	21,5	22,5	23	
	150	9	10	11,5	12,5	13,5	14,5	15,5	16	17	17,5	18,5	19	20	
750	45	12,5	14,5	16,5	18	19,5	21	22	23	24,5	25,5	26,5	27,5	28,5	
	50	12,5	14,5	16,5	18	19	20,5	22	23	24	25	26	27	28	
	60	12,5	14,5	16	17,5	19	20	21,5	22,5	23,5	24,5	26	27,5	27,5	
	80	12	13,5	15,5	17	18	19,5	20,5	21,5	22,5	23,5	24,5	25,5	26,5	
	100	11,5	13	14,5	16	17,5	18,5	19,5	20,5	21,5	22,5	23,5	24,5	25,5	
	150	10	11,5	12,5	14	15	16	17	18	19	19,5	20,5	21	22	
800	45	13,5	15,5	17,5	19,5	21	22,5	23,5	25	26	27,5	28,5	29,5	30,5	
	50	13,5	15,5	17,5	19	20,5	22	23,5	24,5	26	27	28	29	30	
	60	13,5	15,5	17	19	20,5	21,5	23	24,5	25,5	26,5	27,5	28,5	29,5	
	80	13	15	16,5	18	19,5	21	22	23,5	24,5	25,5	26,5	27,5	28,5	
	100	12,5	14	16	17,5	18,5	20	21	22,5	23,5	24,5	25,5	26,5	27,5	
	150	11	12,5	14	15,5	16,5	17,5	18,5	19,5	20,5	21,5	22,5	23,5	24	
850	45	14,5	17	19	20,5	22	23,5	25	26,5	28	29	30	31,5	.	
	50	14,5	16,5	18,5	20,5	22	23,5	25	26,5	27,5	29	30	31	.	
	60	14	16,5	18,5	20	21,5	23	24,5	26	27	28,5	29,5	30,5	.	
	80	13,5	16	17,5	19,5	21	22,5	24	25	26,5	27,5	28,5	29,5	30,5	
	100	13	15,5	17	18,5	20	21,5	23	24	25,5	26,5	27,5	28,5	29,5	
	150	12	13,5	15,5	16,5	18	19	20,5	21,5	22,5	23,5	24,5	25,5	26,5	
900	45	15,5	18	20	22	23,5	25,5	27	28,5	29,5	31	.	.	.	
	50	15,5	17,5	20	21,5	23,5	25	26,5	28	29,5	31	.	.	.	
	60	15	17,5	19,5	21,5	23	24,5	26	27,5	29	30,5	31,5	.	.	
	80	14,5	17	19	21	22,5	24	25,5	27	28	29,5	30,5	.	.	
	100	14	16,5	18,5	20	21,5	23	24,5	26	27	28,5	29,5	30,5	.	.
	150	12,5	14,5	16,5	18	19,5	21	22	23	24,5	25,5	26,5	27,5	28,5	29,5

Nicenia
(Dołącznik do pra

s oznacza grubość blachy w mm, *d* średnicę nita w mm, *t* podział

Grubość blachy	Nicenie jednocięte (na zakładkę lub jednostronną nakładkę)						Nicenie dwucięte (w łubki, t. j. z obu stronami nakładkami)					
	Nity z blachy w blachach zlewnych			Nity z żelaza skowalnego w blachach zlewnych			Nity z blachy w blachach zlewnych			Nity z żelaza skowalnego w blachach zlewnych		
<i>s</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	<i>φ</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	<i>φ</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	<i>φ</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	<i>φ</i>
Nicenie jednorzędne (rys. 287 str. 441)						Nicenie jednorzędne (rys. 291 str. 442)						
7	17	44	0,61	17	41	0,59	15	53	0,72	15	48	0,69
8	18	45	0,60	18	42	0,57	16	54	0,70	16	49	0,68
9	19	46	0,59	19	43	0,56	17	55	0,69	17	50	0,66
10	20	47	0,57	20	44	0,55	18	56	0,68	18	51	0,65
11	21	48	0,56	21	45	0,53	19	58	0,67	19	53	0,64
12	22	49	0,55	22	46	0,52	20	59	0,66	20	54	0,63
13	23	50	0,54	23	47	0,51	21	61	0,65	21	55	0,62
14	24	51	0,53	24	48	0,50	22	63	0,65	22	57	0,61
15	25	53	0,52	25	49	0,49	23	65	0,65	23	59	0,61
16	26	54	0,52	26	51	0,48	24	66	0,64	24	61	0,61
17	27	55	0,51	27	52	0,48	25	68	0,63	25	63	0,60
18	28	57	0,51	28	53	0,47	26	70	0,63	26	64	0,59
Nicenie dwurzędne, w zakosy (rys. 288 str. 442)						Nicenie dwurzędne, w zakosy rys. 292 str. 443)						
8	16	58	0,72	16	54	0,70	14	72	0,81	14	65	0,78
9	17	60	0,71	17	55	0,69	15	74	0,80	15	66	0,77
10	18	61	0,70	18	56	0,68	16	76	0,79	16	68	0,76
11	19	63	0,69	19	58	0,67	17	79	0,78	17	71	0,76
12	20	65	0,69	20	59	0,66	18	82	0,78	18	73	0,75
13	21	66	0,68	21	61	0,66	19	85	0,77	19	76	0,75
14	22	68	0,68	22	63	0,65	20	87	0,77	20	78	0,74
15	23	70	0,67	23	65	0,65	21	90	0,76	21	81	0,74
16	24	72	0,67	24	66	0,64	22	93	0,76	22	84	0,74
17	25	74	0,67	25	68	0,63	23	96	0,76	23	86	0,73
18	26	76	0,67	26	70	0,63	24	99	0,76	24	89	0,73
19	27	78	0,66	27	72	0,63	25	102	0,75	25	92	0,73
20	28	80	0,66	28	74	0,62	26	106	0,75	26	95	0,73
Nicenie trójrzędne, w zakosy (rys. 290 str. 442)						Nicenie trójrzędne, w zakosy (rys. 293 str. 443)						
12	18	72	0,75	18	65	0,73	16	92	0,83	16	82	0,81
13	19	74	0,74	19	68	0,72	17	96	0,82	17	85	0,80
14	20	77	0,74	20	70	0,71	18	100	0,82	18	89	0,80
15	21	80	0,74	21	73	0,71	19	104	0,82	19	93	0,80
16	22	82	0,74	22	75	0,71	20	108	0,81	20	97	0,80
Nicenie trójrzędne												
17	23	85	0,73	23	78	0,71	21	113	0,81	21	100	0,79
18	24	88	0,73	24	80	0,70	22	117	0,81	22	104	0,79
19	25	91	0,73	25	83	0,70	23	121	0,81	23	108	0,79
20	26	94	0,72	26	86	0,70	24	126	0,81	24	112	0,79
21	27	97	0,72	27	88	0,69	25	130	0,81	25	116	0,78
22	28	99	0,72	28	91	0,69	26	134	0,81	26	120	0,78
23	29	102	0,72	29	94	0,69	27	138	0,80	27	124	0,78
24	30	105	0,72	30	96	0,69	28	141	0,80	28	128	0,78
25	31	108	0,71	31	99	0,69	29	145	0,80	29	132	0,78
26	32	112	0,71	32	101	0,68	30	149	0,80	30	136	0,78
27	33	114	0,71	33	104	0,68	31	154	0,80	31	140	0,78
28	34	117	0,71	34	106	0,68	32	158	0,80	32	144	0,78

kotłowe *). widel hamburskich),
kę nicenia w mm, φ stosunek wytrzymałości szwów i pełnej blachy.

Grubość blachy	Nicenie jednocięte (na zakładkę lub jednostronną nakładkę)						Nicenie dwucięte (w łubki, t. j. z obustronnemi nakładkami)					
	Nity zlewne w blachach zlewnych			Nity z żelaza sko- walnego w bla- chach zlewnych			Nity zlewne w blachach zlewnych			Nity z żelaza sko- walnego w bla- chach zlewnych		
s	d	t	φ	d	t	φ	d	t	φ	d	t	φ
Nicenie czworzędne												
15	19	83	0,77	19	75	0,75	17	108	0,84	17	96	0,82
16	20	87	0,77	20	79	0,74	18	113	0,84	18	101	0,82
17	21	90	0,77	21	82	0,74	19	119	0,84	19	106	0,82
18	22	93	0,76	22	85	0,74	20	125	0,84	20	111	0,82
19	23	97	0,76	23	89	0,74	21	130	0,84	21	116	0,82
20	24	101	0,76	24	94	0,74	22	136	0,84	22	121	0,82
21	25	105	0,76	25	95	0,74	23	142	0,84	23	126	0,82
22	26	109	0,76	26	98	0,73	24	148	0,84	24	131	0,82
23	27	112	0,76	27	102	0,73	25	153	0,84	25	136	0,82
24	28	115	0,76	28	105	0,73	26	159	0,84	26	141	0,82
25	29	119	0,76	29	108	0,73	27	165	0,84	27	146	0,82
26	30	123	0,76	30	112	0,73	28	170	0,84	28	151	0,81
27	31	126	0,76	31	115	0,73	29	176	0,84	29	156	0,81
28	32	130	0,75	32	118	0,73	30	181	0,83	30	161	0,81
29	33	133	0,75	33	121	0,73	31	187	0,83	31	166	0,81
30	34	137	0,75	34	124	0,73	32	193	0,83	32	171	0,81
Nicenie pięciorzędne												
18	20	93	0,78	20	85	0,77	18	124	0,86	18	110	0,84
19	21	98	0,78	21	90	0,77	19	131	0,86	19	116	0,84
20	22	103	0,78	22	93	0,77	20	138	0,86	20	122	0,84
21	23	107	0,78	23	97	0,77	21	145	0,86	21	128	0,84
22	24	111	0,78	24	101	0,77	22	152	0,86	22	134	0,84
23	25	116	0,78	25	105	0,76	23	159	0,86	23	140	0,84
24	26	120	0,78	26	109	0,76	24	166	0,86	24	146	0,84
25	27	124	0,78	27	113	0,76	25	172	0,86	25	153	0,84
26	28	129	0,78	28	116	0,76	26	179	0,85	26	159	0,84
27	29	133	0,78	29	121	0,76	27	186	0,85	27	165	0,84
28	30	138	0,78	30	125	0,76	28	193	0,85	28	171	0,84
29	31	143	0,78	31	128	0,76	29	200	0,85	29	177	0,84
30	32	146	0,78	32	132	0,76	30	207	0,85	30	183	0,84
31	33	150	0,78	33	136	0,76	31	214	0,85	31	189	0,84
32	34	154	0,78	34	141	0,76	32	220	0,85	32	195	0,84
33	35	159	0,78	35	145	0,75	33	227	0,85	33	202	0,84
34	36	163	0,78	36	148	0,75	34	234	0,85	34	208	0,84
35	37	167	0,78	37	152	0,75	35	241	0,85	35	214	0,84
36	38	172	0,77	38	156	0,75	36	248	0,85	36	220	0,84

*) Tablice powyższe obliczył F. Prohmann, a wartości ich odpowiadają dobrym nieniom, stosowanym w praktyce; będą one przydatną wskazówką do projektowania nien. Tablice te dopełnia poniekąd rozprawa H. Diechoffa, Zeitschr. d. V. d. Ing 1898, str. 880 i nast., pod tytułem: Projektowanie nien kotłowych.

Grubości s blach w płytach płaskich, w mm,
obliczone podług wzoru VII, ze str. 1011, z uwzględnieniem prawi-
dła, aby grubość blachy nie była mniejsza niż 7 mm.

Odstęp e ściągow lub zespórek mm	Największa nadprężność p podczas pracy kotła, w kg/cm ²											
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	$c = 1,323$											
122	7	7	7	7	7	7	7,5	7,5	8	8,5	8,5	9
122	7	7	7	7,5	8	8	8,5	9	9,5	9,5	11	12,5
140	7	7	7,5	8,5	9	9,5	11	12	10,5	11	11,5	12
160	7	8	8,5	9	12	12,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5
180	7,5	8,5	9,5	12	11	11,5	12	12,5	13	14	14,5	15
202	8,5	9,5	10,5	11	12	12,5	13,5	14	14,5	15	15,5	16,5
242	9,5	11	12	13	14	15	15,5	16,5	17	18	18,5	19
302	11,5	13,5	14,5	16	17	18	19	22	21	22	23	23,5
362	14	15,5	17,5	19	22,5	21,5	23	24	25	26	27	28
402	15	17,5	19	21	22,5	24	25	26,5	27,5	29	32	31

$c = 1,0314$

102	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7,5	7,5	8
122	7	7	7	7	7	7,5	7,5	8	8,5	8,5	9	9,5
142	7	7	7	7,5	8	8,5	8,5	9	9,5	10	10	10,5
162	7	7	7,5	8,5	9	9,5	10	10	11	11	11,5	12
182	7	7,5	8,5	9	9,5	10,5	11	11,5	12	12,5	12,5	13
200	7,5	8,5	9	10	10,5	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5
240	8,5	10	11	11,5	12,5	13	14	14,5	15	16	16,5	17
300	10,5	12	13	14	15	16	17	18	18,5	19,5	20	21
360	12,5	14	15,5	16,5	18	19	20	21	22	23	24	25
400	13,5	15,5	17	18,5	20	21	22	23,5	24,5	25,5	26,5	27,5

$c = 0,9774$

100	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7,5	7,5	8
120	7	7	7	7	7	7,5	7,5	8	8	8,5	9	9
140	7	7	7	7,5	8	8	8,5	9	9,5	9,5	10	10,5
160	7	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	11,5
180	7	7,5	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13
200	7,5	8,5	9	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14
240	8,5	9,5	10,5	11,5	12,5	13	13,5	14,5	15	15,5	16	16,5
300	10,5	11,5	13	14	15	16	17	17,5	18,5	19	20	20,5
360	12	13,5	15	16,5	17,5	19	20	21	21,5	22,5	23,5	24,5
400	13	15	16,5	18	19,5	20,5	22	23	24	25	26	27

$c = 0,8658$

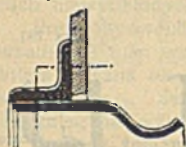
100	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7,5	7,5
120	7	7	7	7	7	7	7	7,5	8	8	8,5	8,5
140	7	7	7	7	7,5	8	8	8,5	9	9	9,5	10
160	7	7	7	8	8,5	8,5	9	9,5	10	10,5	10,5	11
180	7	7	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12
200	7	8	8,5	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5
240	8	9	10	11	11,5	12,5	13	13,5	14	15	15,5	16
300	10	11	12	13	14	15	16	16,5	17,5	18	19	19,5
360	11,5	13	14,5	15,5	16,5	17,5	18,5	19,5	20,5	21,5	22	23
400	12,5	14,5	16	17	18,5	19,5	20,5	21,5	22,5	23,5	24,5	25,5

miast zastosowanie do płomienic o grubszych ściankach lub małych średnicach.

2) Na obłuczyny wyoblone z dna na zewnątrz, lub też woblone na wewnątrz, podł. rys. 771. Woblenie do wnętrza kotła stosuje się rzadziej, np. do złączenia den wypukłych z płomienicą falowaną podł. rys. 800 (str. 1033).

3) Na kołnierzowe rozoblenie płomienicy, podł. rys. 770, lecz tylko gdy i pierściona płomienicy się między sobą łączą na kołnierze, podł. rys. 793 (str. 1028), oraz gdy płomienicę falowaną łączymy z dnem.

Rys. 767.



Rys. 768.



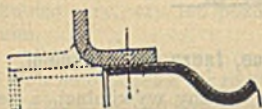
Rys. 769.



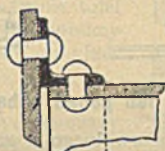
Rys. 770.



Rys. 771.



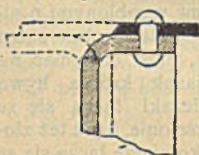
Rys. 772.



Rys. 773.



Rys. 774.



Rys. 775.



Rys. 776.



Rys. 777.



2. Dno z płaszczem łączy się:

1) Na wewnętrzne lub zewnętrzne wieńce kątownikowe, podług rys. 772 i 773.

2) Na obłuczynę skierowaną do wnętrza lub na zewnątrz kotła (podł. rys. 774), a dno wraz z obłuczyną zwiemy dennicą. Obłuczyna dennicy lub wieńce kątownikowy kieruje się na zewnątrz kotła, gdy wnętrze kotła jest niedostępne, a więc gdy znitowanie drugiego dna z płaszczem musi się dokonywać zupełnie na zewnątrz kotła.

3) Na kołnierze wewnętrzne lub zewnętrzne, wyrobione przez woblenie lub rozoblenie w płaszczach, (podł. rys. 775); złącza tego rodzaju stosują się rzadko, a kołnierze zewnętrzne płaszcza jest ustrojem wprost wadliwym.

3. Komora paleniskowa z płaszczem łączą się:

- 1) Na pierścienie żelazne odkuwane (rys. 776).
- 2) Na wieniec z ceownika Γ (rys. 777).
- 3) Na wieniec z dwóch kątowników ze sobą znitowanych (rys. 781).
- 4) Na stożkowate rozoblenie komory paleniskowej, przechodzące w obłuczynę (rys. 778).
- 5) Na stożkowaty pierścień z obustronnem zaobleniem, przechodzącym w obłuczynę (rys. 779).
- 6) Na kołnierze (rys. 780) lub wieńce kątownikowe, za pośrednictwem ich przyłączenia do wspólnego dna.

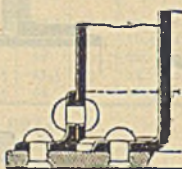
Rys. 778.



Rys. 779.



Rys. 780.



Rys. 781.



4. Walczaki, obok lub ponad sobą leżące, łączą się króćcami.

Króćce z żelaza skowalnego z gatunku blachy wywijalnej, a ze zlewnego z blachy ogniowej (p. T. II str. 54 i 55). Ścianki nie mają być cieńsze niż 10 do 12 mm dla króćcy o średnicy 400 do 500 mm z kołnierzami wyoblonymi o nieniczeniu jednorzędnym na zakładkę. Jeżeli kołnierz ten z powodu wysokiej prężności pary, musi otrzymać nieniczenie dwurzędne, to grubość ścianek króćca bywa przynajmniej 13 do 15 mm. Walczaki łączą się ze sobą, bądź to króćcem o jednym pierścieniu, bądź też złożonym z dwóch pierścion, których kołnierze łączą się ze sobą na śruby i miedzianą uszczelką pierścieniową, albo też lepiej na nity ze wstawionym między kołnierze pierścieniem żelaznym. Króćce o jednym pierścieniu bardziej się zalecają.

Rys. 782.



5. Osadzanie płomieniówek i opłomek w ścianki kotłowe

(rys. 783 do 790)

dokonywa się ponajczęściej przez roztlóczenie końcy tych rurek za pomocą roztlóczarki, a mianowicie z wyobleniem krawędzi rurek lub bez niego; albo też końce rur mocujemy nakrętkami, nakręconymi na rury, wreszcie tulejami wsadzonemi w rury. Roztlóczki roztlóczarek bywają albo gładkimi krążkami (ustrój Dudgeon'a), a natenczas roztlóczają na gładko, albo wycinkami profilowanymi (ustrój Prosser'a), a wówczas roztlóczają z wypęceniem.

Wyniki doświadczeń nad wytrzymałością rozmaitych złączy rurek i ścianek *):

1. Rury mosiężne.

Rurki z końcami wyoblonymi, bez tulejek wsadzanych, okazały się bardziej wytrzymałe na ciągnięcie w złączach rozłączanych na gładko, niż z wypęceniem, zwłaszcza gdy były osadzone w cienkich ściankach; natomiast rozłączanie z wypęceniem dawało lepsze wyniki dla rur o końcach niewyoblonych.

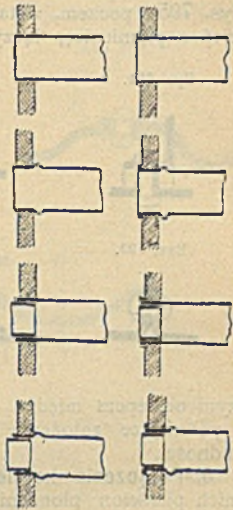
Przy obydwóch sposobach rozłączania, wsadzenie tulei wzmacnia złącza, przyczem tuleja żelazna okazywała się skuteczniejszą od mosiężnej. Same nakrętki, bez wsadzenia tulei, nie wzmacniają złącza.

2. Rury żelazne rozłączane na gładko.

Wyoblenie końca rury dodaje wytrzymałości złącza; a również i wsadzenie tulei i to bez względu na to, czy wyoblony koniec rury, czy też pozostawimy go gładkim.

Przez stosowanie dziur stożkowatych na osadzenie rur rozłączanych możemy zwiększyć bardzo znacznie wytrzymałość złącza na ciągnięcie, a mianowicie z 500 kg/cm^2 na 1400 kg/cm^2 , t. j. prawie do wytrzymałości rur z końcami wyoblonymi ($\approx 1800 \text{ kg/cm}^2$), jednakże tylko pod warunkiem, że stożkowatość dziury będzie znaczniejsza, np. gdy dziura $66,7 \text{ mm}$ rozszerzy się do $71,5 \text{ mm}$ średnicy. Natomiast mniejsza stożkowatość ($66,7 \text{ mm}$ na $68,3 \text{ mm}$) wytrzymałości złącza prawie że nie zwiększyła.

Rys. 783 do 790.



II. Wzmocnienia.

1. Osztynienia płomienic.

1. **Wience z kątowników** (rys. 791) o przekroju $75 \cdot 75 \cdot 12 \text{ mm}$, skuwane na średnicę większą od płomienicowej (tak, aby wokół między płomienicą a wiencem pozostawał luz 25 do 30 mm), łączą się z płomienicą na zespórki w odstępach wzajemnych po 150 mm. Tuleje zespórek wyrabiają się z odcinków rur, lub przez zwiniecie kawałków płaskownika, a grubość ich ścianek nie ma przekraczać 5 mm.

Osztyniając płomienicę, założoną już w kotle, wypada wieniec kątownikowy wykonać z dwóch połówek, i złączyć je łubkami, obejmującymi końce kołnierzy łączonych, podczas gdy walcowate części połówek wienca pozostają bez wzajemnego połączenia.

2. **Dwupierścień płaski** (sposób Böcking'a). Dwa pierścienie płaskie, lecz wygięte w miejscach gdzie mają przechodzić nity zespórkowe, nitujemy ze sobą, przyczem, jeżeli pierścienie składają się

* Doświadczenia W. H. Shock'a. Engineering 1877 str. 109 i 335 i Zeitschr. des Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine rocznik, I, str. 59.

z wycinków, zetknie ich powinny się mijać nawzajem. Wspomniane wygięcia obydwóch pierścieni na zewnątrz wytwarzają kanalik w kierunku promienia, a kanaliki te rozwiercamy do średnicy nita (rys. 795), poczem, wstawiwszy tuleję zespórkową między dwupierścienią a płomienicą, łączymy je nitami. Ustrój ten zaleca się mniej-

Rys. 791.



Rys. 792.



Rys. 795.



Rys. 793.



Rys. 794.



szym odstępem między pierścieniem a płomienicą niż w ustroju 1., a późniejsze założenie dwupierścienia w kotle mniej przedstawia trudności.

3. **Połączenie kołnierzone** (rys. 793). Między kołnierze sąsiednich pierścion płomienicy, dla zwiększenia sztywności, wstawiamy pierścien płaski, około 10 mm gruby, wystający na zewnątrz około 10 mm poza kołnierze, a sięgający swym obwodem wewnętrznym aż do zaoblenia, jakim kołnierz przechodzi w część walcową pierściona.

4. **Połączenia na wieńce z teowników 1, albo żłobowników** (rys. 792 i 794), z których połączenie w końcu wspomniane odznacza się większą sprężystością, obydwa jednak połączenia mają wspólną wadę, że się podwójna grubość blachy wystawia na bezpośrednie działanie ognia.

5. **Osztynienie falą rozciągającą**, pomysłu inż. Maciejewskiego, stosowane przez fabrykę Fitzner i Gamper w Sosnowicach, usuwa wadę co dopiero wspomnianą (por. rys. 795-a, 795-b, 795-c i 795-d str. 1030 i 1031). Poprzeczny pas pierściona rozżarza się, poczem, pod poosiowym naciskiem tłoczni, rozżarzony pas rozciąga się odśrodkowo na zewnątrz, a wytwarzająca się w ten sposób fala pierścieniowata otrzymuje kształt pożądany wskutek uprzednio nałożonego na pierściono szablonu dwudzielnego. Pierściona takie łączą się ze sobą na kołnierze podł. rys. 793. Długość pierścion do 15 m (p. rys. 795-c). Wagi jednego pierściona podano w tablicy str. 1030 i 1031.

6. **Połączenie sposobem Prégardien'a** (rys. 796) jest dosyć sprężyste, a cofnięty szew nitów mniej wystawiony na strumień płomienia.

7. **Płomienice falowane ustroju Fox'a** (rys. 798), i **Morisson'a** (rys. 799). Płomienica w ustroju Morisson'a posiada fale, wypu-

kłóścią swą zwrócone ku osi płomienicy, dwa razy dłuższe od fal, których wypukłość zwraca się na zewnątrz.

Grubości ścianek płomienic falowanych podano na str. 1011; wytrzymałość szwu skuwanego bywa 90 do 95% wytrzymałości bla-

Rys. 796.



Rys. 797.



Rys. 798.



Rys. 799.



chy jednolitej; powierzchnia ogrzewana jest o $\frac{1}{7}$ większa niż w płomienicy gładkiej; dalsze dane zestawiamy w tablicy poniższej.

Średnica wewnętrzna mm	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300
Średnica zewnętrzna mm	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400
Waga kg/m . . .	210	235	250	265	280	295	310	335	360	375	390	415	435
Grubość blachy mm	10	10	10	10	10	10	10,5	10,5	10,5	10,5	11	11	11,5
Nadprężność, podczas pracy, atm. .	13	13	12	11,5	11	10,5	10,5	10	10	9,5	9	9	9

8. **Płomienice uźebrowane** (systemu Purves'a). Grubość ścianek oblicza się podług str. 1011, w założeniu nieoszywnionej długości $l=0$, ponieważ grubość blachy w bliskości żeber znacznie się zwiększa, nawet do 1 cala ang. (25,4 mm). John Brown i S-ka w Sheffieldzie wyrabiają płomienice grubości ścianek $\frac{7}{16}$ do $\frac{5}{8}$ cala ang. (11 do 16 mm), o średnicach prześwitu 28 do 52 cali ang. (711 do 1321 mm), i długościach pierścion 60 do 102 cali ang. (1524 do 2591 mm)

9. **Garłacze Galloway'a** (rys. 797) nie oszywniają płomienic wokół, stanowią jednak dobre uszywnienie zwłaszcza w kierunku swych osi, a nadto polepszają krążenie wody w kotle. Stawiamy je pionowo lub pochyło: pierwszy sposób ułatwia ustawienie garłacza, drugi zaś ściślejsze zetknięcie się ze spalinami.

Średnice garłaczy nie powinny być nadmierne, dobrym będzie stosunek 0,225 do 0,25 między ich średnicą średnią, a średnicą płomienicy. Garłacze stawiają się w odstępach 1,25 do 1,5 m w sposób, aby na każde 2 m płomienicy wypadł jeden garłacz. Z uwzględnieniem tych warunków dzielimy płomienicę na pierściona tak, aby

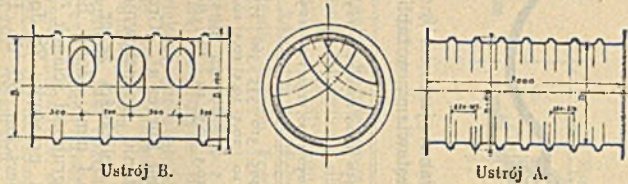
Przybliżona waga w kg jednego pierściona 2 m długiego płomienic falowanych,

(na prężności od 5 do 14 atm.)

wyrabianych przez fabrykę „Fitzner i Gamper“ w Sosnowicach.

Rys. 795-a.

Rys. 795-b.

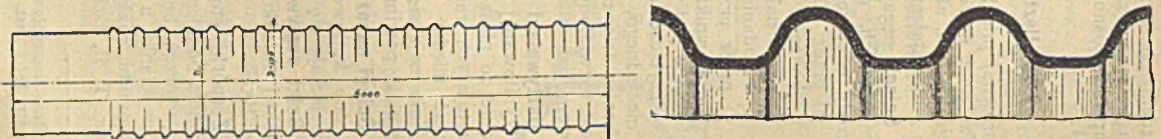


Średnica wewnętrzna D i zewnętrzna $D+100$	Ustrój płomienicy	Grubości blach „s“ w mm																Średnica zewnętrzna gar. Gallow. w mm
		9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15	15,5	16	16,5	
600/700	A	340	359	378	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	400	425	448	470	495	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
650/750	A	364	385	405	440	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	432	458	482	503	526	558	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
700/800	A	388	410	432	454	475	497	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	465	490	516	536	556	590	615	645	—	—	—	—	—	—	—	—	—
750/850	A	415	449	462	485	502	531	554	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	502	531	554	575	599	630	637	687	716	—	—	—	—	—	—	—	—

800/900	A	443	468	492	516	542	565	590	615	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	540	572	593	615	642	670	700	730	760	780	800	—	—	—	—	—	—
850/950	A	469	497	523	548	575	599	626	652	678	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	570	603	631	657	686	715	745	775	805	830	852	877	—	—	—	—	—
900/1000	A	496	526	554	580	607	634	662	690	718	744	770	—	—	—	—	—	—
	B	600	625	670	700	730	760	790	820	850	880	905	930	960	990	—	—	—
950/1050	A	523	554	583	611	640	671	699	728	758	786	814	842	871	—	—	—	—
	B	646	677	707	735	765	797	828	860	888	918	948	980	1010	1040	1070	—	—
1000/1100	A	551	582	612	643	674	705	736	767	798	828	858	888	918	—	—	—	—
	B	—	720	745	770	800	835	867	900	927	955	992	1030	1060	1090	1120	1150	—
1050/1150	A	578	610	642	675	707	739	770	803	835	868	899	962	963	994	—	—	—
	B	—	747	777	807	840	880	911	945	976	1006	1041	1075	1105	1140	1175	1207	—
1100/1200	A	605	638	672	708	740	773	806	840	873	908	941	976	1009	1042	—	—	—
	B	—	—	810	845	880	925	955	990	1025	1057	1090	1120	1150	1190	1230	1265	1300

Rys. 795-c.

Rys. 795-d.



w każdym pierścieniu był jeden garłacz. Garłacze nie stożkowe, ale za to z osią zakrzywioną, stosuje do płomienic fabryka Fitzner i Gamper w Sosnowicach, por. rys. 795-a, oraz tablicę na str. 1030 i 1031.

2. Usztywnienia płaskich ścianek kotłowych.

Porównaj pravidła hamburskie str. 1008.

Wzajemne odstępstwa między usztywnieniami ścianek płaskich warunkują się tem, aby naprężenie wskutek uginania się ścianki, a również i odkształcenia nie przekraczały granic właściwych *).

1. **Ściąg**, sięgające od dna do dna kotła, zalecają się jedynie do kotłów krótkich, a wypada je rozmieścić w taki sposób, aby nie utrudniały oczyszczania kotła. Ściąg łączą się z dnem kotłowym:

- a) przez wkręcenie na gwint w dno i rozkucie wystającego końca w nakówek,
- β) przez nakręcenie naśrubków na gwintowane końce ściąg z dodaniem podkładek pod naśrubki,
- γ) przez przyłączenie końca ściąg, na sworznie lub kliny do kątownika lub teownika, przynitowanego do dna kotła.

Połączenie pod γ rozszerza działanie ściąg na większą powierzchnię. Przyłączenie końca ściągowego do teownika za pośrednictwem nie jednego, lecz kilku sworzni, ma swoje zalety, a w tym razie koniec ściąg rozkuwa się w postać litery T. Jeżeli zaś koniec jest rozwidlony, to zazwyczaj zabezpieczają sworzeń lonkami kliniastymi.

2. **Usztywniki narożne** łączą dno z płaszczem za pomocą blachy przynitowanej do kątowników, które się znów nitują do dna względnie do płaszcza. Nie zaleca się stosować blach podwójnych, obchwytyjących ramię kątownika; lepiej będzie, pojedynczą blachę wnitować między dwa kątowniki niceniem w łubki. Kątowniki na dnach nie mają się zbliżać do płomienic na więcej niż 200 mm. Usztywniki powinny być dosyć długie.

3. **Ściąg narożne**, z krągowników lub płaskowników, łączą również dno kotłowe z płaszczem, skierowane są ukośnie, a końce ich przyłączają się do dna i płaszcza za pośrednictwem kątowników.

4. **Belki usztywniające**, przekroju I, **I**, **J**, **L**, przytwierdzają się do płaskiej ścianki kotła, np. dna, nitami, lecz lepiej zespórkami (p. str. 1008).

5. **Zespórki** stosują się do usztywnienia ścianek o nieznacznym, wzajemnym oddaleniu. Przez tuleję, stanowiącą rozporę ścian, przechodzi sworzeń, będący ściągami. Końce sworzni wkręcają się na gwint w ścianki, a wystające ponad ścianki części końców, po usunięciu gwintu, rozkuwają się w nakówki, jak przy zwykłym nitowaniu (por. T. II, Dział XI, Kolejnictwo).

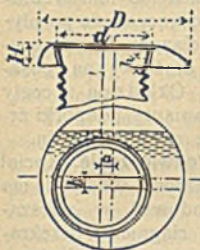
*) Dane szczegółowe podano w dziele C. v. Bach'a, Die Maschinen-Elemente. Wyd. 8, str. 192 i nast.

6. Ściankę płaską możemy znacznie usztywnić, nadając jej pełną wypukłość. Dla tego też dna i dennice kotłów, o ile nie wstawiamy w nie płomieniówek, bywają ponajczęściej wypukłone, a natanczas nie wymagają już usztywnienia dodatkowego, np. za pomocą ściągów. Na połączenie płomienic z takimi dennicami, otrzymują otwory dennic obłuczynę wobloną lub wyobloną, a połączenie tego rodzaju zwłaszcza, gdy płomienica jest falowana, a więc sprężysta i łatwo się poddająca, jest ze wszech miar zalecenia godne, (por. rys. 800).

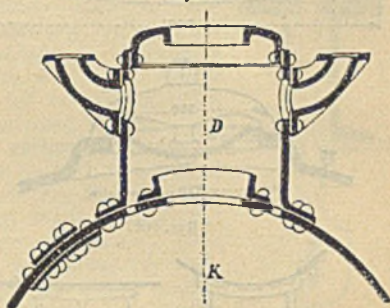
3. Włazy i t. p. otwory w ściankach kotłowych.

Wszelkie wycięcia w ściankach kotłowych nie powinny być większe niż konieczność tego wymaga. Włazy bywają 300 do 350 mm szerokie, a 400 do 450 mm długie, w skrajnych zaś wypadkach, gdy ścianek więcej osłabiać nie można, zmniejszają je do 280 na 380 mm.

Rys. 800.



Rys. 801.



Otwór pod dzwonem parowym miewa zwykle rozmiary wjazdu (rys. 801). Właz do samego dzwona, podług prawideł hamburskich, ma otrzymać wymiary dostateczne do wygodnego badania stanu całego wnętrza dzwona.

Ponieważ naprężenie w płaszczu kotłowym w kierunku osi jest dwa razy mniejsze, niż w kierunku obwodu, więc zaleca się, dłuższą oś wycięcia eliptycznych układać w kierunku obwodu.

Jeżeli otwór w ściance kotłowej osłabia ją nadmiernie, albo gdy kraj otworu mógłby się wygiąć pod naciskiem pałaka, przywierającego pokrywą, to pobrzeże takiego otworu należy wzmocnić. W tym celu nitujemy na pobrzeżu otworu wieńce z płaskownika lub kątownika, którego przekroje mają chociaż częściowo zastąpić przekrój blachy wyciętej. Wieńce z płaskownika, okalające zwykle włazy, miewają przekrój 80 do 100 mm na 12 do 18 mm.

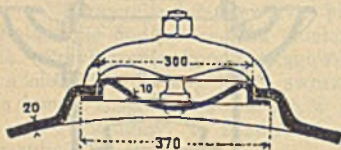
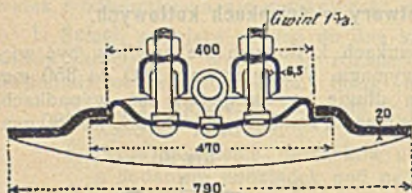
Pokrywa włazowa przylega do pobrzeża otworu od strony wewnętrznej kotła, a przytwierdza się zazwyczaj dwoma śrubami (około 30 mm średnicy) do pałaków włazowych. Łatwo dają się uszczelniać pokrywy wytłaczane, przedstawione w rys. 802, z taki-

miż pałkami, a żeliwo nie nadaje się ani na pokrywy ani na pałki włazowe (por. prawidła hamburskie).

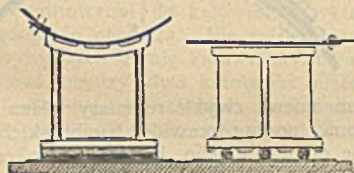
II. Sadowienie kotłów.

Podparcie. Kocioł wspiera się na podpórkach skrajnymi pierścionami, a napełniony wodą, nie ma wywierać na powierzchnię podpórki ciśnienia przekraczającego 6 kg/cm^2 . Wierzch podpórki

Rys. 802.



Rys. 803.



kotła mniej się zaleca. Na wypadek zerwania się podwieszeń należałoby pod kocioł stawiać podpórki zapasowe.

Łączne podparcie i podwieszenie. Gdy górny walczak kotła wystaje znacznie ku przodowi poza dolny (p. rys. 730, str. 969), zaleca się sprężynujące, dodatkowe podwieszenie kotła, spoczywającego na podpórkach, a to w celu odciążenia króćca przedniego i szwów, łączących go z walczkami. Ponieważ przód górnego walczaka, podczas pracy kotła nieco się unosi, więc podwieszenie sprężynujące, przedstawione w rys. 804, nadaje się bardzo dobrze w tych warunkach; da się ono bowiem dociągać do właściwej miary, t. j. nastawić podług istotnego uniesienia się przodu walczaka górnego. Sprężynie nadają przekrój około $20 \cdot 20 \text{ mm}$. Sztwyne wsparcie przodu walczaka górnego, np. łapami, chybiałoby celu, a to z powodu unoszenia się tegoż przodu (por. rys. 807, 808, str. 1036).

kształtujemy w żebra w kierunku osi kotła (rys. 803). Z dwóch lub w większej ilości podpórek kotłowych tylko jedna powinna być stała, pozostałe zaś, ze względu na wydłużanie się kotła, stawiamy na wałkach 60 mm średnicy, toczących się po płycie żelaznej, 10 mm grubej, ułożonej na posadzie. Okładziną z cegły ochramiamy podpórki żelwne od żaru spalin.

Podwieszenie. Kocioł napełniony wodą nie ma powodować w wieszakach ciągnięcia przekraczającego 750 kg/cm^2 . Wieszak łączy się z kotłem na łubki przynitowane do kątowników, znitowanych z kotłem; połączenie wieszaka z uchem przynitowaniem do

III. Obmurze kotłowe.

a. Materiał.

1. Zaprawą najwłaściwszą jest glina; zaprawa wapienna nie nadaje się stanowczo przynajmniej do tych części obmurza, które stykają się z kotłem, albo ze spalinami. Cegłę ogniotrwałą układamy na zaprawę z glinki ogniotrwałej.

2. Cegła. Przeważną część obmurza muruje się ze zwykłej cegły dobrej jakości, palenisko i przewal natomiast z cegły ogniotrwałej, a wszelkie powierzchnie, stykające się z kotłem, jakoteż kanały spalinowe, wystawione na większy żar, otrzymują okładzinę z cegły ogniotrwałej. Okładzinę taką otrzymują więc, np. podłużny kanał pierwszego lotu, ściany aż do drugiego jazu, tylna ściana nawprost kanału pierwszego lotu i t. p.; same zaś jazy i przegrody, zwłaszcza bliższe paleniska, murują się w całości z cegły ogniotrwałej. Cegłę ogniotrwałą, dobrze przewilżoną układamy z możliwie wązkami spoinami, a okładzina wiąże się z murem okładanym, co drugą, trzecią lub czwartą warstwę, wzbieniem się warstwy ogniotrwałej w mur.

3. Grubość i ustrój ścian obmurza. Ściany zewnętrzne $1\frac{1}{2}$ lepiej 2 cegły grube; zalecają się w nich pionowe warstwy powietrzne 50 mm grube, przyczem okładzina zewnętrzna wiąże się z murem, co kilka warstw. Jazy boczne w miejscu, gdzie stykają się z kotłem, bywają nie ponad pół cegły grube. Zaleca się wkładanie pasków blachy między mur jazu, a płaszcz kotła, zwłaszcza przy gruncie wilgotnym. Cegłę jazów, stykającą się z kotłem, nie przykrzesujemy podług kształtu płaszcza, lecz dosuwamy ją w całości do niego tak, aby jedna tylko jej krawędź go dotknęła, przez co wytwarzają się kanaliki trójkątne, zapobiegające zastojowi spalin w tych kątach.

b. Wykonanie.

1. Obmurze paleniska zewnętrznego, wykonane podług prawej strony rys. 806 jest mniej trwale niż wykonane podług strony lewej, powierzchnie cegły upalają się bowiem, jak wskazuje linia kropkowana, a

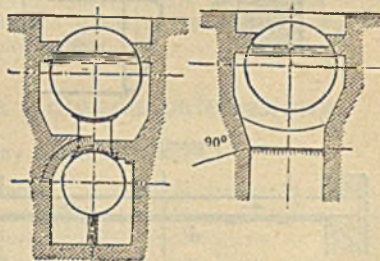
przykrzesane powierzchnie cegły, w wyższej części paleniska są nietrwałe. Sposób obmurowania podług lewej strony rysunku wad

Rys. 804.

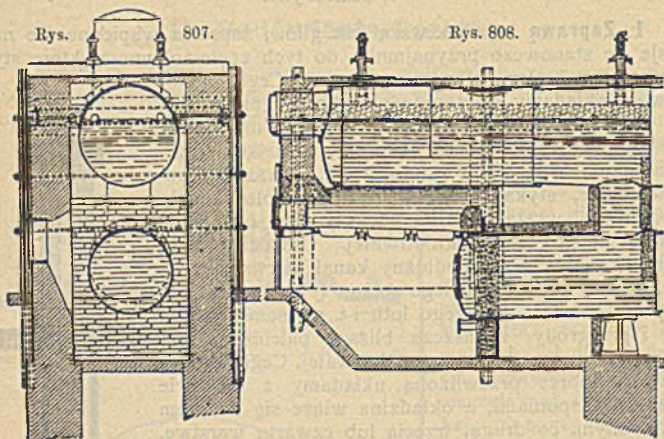


Rys. 805.

Rys. 806.



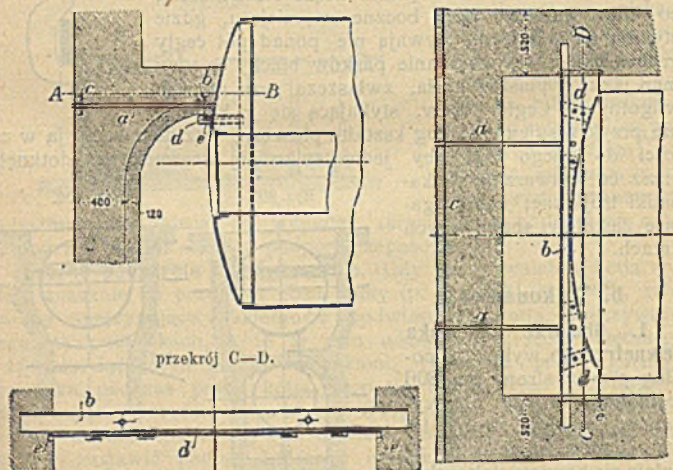
tych nie posiada, gdyż warstwy cegieł ustawiają się prostopadle do powierzchni komory paleniskowej.



2. Nie należy ściśle obmurowywać części kotła przechodzących przez obmurze, jako to: skrzynek wodoskazowych, płaszczy kotło-

Rys. 809.

przekrój A—B.



wych i t. p., przyczem obwodowy szew nitowany powinien wystawać poza obmurze. Między murem a takimi częściami kotła zosta-

wiamy szczelinę 30 do 50 mm i wypełniamy ją materiałem niepalnym, a lekko ściśliwym, np. wełną żuźlową (p. rys. 808).

3. Kanałów spalinowych walczaka dolnego **nie należy przesklepiać**, jak po lewej stronie rys. 805, lecz wytworzyć pokrycie kanału przez **wysadzenie** cegieł, jak to wskazano na prawej stronie tegoż rysunku.

4. Ściąg obmurza.

1. Część obmurza stykającego się z kotłem poniżej najniższego poziomu w kotle. Stosując palenisko wewnętrzne, można ściąg poprzeczne przyczepić do łap kotłowych, a na gwint na zewnętrznym końcu ściąga nakręcić naśrubek, któryby przyciskał podłożoną podkładkę większej średnicy (np. 400 mm) do powierzchni obmurza. Stosując palenisko zewnętrzne, należy silniej ściągać obmurze. Zaleca się ułożyć wzdłuż ceownik Γ i przyciągnąć go do obmurza ściągami powyżej opisanymi, lecz bez podkładek (p. rys. 807).

2. Przyciągnięcie tylnej ściany. Zaleca się sposób przedstawiony w rys. 809, zwłaszcza gdy spaliny przeprowadzamy jeszcze ponad przestrzenią parową: Do poprzecznie ułożonego dwuteownika Γb , końcami zamurwanego w ściany boczne, przyciągamy ścianę tylną ściągami (a, a) za pośrednictwem ceownika Γc , wglębionego w zewnętrzną powierzchnię ściany tylnej. Przestrzeń swobodną między dnem kotła a dwuteownikiem b zasłaniamy płytą d , wyciętą z płaskownika, przylegającą szczelnie do dna kotłowego i doń przytwierdzoną za pośrednictwem czterech łap kątowych. Płyta d przesuwa się swobodnie wraz z dnem kotłowym, podczas gdy dwuteownik b i tylna ściana nie biorą udziału w tym ruchu. W celu uszczelnienia pozostającej między płytą a dwuteownikiem szczeliny, wypełniamy wytwarzające się tu zagłębienie wełną żuźlową. Dla lepszego prowadzenia płyty d układamy jej boki w prowadnicach e, e , wmurowanych w ściany boczne, a wytwarzanych z kawałków ceownika o małym przekroju.

3. Obmurze paleniska ściągamy ściągami poprzecznymi, przechodzącymi przez sklepienie paleniskowe i przez przewał. Końce ściągów są zaopatrzone w naśrubki, które przyciskają podkładki do obmurza. Lepiej zastąpić oddzielne podkładki długimi stojakami z ceownika lub z szyn kolejowych, których dolne końce tkwią w posadzce, albo w gruncie, a których górne końce dociągają się nadto ściągami, leżącymi tuż ponad kotłem.

IV. Osprzęt kotła i obsada paleniskowa.

1. Rusztowiny rusztów płaskich..

Utwardzone rusztowiny żeliwne są na ogół trwalsze od żelaznych (skowalnych), które zazwyczaj wykonywamy w postaci rusztowin złożonych z trzech płaskowników znitowanych ze sobą na przekładki. Najbardziej zaufnym okazuje się w praktyce ruszt z wążkami przewiewiami prostokątnymi. Na wydłużenie się rusztowin zostawiają luz $\frac{1}{50}$ ich długości.

Prawidłowa rusztowina ma dopełniać warunków następujących jej środek ciężkości powinien leżeć poniżej płaszczyzny oporów; przelot powietrza przez przewiewie ma być należyty, a powietrze ma się rozdzielać prawidłowo i chłodzi skutecznie rusztowiny, zagrzewając się przy tem dostatnio; wreszcie ma ona umożliwiać łatwe oczyszczanie rusztów od spodu. Długość rusztowin bywa zatem 500 do 650 mm, a wyjątkowo tylko większa; wysokość na całej długości (z wyjątkiem oporów) jednostajna, równa $\frac{1}{3}$ do $\frac{1}{6}$ rozpiętości; grubość rusztowiny, a zwłaszcza szerokość przewiewia między rusztowinami zależy od spiekliwości węgla, płynności żużla, siły ciągu i t. p.

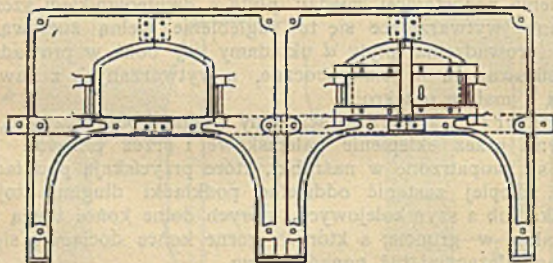
Meidinger *) podaje poniższe dane dla rozmaitych ustrojów rusztu:

Waga rusztu na 1 m ² jego powierzchni . . .	120 do 470 kg
Przekrój przewiewi na 1 m ² rusztu	0,285 „ 0,50 m ²
Szerokość przewiewi	3 „ 8 mm
Szerokość rusztowiny na wierzchu	6 „ 18 mm
Wysokość rusztowiny	35 „ 140 mm
Waga rusztowiny pojedynczej lub składanej .	0,6 „ 18,8 kg

2. Rusztownice.

Przednią rusztownicę ukształcamy zazwyczaj jako część płyty przedrusztowej, której głębokość bywa 400 mm w paleniskach ze-

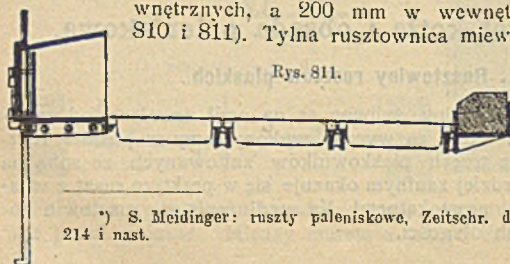
Rys. 810.



wewnętrznych, a 200 mm w wewnętrznych (por. rys. 810 i 811). Tylna rusztownica miewa często nadlewy.

Rys. 811.

wspierające przewal, a do palenisk wewnętrznych nadlewają do



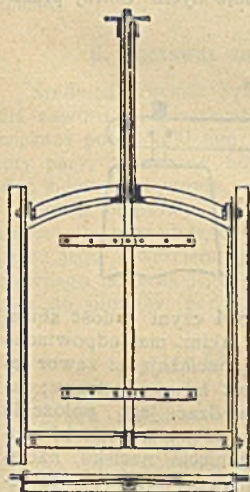
*) S. Meidinger: ruszty paleniskowe, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1873, str. 214 i nast.

niej ściankę przedziałową, przegradzającą popielnik od dalszej płomienicy. Przegrodę tę zaopatrują też w drzwiczki do czyszczenia płomienicy. Rusztownice pośrednie wykonują się z przewiewiem, p. rys. 811. Rusztownice palenisk wewnętrznych łączą się nawzajem ściągamymi śrubowymi.

3. Odrzwice paleniskowe.

Odrzwice palenisk wewnętrznych bywają często z żelaza kowalnego, palenisk zewnętrznych zaś prawie zawsze żeliwne (p. rys. 810). W kotłach płomienicowych, o palenisku wewnętrznym, najlepiej przytwierdzać odrzwicę do wystającego końca płomienicy, chociaż przytwierdzają nieraz odrzwicę i do dna kotłowego. W paleniskach zewnętrznych nieodzownym jest silne połączenie odrzwic z obmurzem, a zaleca się, dzielić odrzwice w odlewie pionowo na dwie części, ześrubowane potem na nakładki, a to w celu zapobieżenia pęknięciom odrzwic wskutek żaru. Drzwiczki od strony paleniska otrzymują płytę przeciwarową, a w celu jej chłodzenia, dolotki, t. j. otwory na dolot powietrza, zamykane zasuwą pokrętną. Odstęp między płytą a drzwiczkami bywa 80 do 100 mm. Wystający koniec płomienicy osłania się od żaru ogniotrwałym podniebieniem ochronczym nad płytą przedrusztową. Szerokość drzwiczek jednoskrzydłowych bywa 300 do 375 mm, wysokość 250 do 350 mm. Otwór na drzwiczki dwuskrzydłowe bywa natomiast 450 do 550 mm szeroki, a 300 do 350 mm wysoki

Rys. 812.



4. Zawieradła ciągu.

1. **Zasuwy** bywają ponajczęściej żeliwne. Oprawa zasuw osadza się silnie w murze, a ciężar samej zasuw równoważy się przeciwwagą. Przyrządem do odmykania bywa zazwyczaj łańcuch przełożony przez krążki, których łożyska spoczywają w mocnych widłakach.

2. **Przepustnice** podł. rys. 812 przedstawiają mało oporu przy pokręcaniu.

Rys. 813.



3. **Czapy na kanale spalinowym** (rys. 813) bywają żeliwne lub też dla lekkości z żelaza skowalnego, oprawy ich (siodła) zaś zazwyczaj żeliwne. Czapy okrągłe nie wymagają prowadnic, które są niezbędne dla czap kwadratowych.

5. Zawory bezpieczeństwa.

Przekrój przelotu zawora bezpieczeństwa określamy wzorem:

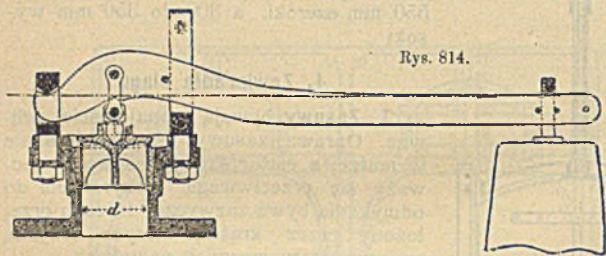
$$f = 15 \sqrt{(v : p_1)} \text{ mm}^2,$$

w którym f oznacza niezbędny przekrój zawora w mm^2 na 1 m^2 powierzchni ogrzewanej kotła, p_1 najwyższą dozwoloną nadprężność pary w atm., v objętość 1 kg pary danej prężności w l (p. tabl. str. 286 i 287), w którym to wzorze uwzględniono już zwężenie przelotu o 20% przez prowadniki bukiewkowate grzybka zaworowego.

Wartości obliczone podług tego wzoru zestawiono w tablicy poniższej:

$p_1 =$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$v =$	896	612	467	379	319	276	244	218	198	181	167	154	144	135
$f =$	449	262	187	146	120	102	89	78	70	64	58	54	50	47

Gdyby przelot zawora miał być większy niż 100 mm średnicy, to lepiej zawór taki zastąpić większą ilością zaworów mniejszych, zwłaszcza na parę wysokiej prężności, a to w celu uniknięcia nadmiernej wagi naciągu zawora. Zawory naciągane za pośrednictwem dźwigni są podatniejsze od bezpośrednio naciągniętych. Ustrój przed-



Rys. 814.

stawiony w rys. 814 czyni zadość słusznym warunkom, jakim ma odpowiadać zawór z dźwignią naciągającą: zawór leży swobodnie i jest łatwo dostępny; łatwo da się sprawdzać jego położenie prawidłowe, poziome we wszech kierunkach; punkt przytknięcia nacisku, naciągającego grzybek zaworowy, leży w płaszczyźnie siodła; dźwignia opiera się na

trzech rzeżach leżących w jednej płaszczyźnie; wreszcie grzybek zaworu daje się pokręcać nawet pod ciśnieniem. Dźwignię należy wykonywać wytrzymałe, nie skąpiąc długości rzeżom.

Jeżeli średnicę przelotu oznaczymy przez d , to otrzymamy stosunki prawidłowe, obierając: mniejszy odstęp między rzeżami $= d$; wysokość dźwigni w przekroju, leżącym ponad rzeżem środkowym $= \frac{2}{3} d$; grubość dźwigni $= \frac{1}{3} d$; siodło płaskie albo stożkowe (o kącie stożka 45°), lecz przytępione, ma być wąskie, nie ponad 2 do 2,5 mm. Siodła płaskie mniej łatwo powodują zacinanie się zawora, stożkowe natomiast uszczelniają lepiej. Prowadzenie grzybka powinny być możliwie długie, a stosują bądźto prowadzenie spodem, bądźto wierzchem, bądź też prowadzenia łączne i od spodu i od wierzchu. Prowadniki miewają kształt bukwi, albo też prowadzimy grzybek za pośrednictwem jego trzona. Dźwignia zaś prowadzi się we widłaku zamkniętym, który ogranicza zarazem jej wznios.

Zawór bezpieczeństwa o grzybku postępowo się wznoszącym. Grzybek zaworu spoczywa na siodle, umieszczonym w gnieździe, którego otwór wierzchni, nieco większy od przelotu siodła, zakrywa się krążkiem. Krążek ten, będący niejako pomocniczym grzybkem zawora, przy unoszeniu się współdziała w podnoszeniu dźwigni naciążonej. Gdy prężność pary w kotle przekroczy granicę ustanowioną, grzybek unosi się nieco i wypuszcza parę do gniazda, a prężność jej w gnieździe, przeciwdziałając prężności pary w kotle, dążyłaby do powrotnego przymknięcia grzybka: równocześnie jednak prężność pary w gnieździe, lecz dopiero po przekroczeniu pewnej granicy ($\frac{1}{2}$ do $\frac{1}{2}$ atm.) podnosi krążek, który, wspierając się na trzonie grzybka, pomaga mu do przewyciężenia nacisku naciążającego. Następnie grzybek i krążek otwierają już pełne przeloty dla pary, a prężność w gnieździe ustala się w przybliżeniu na połowę tej, jaka panuje w kotle.

Stawiając dwa takie gniazda ponad sobą i pokrywając je podobnymi krążkami, otrzymamy zawór, którego działanie będzie zupełnie podobne, lecz niejako trzystopniowe.

6. Nastawne zawory parowe (p. str. 612 i nast.).

Średnica przelotu bywa 1,1 do 1,25 razy większa od obliczonej dla zaworu bezpieczeństwa, podług wzoru na str. 1040. Zawory większe ponad 250 mm w prześwicie, zaleca się zaopatrywać w obloty pary, zamykane oddzielnym zaworem oblotowym, który również bywa nastawnym.

Zawór oblotowy, zazwyczaj stosunkowo małej średnicy, stawia się w celu uprzedniego zagrzania drugiej strony zawora głównego, przed jego otwarciem, jako też w celu odciążenia grzybka zaworu głównego podczas jego otwierania. O przewodach doprowadzających parę do silników (por. str. 927).

7. Zawory i przewody zasilające.

Zawór zasilający jest zaworem samoczynnym (p. str. 608) o grzybku dociskany ciśnieniem wody kotłowej. Zawory te bywają najczęściej bez wrzeciona. Stosują jednakże i ustrój z wrzecionem, które dozwala nastawiać skok grzybka, a w razie potrzeby przycisnąć nawet grzybek do siodła, a więc zapobiegać jego otwarciu się. Zawory zasilające stawiamy możliwie blisko kotła, między nimi jednak a kotłem zaleca się wstawienie zawieradła nastawnego (kurka, zaworu, zasuw). Siodło stożkowe lub kuliste z obrzeżem niezbyt wąskim (5 do 6 mm) powinno leżeć przynajmniej

o 25 mm poniżej dolnego kraju otworu dopływowego do kotła. Zderzające się powierzchnie tryka (na grzybku) i odboju (na kadłubie zaworowym) powinny być nie mniejsze niż $\frac{1}{2}$ przekroju przelotu, aby, pod uderzeniami wody na grzybek, nadmiernie się nie zużywały. Średnicę zaworu wypada dobierać dostаточно tak, aby skok grzybka 5 do 8 mm zupełnie wystarczał*). W przewodzie tłocznym, przed zaworami zasilającymi, zaleca się ustawienie zaworu bezpieczeństwa, naciążonego na 1 atm. wyżej prężności pary w kotle.

Właściwem będzie, wprowadzać wodę zasilającą do kotła tuż pod najniższym poziomem wody w kotle. Do kotłów płomienicowych wprowadzają chętnie rurę zasilającą przez przednie dno kotłowe i przedłużają ją w samym kotle na 3 m długości, przyczem niższy koniec rury powinien znajdować się jeszcze ponad poziomem grzbietu płomienicy.

8. Urządzenia spustowe.

Stosują zazwyczaj kurek spustowy lub zasuwę, czasami i zawór, który jednakże na ogół mniej jest podatny, a to z powodu mniej szczelnego domykania. Natomiast kurek lub zasuwa pokręca się trudniej w stanie zagrzany i pod znacznem ciśnieniem wody. Dla tego też stawiają po dwa zawieradła za sobą, bliżej kotła zawór, dalej zaś kurek lub zasuwę. Nadmierne średnice zawieradeł nie są wcale pożądane, bywają one najczęściej 30 do 60 mm w prześwicie, w zależności od rozmiarów kotła. Zawieradła te mają być łatwo dostępne, a nie narażone na zanieczyszczanie popiołem i t. p.

Łączenie rur spustowych od kilku kotłów zrzeszonych, jest wadliwe, gdyż może ono stać się przyczyną zaporzenia robotników, oczyszczających jeden kocioł, jeżeli jego zawieradła spustowego szczelnie nie domknięto, a równocześnie spuszcza się wodę z innego kotła. Należy zatem rurę spustową prowadzić od każdego kotła oddzielnie, wpuszczając ją np. do wspólnego, lecz bardzo przestronnego kanału.

9. Wodoskazy.

1. Szklą wodoskazowe powinny znajdować się przy każdym kotle, a mianowicie przy kotłach stałych po jednym, przy kotłach na parowcach po dwa. Średnica zewnętrzna 20 mm, a długość przynajmniej 250 mm. Końce szkła powinny wchodzić w drąża obsad wytoczonych dokładnie podług jego zewnętrznej średnicy, a to w celu zapobieżenia wtłaczaniu się szczeliwa pod szkło i zapychaniu się jego przelotu. Jeżeli drąż obsady nie obchwytuje tak ściśle szkła, to zaleca się podkładać pod uszczelkę dolnego końca (względnie nad

*) Weinling zaleca poniżej podane średnice przelotu w zaworach zasilających, a mianowicie w zależności od ilości kg wody wyparowanej na godzinę w danym kotle:

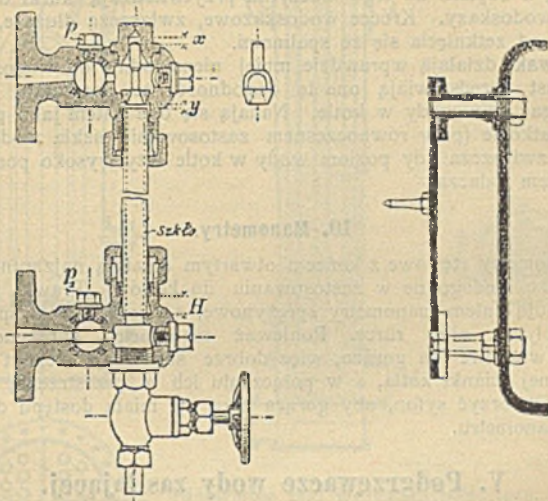
2000 kg = 75 mm,	1200 kg = 65 mm,	700 kg = 50 mm,	300 kg = 40 mm,
1680 „ = 70 „,	900 „ = 55 „,	500 „ = 45 „,	200 „ = 35 „.

uszczelką górnego końca) pierścienie ołowiane, wypełniające dokładnie szczelinę między szkłem a drążem obsady.

Obsady szkła wodoskazowego z kurkami, przedstawione w rys. 814-a, pozwalając przesuwac się szkłu o $x + y$, zabezpieczają je od wysunięcia się w drąży, obejmującej szczelnie koniec dolny, a więc od wtłoczenia się szczeliwa pod szkło, o ile $x + y < H$. Po wykręceniu wierzchniego korka, i wyjęciu przycisku, szczegółowiej przedstawionego obok głównego rysunku 814-a, łatwo wsunąć nowe szkło z góry. Do sprawdzania w czasie pracy kotła,

Rys. 814-a.

Rys. 814-b.



czy przy właściwym położeniu rączek przeloty główne stożków kurkowych leżą dokładnie w kierunku przelotów kadłubowych, stożki te otrzymują dziury, skierowane prostopadle do przelotów, a jeżeli w dziurę taką wchodzi swobodnie śrubka p , względnie p_1 , będzie to wskazówką, że przelot stożkowy i kadłubowy leżą współosiowo.

Aby uniknąć pomyłek przy zamawianiu i zakładaniu nowych szkieł, dobrze będzie, na każdej z obsad oznaczyć cyframi trwałe średnicę i długość szkła, przynależną do pewnego odstępów osi przelotów kadłubowych, a równocześnie oznaczyć i wielkość tego odstepu. Gdy odstęp międzyosiowy jest większy lub mniejszy, od oznaczonego na obsadach, natenczas i długość szkła bierze się o tyleż większą, względnie mniejszą.

Zwykle szkła wodoskazowe pękają nieraz bądźto pod działaniem prężności pary, bądźto wskutek nagłych zmian temperatury, np. gdy wpadnie na nie kropla wody lub plątek śniegu. Dla usunięcia tej wadliwości, wtapiają w szkło siatkę metalową, albo też wyrabiają rurkę szklaną z dwóch warstw szkła różnolitego, a mianowicie wnętrze rurki ze szkła mniej rozszerzalnego pod wpływem ciepła, warstwę zewnętrzną o wię-

kszej rozszerzalności *). Nadto dla łatwiejszego dostrzegania poziomu wody, wyrabiają szkła w tylnej połowie nieprzezroczyste, ponajczęściej mlecznobiałe, z czerwonymi pasami podłużnymi.

2. Kurki i zawory dozorcze. Prześwit ich bywa około 10 mm, a pionowy odstęp między nimi 80 do 120 mm, stosownie do wielkości wahań poziomu wody. Z najwyższego kurka ma zawsze wylać para, z najniższego zawsze wypływać woda. Przytwierdzanie wodoskazu i kurków dozorczych bezpośrednio do ścianki kotłowej nie jest zalecania godne, lepiej przytwierdzać je za pośrednictwem dwóch króćcy (por. rys. 814-b), do których przytwierdzają często nie wodoskaz, lecz rurowate naczynie pionowe, o przekroju 60 cm², a dopiero do tego naczynia przytwierdzają kurki dozorcze i dwa wodoskazy. Króćce wodoskazowe, zwłaszcza dłuższe, należy chronić od zetknięcia się ze spalinami.

Pływaki działają wprawdzie mniej niezawodnie od wodoskazów, natomiast przedstawiają one tę dogodność, że pozwalają zdaleka dostrzegać stan wody w kotle. Nadają się one zatem jako przyrządy dodatkowe (przy równoczesnem zastosowaniu szkła wodoskazowego), zwłaszcza gdy poziom wody w kotle leży wysoko ponad stanowiskiem palacza.

10. Manometry.

Manometry rtęciowe z końcem otwartym działają najzaufniej, lecz są bardzo niedogodne w zastosowaniu do kotłów. Prawie wyłącznie stosują zatem manometry sprężynowe, a mianowicie o sprężynującej płytce, albo rurce. Ponieważ manometry sprężynowe są bardzo wrażliwe na gorąco, więc dobrze stawiać je niezbyt blisko rozgrzanej ścianki kotła, a w połączeniu ich z przestrzenią parową kotła wytworzyć syfon, aby gorąca para nie miała dostępu do sprężyny manometru.

V. Podgrzewacze wody zasilającej.

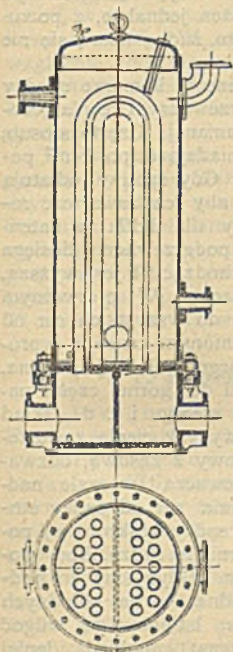
a. Ogrzewanie parą odlotową z silnika.

1. Podgrzewacze bezprzeponowe, w których para odlotowa miesza się bezpośrednio z wodą zasilającą, mają tę wadę, że smary, unieszone z parą odlotową, zanieczyszczają wodę zasilającą; dlatego też podgrzewacze tego ustroju mało znajdują zastosowania.

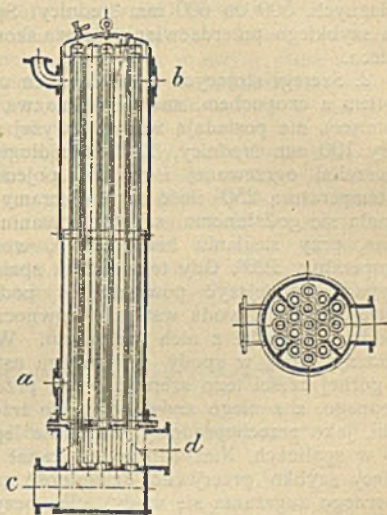
2. Podgrzewacze przeponowe, w których para odlotowa skrapla się po jednej stronie przepony, a ciepło, z niej się wyzwalające, przechodzi przez przeponę w wodę. Przeponę wytwarzamy ponajczęściej ze ścianek rur. Najprostszym podgrzewaczem będzie naczynie o dnach podwójnych z rurami, przechodzącymi na wylot przez dna wewnętrzne, przy czem rury te stanowią połączenie obydwóch komór końcowych. Parę puszczaemy przez rury, a wodę na zewnątrz nich, albo też naodwrot. Ustrój ten ma tę wadę, że zewnętrzna powierzchnia rur, nawet po zdjęciu den zewnętrznych, po-

zostaje niedostępną dla oczyszczania. By temu zapobiedz, ustawiają obydwie te komory obok siebie, u spodu podgrzewacza (rys. 815) i łączą je ze sobą rurami parowymi, wygiętymi w postaci Π . Para przez nie przebiega z jednej komory do drugiej, a woda, zawarta w naczyniu ponad komorami, zagrzewa się. Po zdjęciu całego naczynia górnego rury dają się z łatwością oczyścić. Ze względu na

Rys. 815.



Rys. 815-a.



rdzewienie pod wpływem powietrza, wydzielającego się z wody, powierzchnie z nią się stykające, a zwłaszcza rury, powinny być nie żelazne lecz miedziane.

By zwiększyć wydajność kosztownych powierzchni rur miedzianych, urządzenie przedstawione w rys. 815-a, stara się polepszyć krążenie w miedzianych rurach, górą zamkniętych, przez wstawienie w nie cieńszych rurek żelaznych, łączących się nie z górną lecz z dolną komorą. Osiągając w ten sposób urządzenie ściśle przeciwwądowy, zwiększamy istotnie wydajność ciepłową powierzchni miedzianej. Pozatem urządzenie ten zaleca się tem, że daje się łatwo rozbierać w celu oczyszczania.

Przekroje przelotu pary w podgrzewaczach powinny być przynajmniej o 25% większe od przekroju rury odlotowej. Rury miedziane w podgrzewaczach bywają najczęściej 40 do 50 mm średnicy. Przy zasilaniu z przerwami, zawartość wody w podgrzewaczu powinna być przynajmniej $\frac{1}{4}$ do $\frac{1}{3}$ ilości potrzebnej na godzinę. Gdy zasila-

nie odbywa się bez przerwy, zawartość ta może być mniejsza, i w tym przypadku mogą okazać się właściwymi podgrzewacze złożone z wiązek rur wodnych, przez których wnętrze przechodzą rury parowe; ustrój ten nadaje się do zastosowania układu przeciwaprądowego.

b. Ogrzewanie spalinami odchodzącymi z kotła.

1. W kanał spalinowy ostatniego lotu wstawiają szereg naczyń żelaznych, 500 do 600 mm średnicy. Sposób ten jednakże, z powodu szybkiego przedziewiania żelaza skowalnego, żadną miarą się nie zaleca.

2. Szeregi stojących rur żeliwnych ustawione w komorze między kotłem a czopuchem, znane pod nazwą podgrzewaczy Green'a (economiser), nie posiadają wady powyżej wspomnianej. Często stosują rury 100 mm średnicy, 2700 mm długie, posiadające po 1 m³ powierzchni ogrzewanej i po 25 l pojemności. Gdy spaliny odlatują z temperaturą 250° ilość rur dobieramy tak, aby ich zawartość równała się godzinnemu zapotrzebowaniu wody dla kotła, a natenczas, przy zasilaniu bez przerwy, woda w podgrzewaczu dosięga temperatury 120°. Gdy temperatura spalin odchodzących jest wyższa, wypada zmniejszyć powierzchnię podgrzewacza. W pierwotnym ustroju Green'a woda wstępuje równocześnie do wszystkich rur od spodu, a uchodzi z nich wierzchem. W zmienionym ustroju wprowadzają wodę w spody rur szeregu ustawionego najbliżej komina. Z górnej części tego szeregu woda przechodzi do górnej części następnego, a z niego znów dołem do trzeciego szeregu i t. d. Układ taki, jako przeciwaprądowy, zapewnia lepszy wyzysk ciepła zawartego w spalinach. Niezbędnym jest kanał oblotowy z zasuwą, pozwalający szybko przerywać działalność podgrzewacza (w razie nadmiernego zagrzenia się wody). Do oczyszczania rur od sadzy stosują skrobaczki mechaniczne, a do zbierania sadzy zeszkrobanej pożądanym jest pod podgrzewaczem stosowny zbiornik na sadzę. Rury powinny być dostępne chociażby z jednej strony. Gdybyśmy do podgrzewacza wprowadzali wodę zupełnie chłodną, to na chłodnych powierzchniach, w początkach drogi krążenia, łatwo by się wilgoć skraplała, powodując ich rdzewienie. Aby temu zapobiedz, lepiej wprowadzać do podgrzewacza wodę o temperaturze 30°, co łatwo osiągnąć przez domieszanie pewnej części wody, wychodzącej już z podgrzewacza, do wody chłodnej, do niego wprowadzanej.

VI. Przegrzewacze pary.

a. Opalane oddzielnie.

Przegrzewacze z oddzielnym paleniskiem nie wyzyskują należycie paliwa, stosują je zatem tylko w razie konieczności, a więc wtenczas, gdy miejsce zużycia pary przegrzanej znajduje się w znacznym oddaleniu od kotła.

b. Ogrzewane spalinami kotła.

1. Przegrzewacze, wbudowane między kotłem a kominem, za ostatnim lotem spalin, nie przegrzewają pary dostatecznie, o ile sam kocioł należycie ciepło spalin wyzyskuje. Albowiem do skutecznego przegrzewania pary, spaliny powinnyby być o 200° gorętsze od pary w kotle, a taka temperatura spalin uchodzących z kotła byłaby wskazówką, że kocioł pracuje wadliwie.

2. Lepiej zatem wbudować przegrzewacz w takie miejsce lotu spalin, w którym ich temperatura byłaby 500 do 600°, lecz nie przekraczała 700°. W ten bowiem sposób spaliny, które opuszczają względnie gorący przegrzewacz, napotykają w swym dalszym locie stosunkowo chłodniejsze powierzchnie kotła, mogą zatem uchodzić do komina z niższą temperaturą, aniżeli w razie gdyby z gorącego przegrzewacza ulatywały wprost do komina.

W zwykłe silniki parowe wprowadzamy zazwyczaj parę przegrzaną nie ponad 250° do 300°. Do pary bardziej przegrzanej należy używać silników swoiście do niej przystosowanych, np. silników Schmid't'a. W celu zmniejszenia strat skutkiem chłodzenia się w przewodach pary przegrzanej, stosują prędkości 60 do 80 m/sek. (dla pary nasyconej 20 do 30 m/sek). W przewodach obniżanie się temperatury pary przegrzanej zależy od jakości otuliny i bywa 0,5 do 1° na każdy m przewodu.

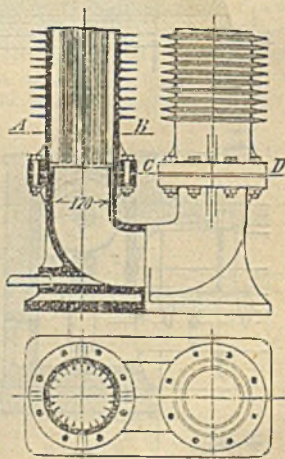
c. Poszczególne ustroje przegrzewaczy.

a) Przegrzewacz Uhler'a składa się zasadniczo z rurek Field'a, a nadaje się bardziej do opalania oddzielnego.

b) Przegrzewacz Schwöerer'a (rys. 816) składa się z szeregu równoległych rur żeliwnych większej średnicy, uźebrowanych na zewnątrz prostopadle do osi, od wewnątrz zaś w kierunku osi. Końce rur sąsiednich łączą się nawzajem złączkami powrotnymi, wytwarzając w ten sposób węzownicę, przez którą przelatuje para, podczas gdy spaliny okrążają zewnętrzną uźebrowaną powierzchnię tejże węzownicy. Rury te bywają trzy-metrowej długości, a na 1 m b. posiadają 5 m² pow. ogrzewanej.

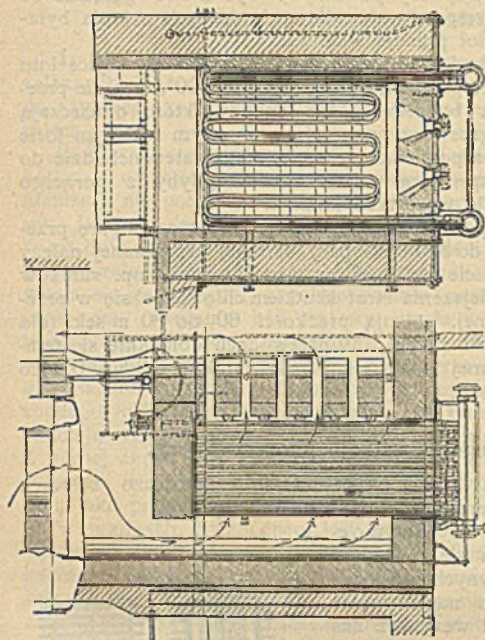
c) Przegrzewacze składające się z szeregów węzownic równoległych, wygiętych z rurek żelaznych, 25 do 35 mm prześwitu (rys. 816-a). Końce węzownic przyłączają się do dwóch przewodów głównych, z których jeden doprowadza parę nasyconą do węzownic, drugi zaś odprowadza pa-

Rys. 816.

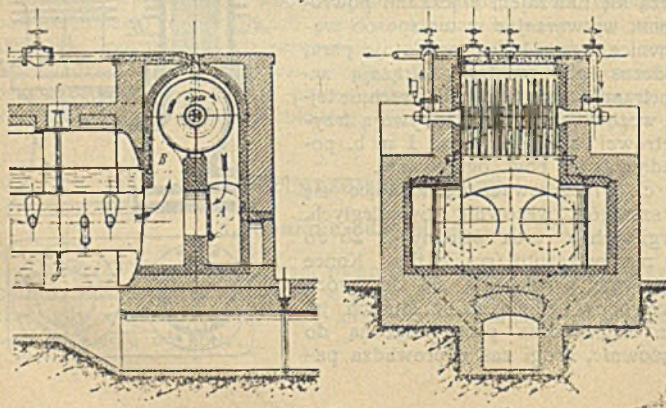


rę przegrzaną, może jednak służyć zarazem za przewód doprowadzający parę do następnej grupy węzownic, jeżeli przegrzewacz posiada kilka takich grup.

Rys. 816-a.



Rys. 816-b.



d) Przegrzewacz Grubińskiego składa się z szeregu jednostek kształtu soczewkowego, ustawionych współosiowo za sobą. Każda taka jednostka składa się z dwóch talerzy żelaznych, na obwodzie ze sobą złączonych, które wytwarzają soczewkę. W środku talerzy są otwory, przez które para wlewa do soczewki, względnie z niej wylała. Aby zmusić parę do przebiegania wzdłuż wewnętrznych powierzchni talerzy, wstawiono we wnętrze soczewki, między talerze, pełny krąg blaszany o średnicy nieco mniejszej niż wewnętrzna średnica soczewki. Spaliny kierują się prostopadle do osi całego układu soczewek.

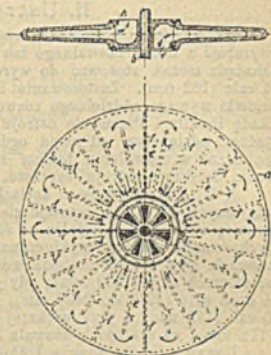
e) Przegrzewacz Pokrzywnickiego (rys. 816-b i c) kształtem przypomina urządzenie dopiero opisany, lecz jako odlewany z żeliwa podlega mniej rdzewieniu, a mając grubsze ścianki, a zatem większą zawartość materiału, jest lepszym zbiornikiem ciepła, natomiast sam materiał, nawet w wyborowym wykonaniu, łatwiej podlega pęknięciom niż żelazo skowalne.

f) Przegrzewacz Stuckiego jest w zasadzie kotłem płomieniówkowym, o przekroju prostokątnym. Spaliny przebiegają przez płomieniówki, para zaś we wnętrzu przegrzewacza okrąży je, a stosowne przegrody kierują ją w taki sposób, aby kolejno przechodziła z jednego szeregu płomieniówek na następne, a zatem lepiej się przegrzewała.

Dobry przegrzewacz powinien czynić zadość warunkom poniższym: możliwa jednostajność temperatury przegrzewania, a w tym celu pożądana jest znaczna masa metalu; łatwość miarkowania temperatur, a więc możliwość obrotu spalin obok przegrzewacza, albo dogodne napełnianie go wodą (zwłaszcza podczas rozgrzewania kotła); łatwe oczyszczanie rur od sadzy; unikanie złączy, zwłaszcza kołnierzowych, okrążonych spalinami; możliwość swobodnego wydłużania się rur i t. p.; suchość pary doprowadzanej, zwłaszcza do rurek mniejszej średnicy, a to w celu aby zapobiegać wytworzeniu się osadów na rurach.

Rozporządzenie pruskiego ministerium z 31 sierpnia 1901 r. wymaga zaworu bezpieczeństwa na przegrzewaczu, jakoteż urządzenia umożliwiającego odwodnienie li przewodów parowych i samego przegrzewacza. Jeżeli zaś z przegrzewacza woda nie może ściec, to powinna być dana możliwość wytłoczenia lub wybrzyskania jej parą na zewnątrz.

Rys. 816-c.



D. Prawa i przepisy o kotłach parowych.

I. Przepisy rosyjskie,

dotyczące ustroju, ustawiania i utrzymywania kotłów parowych, jako też porządku ich sprawdzania,

(zatwierdzone przez p. Ministra Skarbu w dniu 30 lipca 1890 r.).

I. Określenie pojęcia kotła parowego.

§ 1. Wszelkie naczynia zamknięte, w których pod działaniem płonącego paliwa, płyny przechodzą w stan pary, zdolnej osiąść prężność wyższą od atmosferycznej uważać należy za kotły parowe, podlegające przepisom niniejszym.

Uwaga. Przepisom tym natomiast nie podlegają takie kotły parowe, otwarte, których przestrzeń wewnętrzną łączy się bezpośrednio z atmosferą za pośrednictwem rury pionowej, w wodę zanurzonej o średnicy przynajmniej $3\frac{1}{2}$ cala (89 mm) w prześwicie, a wysokości, nie przekraczającej $2\frac{1}{2}$ sażena (5,33 m) ponad poziom wody w kotle. Na rurze tej nie ma być żadnego zawieradła, korka, ani innego urządzenia (oprócz zamknięcia wodą), któreby dozwalało odciąć swobodnie połączenie wnętrza kotła z atmosferą.

II. Ustrój kotłów parowych.

§ 2. Ścianki kotłów, stykające się całkowicie lub częściowo ze spalinami, należy wyrabiać z żelaza skowalnego lub nieutwardzającego się żelaza zlewne, albo z miedzi. Mosiądz można stosować do wyrobu płomieniówek, lecz tylko do średnicy nie ponad 4 cale (102 mm). Zastosowanie innych materiałów na ścianki kotłowo lub płomieniówki wymaga oddzielnego zezwolenia Ministra Skarbu, po uprzednim zbadaniu przez Radę Handlu i Przemysłu ustroju i sposobu działania kotłów, dla których ma się wyjednać odstępstwo od zasad ogólnie obowiązujących. Ze względu na bezpieczeństwo publiczne w zezwoleniu takim można przepisać i publicznie obwieścić oddzielne warunki dotyczące ustroju, osprzętu, ustawiania i sprawdzania takich kotłów.

§ 3. Poziom wody w kotłach, tak stałych, jako też i ruchomych, na lądzie stałym używanych, powinien wznosić się przynajmniej na 4 cale (102 mm) ponad najwyższą granicę zetknięcia się spalin ze ściankami kotła, o ile tylko możliwość rozżarzenia się tych ścianek nie jest wykluczona. Taż sama zasada stosuje się i do kotłów na parowcach, gdy wymiar poziomu wody w kotle, w kierunku szerokości statku, nie przynosi czterech stóp (1219 mm); gdy jednakże szerokość poziomu wody w kotle będzie od 4 do 8 stóp (1219 do 2438 mm), wzniesienie poziomu wody ma być nie mniejsze niż 6 cali (152 mm), a przy większej szerokości poziomu wody w kotle przynajmniej 7 cali (178 mm); na szalupach dozwala się 3 cale (76 mm).

Uwaga I. Za ściankę kotłową, już bezpieczną od rozżarzenia się, można uważać taką ściankę, z która spaliny mogą się zetknąć dopiero po przepłynięciu wzdłuż powierzchni ogrzewanej, nie mniejszej niż 40-to krotna powierzchnia rusztu, przy zastosowaniu dyszka parowego do wzmocnienia ciągu kominowego, a nie mniejszej niż 20-to krotna, gdy takiego wzmocnienia ciągu nie zastosowano.

Uwaga II. Przepisy niniejszego § nie stosują się do kotłów opłomkowych, o ile średnica wewnętrzna ich rurek nie przekracza 4 cali (102 mm), oraz do kociołków z rurami pionowymi, o powierzchni ogrzewanej do stu stóp kw. (9,20 m²).

III. Osprzęt kotłów parowych.

§ 4. Każdy kocioł parowy, czy stały, czy też ruchomy, powinien posiadać przynajmniej 2 zawory bezpieczeństwa, z których jeden ma być tak urządzony, aby palacz lub silniczy nie mógł zmieniać jego naciążenia. Naciążenie zaworów należy tak ustosunkować, aby się zawory otwierały, gdy tylko prężność pary osiągnie dozwolonej najwyższej prężności roboczej. Rozmiary zaworów należy przystosować do możliwości wytwarzania pary w danym kotle. Gdy naciąg naciska na zawór za pośrednictwem dźwigni, to położenie naciągu na samym końcu odpowiada dozwolonej, najwyższej prężności roboczej w kotle. Ustrój zaworów powinien umożliwiać łatwe sprawdzanie ich prawidłowego stanu.

Uwaga. Na kotłach ruchomych, kotłach parowców i na parowcach dozwala się zawory bezpieczeństwa naciągać sprężynami.

§ 5. Każdy kocioł trzeba zaopatrzyć w manometr na rurce syfonowej. Na podziale, albo na wskaźnicy (cyferblacie) manometra należy wyraźną kreską oznaczyć miejsce, do którego dojeść może skazówka przy najwyższej, dozwolonej prężności. Manometr ma być dogodnie widoczny ze stanowiska palacza.

Na parowcach należy ustawiać po dwa manometry, jeden dla palacza, drugi dla silniczego (maszynisty), który musi również mieć możliwość przeczytywania wskazań manometra; jeśli zatem ścianka lub przepierzenie rozdziela kotłownię od silnicznicy (sali maszyn), to drugi manometr stawia się w samej silnicznicy.

§ 6. Każdy kocioł parowy, o powierzchni ogrzewanej do 200 stóp kw. (18,56 m²), a również kocioł lokomobilny powinien mieć przynajmniej jeden zaufny przyrząd zasilający, któryby zdołał podtrzymywać normalny stan wody w kotle nawet przy najbardziej wyjątkowej pracy kotła. Kotły większe (ponad 200 st. kw.) powinny mieć dwa takie, niezależnie od siebie działające przyrządy, aby w razie uszkodzenia jednego, drugi mógł być czynnym. Dwa takie nawzajem od siebie niezależne przyrządy zasilające uważają się za dostateczne i dla większej ilości kotłów w jednym budynku, wszakże z zastrzeżeniem, aby możność każdego z przyrządów wystarczała z nadmiarem na zasilanie wszystkich kotłów. Przyrząd zasilający łączy się z kotłem za pośrednictwem zaworu zwrotnego, zamykającego się pod ciśnieniem spowodowanym prężnością pary w kotle.

§ 7. Każdy kocioł ma mieć szklaną rurkę wodoskazową i co najmniej dwa kurki dozorcze (probieczne), a każdy z nich oddzielne połączenie z kotłem; ponadto mogą być i inne urządzenia do wskazywania poziomu wody w kotle. Na rurce wodoskazowej oznacza się kreską czerwoną lub białą najniższy dozwolony poziom wody. Kurki dozorcze należy tak umieścić, aby najniższy z nich leżał na poziomie najniższego poziomu wody. Kurki dozorcze, jako też i kurki przy rurkach wodoskazowych, powinny posiadać taki ustrój, któryby dozwalał w kierunku prostym przetykać je wraz z połączeniem kotłowym, a to w celu ich przeczyszczania.

§ 8. Ustrój kotłów ma być tego rodzaju, iżby dozwalał oczyszczać wnętrza ścianek kotłowych, do czego służyć mogą jeden lub kilka włazów i t. p. urządzenia.

IV. Ustawianie kotłów parowych.

§ 9. Budynek kotłowni na ładzio powinien czynić zadość wszystkim wymaganiom Ustawy Budowlanej (Stroitel'noj Ustaw), a nadto:

1) Kotłownia ma być dostatecznie oświetlona i tak obszerna, aby dogodnie można było i rozrządzać wszystkimi przyrządami kotłowymi i je doglądać, a w razie potrzeby i naprawiać lub wymieniać.

2) Swobodny odstęp między obmurowaniem kotłowym i ścianami budynku ma być nie mniejszy niż $1\frac{1}{2}$ werszka (67 mm); odstęp ten można w obydwu końcach zamurować, a górą przekryć.

3) Kotłów pracujących nadprężnością (ponad atmosferyczną) przekraczającą 6 atm., jakoteż kotłów, w których iloczyn z nadprężności wyrażonej w atm. i ilości stóp kw. powierzchni ogrzewanej przewyższa liczbę 200 (18,58 dla miar metrycznych), — z wyjątkiem jednak kotłów opłomkowych, o średnicy rurek nie ponad 4 cale (102 mm) w prześwicie (zbiorniki pary mogą mieć większe średnice), a o powierzchni ogrzewanej nie większej niż 300 stóp kw. (27,87 m²) — stawiać nie wolno:

a) pod wyrobniami (warsztatami), mieszkaniami i przestrzeniami, w których zazwyczaj znajdują się ludzie;

b) w samych wyrobniach, mieszkaniach lub przestrzeniach powyżej określonych. Wyjątek mogą stanowić wyrobnie nie sklepione i bez stropu na belkach, lecz natenczas obszar pod kotły niezależnie opalane należy oddzielić od pozostałej wyrobni przegrodą, zabezpieczającą na wypadek pożaru, a zaopatrzoną w nieodzwonne drzwi i otwory. Przegroda taka staje się zbędną, gdy kotły ogrzewają się spalinami odlotowymi innych ognisk lub palenisk, jako też przy urządzeniach czasowych, np. przy robotach inżyniersko-budowlanych, w kopalniach kruszców, w płóczkarniach złota i t. p.

4) Drzwi i okna kotłowni powinny się otwierać na zewnątrz.

5) Kotłownię należy oddzielić od mieszkań lub wyrobni obok się mieszczących ścianą murowaną, grubości $1\frac{1}{4}$ arszyna (889 mm). Podłoga kotłowni ma być z materiałów niepalnych.

6) Dozwala się urządzać przejścia przez kotłownię, lecz nie dla ogółu robotników dla których powinny być oddzielne, od kotłowni niezależne wyjścia na dziedziniec lub przejścia z jednego oddziału fabryki do drugiego.

V. Sprawdzanie kotłów parowych.

§ 10. W odstępach czasu, poniżej w §§ 12 i 16 określonych, każdy kocioł parowy, będący w użyciu, podlega sprawdzaniu. Sprawdzanie kotłów ruchomych odbywa się na tem miejscu ich pracy, które wskaże właściciel.

Uwaga I. Świadcstwo dokonanego sprawdzenia kotła ruchomego zachowuje swą moc prawną do właściwego terminu, chociażby kocioł przeniesiono w inne miejsce i tam go ustawiono.

Uwaga II. Jeżeli sprawdzanie kotła ruchomego, zbudowanego w Rosyji, odbyło się przed jego wyjściem z kotłarni, która ów kocioł zbudowała, to świadctwo takie zachowuje swą moc prawną również do terminu, przewidzianego na sprawdzenie następne.

§ 11. Celem technicznego sprawdzania kotła jest przeświadczenie się o stanie wszystkich jego części, oraz o sposobie jego ustawienia, dalej stwierdzenie, że stan kotła we wszystkich szczegółach jest zgodny z treścią pozwolenia na jego ustawienie, wreszcie, że, zgodnie z temże pozwoleniem i przepisami ogólnie obowiązującymi, kocioł zaopatrzono w prawidłowo przyrządy bezpieczeństwa i że przyrządy te utrzymują się w należytnym porządku.

§ 12. Sprawdzanie kotła bywa zewnętrzne, albo wewnętrzne. Pierwsze powtarza się co dwa lata, drugie zaś jest niezbędne przed puszczeniem w ruch każdego nowo ustawionego kotła, poczem powtarza się w odstępach sześcioletnich, wżeńniej zaś w przypadku przewidzianym w § 16, a natenczas łączy się ono z najbliższem, kolejno przypa-

dajacem sprawdzeniem zewnętrznem. Niezależnie od powyższego należy sprawdzać kocioł i wewnątrz po każdej znaczniejszej naprawie, a mianowicie, gdy kocioł ruszono z miejsca w celu jego naprawy, gdy rozebrano jego obmurze, gdy wyjęto z niego płomienie, lub płomieniówkę średnicy ponad 4 cale (102 mm), lub część paleniska wewnętrznego, wreszcie gdy wymieniono jedno lub więcej pierścion, albo blach kotłowych.

Uwaga. Niezależnie od powyżej określonych zroków (terminów) władza nadzorcza może poruczać swym technikom dopilnowanie, aby przestrzegano należyście obowiązujących przepisów kotłowych.

§ 13. Przy zewnętrznem sprawdzaniu kotła, które się odbywać powinno bez wstrzymania jego działania, należy zwracać uwagę przedewszystkiem: na stan kotłowni, oraz przyrządów zasilających i wodoskaszowych, na stan urządzeń do czyszczenia kotła, na stan przyrządów wskazujących prężność pary, jako też przyrządów wypuszczających jej nadmiar, w razie przekroczenia ustanowionej granicy prężności normalnej, wreszcie na ustrój i stan paleniska.

Sprawdzając kocioł zewnątrz, wypada równocześnie przekonać się i o tem, czy palacz zna przeznaczenie przyrządów znajdujących się przy kotle, oraz sposób ich obsługi, i czy wie jakie stosować środki zaradcze, gdy się w kotle poziom wody nadmiernie obniży.

§ 14. Sprawdzanie wewnętrzne dotyczy całej budowy kotła i kotłowni, a z niem łączy się zbadanie wytrzymałości ścianek kotła ciśnieniem wodnem; dla takiego sprawdzania należy wstrzymać działanie kotła.

Oprócz badania stanu przedmiotów wyszczególnionych w § 13, wypada zwrócić uwagę na stan ścianek, nitów, złączeń kotła, tak zewnątrz jako i wewnątrz niego, a również na stan płomienia i płomieniówek oraz zespódek. przyczem trzeba zbadać, czy wytrzymałość wszystkich tych części nie ucierpiała przez użytkowanie, czy nie potrzeba zmienić rur, o ile je kocioł wogóle posiada; należy dalej zbadać, czy wytwarza się kamień kotłowy, a w takim razie zbadać jego właściwości szyczo; nadto nieodzownem jest zbadanie przewodów zasilających i otworów do czyszczenia, stanu zaworów zasilających i parowych, stanu przewodów łączących kocioł z manometrem i wodoskasznikami, oraz stanu wszelkich innych przyrządów bezpieczeństwa przy kotle, wreszcie stanu przewału paleniskowego i kanałów spalinowych zarówno wewnątrz jak i zewnątrz kotła. Jeżeli kotła nie można sprawdzić wewnątrz, wchodząc w kanały spalinowe, to wypada obnażyć kocioł z opony i obmurowania w całości, albo na tych częściach, które podlegają sprawdzeniu.

§ 15. Badając kotły ciśnieniem wodnem, co stanowi część sprawdzania wewnętrznego, należy stosować przepisy poniższe: a) kotły parowe mające pracować nadprężnością (ponad prężność atmosfery), nie przekraczającą jednej atmosfery próbuje się ciśnieniem wodnem w trójnasób większem od nadprężności, z którą kocioł ma pracować; b) kotły mające pracować z nadprężnością, przewyższającą jedną atmosferę, lecz nie przekraczającą 5 atmosfer, próbuje się ciśnieniem wodnem, dwa razy większem od nadprężności, z którą kocioł ma pracować, w każdym razie jednak ciśnieniem nie mniejszem niż 3 atmosfery; c) kotły pracujące z nadprężnością, przekraczającą 5 atmosfer, próbuje się ciśnieniem wodnem o 5 atmosfer wyższem od nadprężności, jaką kocioł ma pracować; d) ciśnienie, którem się próbuje kocioł, należy określać manometrem sprawdzonym. Technik wykonywający próby powinien go sam dostarczyć, jak również i pompę niezbędną do próby; e) ciśnienie próbne trzeba utrzymywać w kotle przez okres czasu, wystarczający na dokładne zbadanie wszystkich części kotła; f) kocioł uważa się za wytrzymały przepisana próba jeżeli: 1) nie pojawiają się oznaki pęknięcia, 2) nie zajdą żadne trwałe odkształcenia kotła, 3) nie cieknie nigdzie woda, przyczem jednakże drobny pył wodny lub krople, przesączające się w postaci rosy przez szwy, doszczelnienia, i obok nitów, nie uważają się za objaw nieszczelności; g) buliery należy próbować tem samem ciśnieniem, co sam kocioł.

§ 16. Jeżeli sprawdzanie, czy to wewnętrzne, czy to zewnętrzne, wykaże znaczne nieprawidłowości w działaniu kotła, to dokonujący próbę, o ile to uzna za właściwe, może zarządzić ponowne sprawdzenie zewnętrzne.

Jeżeli sprawdzanie wykaże nieprawidłowości, których się natychmiast nie usunie, to naznacza się zrok (termin), w którym należy usunąć nieprawidłowości, a po upływie tego zroku trzeba sprawdzanie ponowić.

Jeżeli sprawdzanie wykaże nieprawidłowości wprost niebezpieczne, to wstrzymuje się niezwłocznie działanie kotła, aż do usunięcia owych nieprawidłowości, spisując protokół, w którym należy wyszczególnić przyczyny wstrzymania. W takim przypadku, przed ponownem rozpoczęciem pracy kotła, trzeba usunąć wszystkie nieprawidłowości, grożące niebezpieczeństwem, poczem dopiero należy uskuteczyć ponowne sprawdzenie, któreby wykazało, że kocioł został doprowadzony do stanu zgodnego z przepisami.

Gdyby sprawdzanie wewnętrzne i próba na ciśnienie wykazały miały, że kocioł się jeszcze nadaje do dalszej pracy, lecz że skutkiem długotrwałego użytkowania nasuwa się wątpliwość, czy może on pracować bezpiecznie przez czas dłuższy, to następne spraw-

dzanie wewnętrzne oznacza się na zrok przewidziany dla najbliższego sprawdzania zewnętrznego.

§ 17. Sprawdzanie zewnętrzne bez próby na ciśnienie, odbywa się bez uprzedniego o tem zawiadomienia. Natomiast sprawdzający powinien, przynajmniej na miesiąc przed zamierzonym sprawdzeniem wewnętrznym, zawiadomić o tem właściciela kotła lub jego pełnomocnika, którego obowiązkiem jest na ten czas przysposobić kocioł do próby. Ostateczny zrok sprawdzania tego oznacza się za porozumieniem się z właścicielem kotła, i wedle możności w dniu nieroboczym. Gdy porozumienie pod tym względem nie nastąpi, to sam technik sprawdzający oznacza zrok sprawdzania, lecz jedynie na dzień nieroboczy, a przy kotłach pracujących dłuższe okresy czasu bez przerwy, na czas przystanku między temi okresami pracy.

Uwaga. Kotły, które w czasie swej bezczynności pozostają pod pieczęcią zarządu akcyzy, technik sprawdzający powinien sprawdzać wewnątrz i na ciśnienie, oznaczając czas sprawdzania w porozumieniu z zarządem akcyzy.

§ 18. Właściciel powinien posiadać księgę sznurową oddzielną dla każdego kotła, wydawaną przez właściwą władzę, do której to księgi zapisuje się wynik każdego sprawdzenia stwierdzony właściwymi podpisami. Niezależnie od tego, jako znak dokonanego za każdym razem sprawdzenia wewnętrznego i próby na ciśnienie, technik sprawdzający przytwierdza do kotła znaczek, na którym wybija się cyfrę dozwolonej ilości atmosfer nadprężności, rok dokonanego sprawdzenia, oraz numer porządkowy sprawdzeń, dokonanych w danym roku. Znaczek należy wybijać z blachy metalowej (mosiężnej, miedzianej) i przytwierdzać na miejscu widocznem do samego kotła, lub do jego obmuruza.

VI. Pozwolenia na ustawianie kotłów parowych.

§ 19. Na ustawienie kotła parowego niezbędnem jest uzyskanie pozwolenia władzy, sprawującej dozór nad kotłami, której to władzy należy składać prośbę o pozwolenie.

§ 20. W prośbie wyszczególnić trzeba imię, stan i miejsce zamieszkania proszącego. Do prośby należy dołączyć: a) W dwóch egzemplarzach opis i rysunek kotła w pojedynczych kreskach wykonany, a dla kotłów nieruchomych nadto ogólny plan miejscowości i rysunek budynku kotłowni. Opis ma zawierać: wymiary kotła, rodzaj jego materiału, wymiary zaworów i ich naciążenia, wielkość powierzchni ogrzewanej, ustrój urządzeń zasilających i paleniska, najwyższą nadprężność, ponad którą kocioł nie będzie pracować, wreszcie moc i rodzaj silnika, jeżeli kocioł ma służyć do jego napędzania. Rysunek kotła powinien zawierać w sobie dane niezbędne do obliczenia powierzchni, stykających się ze spalinami, i powierzchni, stykającej się z wodą, oraz dane do oznaczenia wysokości najniższego poziomu wody ponad najwyższym punktem kanałów spalinowych. Na planie ogólnym należy wrysować kreskami wszystkie budowle przynależne do zakładu, który ma się obsługiwać kotłem, a również wyszczególnić właścicieli sąsiednich posiadłości, jako też oznaczyć rodzaj budowli przyległych. Budowlany rysunek kotłowni powinien jasno przedstawiać położenie kotła i komina, wraz z jego wysokością, oraz rozkład kanałów spalinowych i czopucha. Na ten cel wystarczy zwykły plan z przekrojami. Wymiarki planu ogólnego i rysunków budowlanych powinny być zgodne z przepisami przez ustawę budowlaną. Rysunek kotła ma go przedstawiać w $\frac{1}{20}$, istotnej wielkości. Na każdym rysunku należy wrysować wymiarki. Opis i rysunki powinni podpisać ci, którzy je sporządzili, jak również i właściciel. b) Poświadczenie władzy policyjnej, a w przypadkach właściwych, i odezwę władz miejskich, że przeciwko uwzględnieniu prośby z ich strony przeszkód nie ma.

§ 21. Prośby o pozwolenie na ustawienie kotłów otrzymuje do przedwstępnej oceny technik dozoru, którego ma do swego rozporządzenia władza, sprawująca dozór nad kotłami. Jeżeli tego technika nie ma, to prośbę otrzymuje do oceny inny znawca. Następnie po rozpatrzeniu, czy zamierzone urządzenie jest zgodne z postanowieniami prawa, oraz z przepisami ustanowionymi dla użytkowania kotłów parowych, pozwolenie może być wydane bez zastrzeżeń, albo pozwolenie to warunkuje się dopełnieniem pewnych urządzeń dodatkowych, lub zastosowaniem szczególnych środków ostrożności, albo też wreszcie nastąpić może odmowa. W razie odmowy należy wyszczególnić wszelkie niezgodności z przepisami, będące przyczyną odmowy.

§ 22. Zrok wydania postanowienia na prośbę o pozwolenie ustawienia kotłów ma być możliwie krótki; w każdym razie odpowiedź na prośbę tego rodzaju należy udzielić proszącemu za pośrednictwem policji miejscowej, nie później niż w miesiąc od podania prośby, z doliczeniem czasu niezbędnego na przesłanie odpowiedzi pocztą. Jeżeli niezwykle okoliczności stają się przeszkodą wydania postanowienia na zrok powyżej określony, to przed upływem tego zroku należy uwiadomić proszącego za pośrednic-

lwen policji miejscowej, kiedy postanowienie będzie mogło zapaść, podając przytem przyczyny zwłoki. Jeżeli proszący takiego zawiadomienia nie otrzyma wcale, albo jeżeli władza właściwa nie uwiadomi proszącego o swem postanowieniu ostatecznem nawet w zroku, przez siebie wyjątkowo ustanowionem, to po upływie dalszego miesiąca pozwolenie uważa się za udzielone w całej rozciągłości prośby, o ile to nie sprzeciwia się prawom obowiązującym. Proszący, chcąc skorzystać z tego przysługującego mu prawa, ma obowiązek zawiadomienia o tem miejscowej policji, wykazując jej zarazem, że dopełnił wszelkich warunków, niezbędnych do korzystania z tego prawa.

W razie powyżej przewidzianego odroczenia zroku na wydanie swego postanowienia, władza, mająca nadzór nad kotłami, zawiadamiając proszącego o odroczeniu, może równocześnie zaznaczyć, w czym prośba jego nie zgadza się z przepisami, o ile to spostrzeżono przy przedwstępnem jej rozpatrzeniu, i może mu równocześnie polecić usunięcie lub poprawienie tych uchybień. Natenczas jednak zrok na wydanie postanowienia liczy się od podania ostatecznie uzupełnionej prośby.

§ 23. Kotła ustawionego na mocy pozwolenia, nie wolno puszczać w ruch (z wyjątkiem przypadku wskazanego w uwadze 2-iej do § 10) bez uprzedniego sprawdzenia przez właściwego technika rządowego. W tym celu właściciel zawiadania władzę, pełniącą nadzór nad kotłami, o tem, że kocioł gotów do sprawdzenia, a władza wysyła technika dla dopełnienia tej czynności. Technik oprócz próby właściwej powinien się przekonać o zgodności całego urządzenia i ustawienia kotła, tak z przepisami obowiązującymi jako też z udzielonem pozwoleniem. Sprawdzenie to ma się odbyć możliwie jak najwcześniej, w każdym razie nie później, niż w dwukrotnie wziętym okresie czasu, niezbędnym na przejazd i zejście na miejsce, z doliczeniem dwóch tygodni. Jeżeli by technik rządowy nie przybył dla sprawdzenia kotła, na czas powyżej określony, to właściciel mocen jest, na własną odpowiedzialność puścić kocioł w ruch.

VII. Wybuchy kotłów parowych.

§ 24. W razie wybuchu kotła, obowiązkiem właściciela lub jego pełnomocnika jest niezwłoczne zawiadomienie policji miejscowej o wypadku. Aż do spisania protokołu w porządku przez prawo ustanowionym, nie wolno naprawiać uszkodzonych budowli, zmieniać kształtu lub położenia części przynależnych do kotła, jedynie z wyjątkiem, gdy i o ile to stają się niezbędnem dla ratowania życia lub zdrowia ludzi, dla zapobieżenia dalszym niebezpieczeństwom, lub dla przywrócenia przejazdu lub przejścia na drogach publicznych.

VIII. Obsługa kotła.

§ 25. Właściciele i dzierżawcy fabryk z kotłami parowymi, jako też osoby zarządzające fabrykami, zakładami przemysłowymi, parowcami lub innemi przedsiębiorstwami, w których używają się kotły parowe, mają obowiązek, wszczepiać w obsługujących te kotły silniczyh, palaczy i robotników, przeświadczenie o nieodczowności ścisłego przestrzegania obowiązujących przepisów kotłowych, do obsługi zaś kotłów wybierać ludzi trzeźwych i zaufanych, a niezawodnie obznajmionych z obsługą kotłów.

IX. Lokomobile.

§ 26. Przenośne kotły parowe (lokomobile) podlegają wszystkim powyższym przepisom, z wyjątkiem jedynie przepisów, zawartych w §§ 9 i 19 do 23.

X. Kotły parowe, które były w działaniu przed wydaniem niniejszych przepisów.

§ 27. Kotły parowe, które były już w działaniu przed wydaniem przepisów niniejszych, mogą pracować nadal, chociażby nie dopełniały warunków objętych §§ 2, 9, 19, 20, 21, 22 i 23; jednakże podlegają i one przepisom pozostałych §§ na równi z kotłami nowo ustawianymi.

II. Przepisy niemieckie.

a. Wyciąg z przepisów przemysłowych Rzeszy.

(Prawa z 21-go lipca 1869 i 1-go stycznia 1873 r.).

§ 24. Na ustawienie wszelkich kotłów parowych należy uzyskać pozwolenie zgodnie z przepisami poszczególnych Państw Rzeszy.

Urząd właściwy udziela pozwolenia, odmawia go, albo wreszcie warunkuje je dopełnieniem szczególnych wymagań.

Przed rozpoczęciem pracy kotła należy uzyskać poświadczenie władzy, że kocioł odpowiada wymaganiom pozwolenia; kto bez tego poświadczenia rozpocznie użytkowanie kotła, podlega karze. w § 147 określonej. Przepisy te dotyczą i kotłów ruchomych.

§ 25. Pozwolenie raz udzielone, zgodnie z § 24. nie traci swej siły, dopóki samo urządzenie nie podlegnie zmianom, a więc zmiana właściciela nie znosi prawnej siły udzielonego pozwolenia. W razie zmian w urządzeniu trzeba wyjednać nowe pozwolenie podług § 24.

Urządzenia, wykonane przed wydaniem niniejszych przepisów, mimo to im podlegają.

§ 49. Pozwolenie udzielone traci swą siłę, jeżeli właściciel z niego w przeciągu roku nie skorzysta; władza udzielająca pozwolenie może jednakże naznaczyć inny zrok (termin), albo go przedłużyć.

Trzyletnia przerwa w korzystaniu z urządzenia kotłowego unieważnia otrzymane pozwolenie, o ile właściciel nie uzyskał odroczenia.

§ 147. Przekroczenia podlegają karom do 300 marek, a w razie niemożności uszczerbienia, grzywny zastępują się więzieniem.

b. Ogólne przepisy policyjne, dotyczące ustawiania kotłów parowych *).

(Okólnik Rady Związkowej, ogłoszony przez Kanclerza Rzeszy 5-go sierpnia 1900 r.).

I. Ustrój kotłów parowych.

§ 1. Ścianki kotłów, płomienie, płomieniówek, opłomek i t. p. części, będących w zetknięciu ze spalinami, o ile ich średnica przekracza 25 cm, a przy kształcie kulistym 30 cm, nie powinny być żeliwne, a z mosiądzu wolno wykonywać tylko rurki o średnicy nie większej niż 10 cm w prześwicie.

§ 2. Kanały spalinowe, tak we wnętrzu kotła, jak i na zewnątrz niego leżące, nie powinny dochodzić wyżej niż na 10 cm pod ustanowiony, najniższy poziom wody w kotle. Odstęp ten należy zachować na statkach rzecznych przy ich bocznym przechyleniu o 4 stopnie, na statkach morskich przy przechyleniu o 8 stopni.

Przepis powyższy nie dotyczy kotłów złożonych z opłomek o średnicy mniejszej niż 10 cm i nie dotyczy tych części kotła, stykających się z przestrzenią parową, których rozżarzenia obawiać się nie potrzeba. Zazwyczaj niebezpieczeństwo to można uważać za nieistniejące, gdy przy zwykłym ciągu spaliny oblecą powierzchnię 20 razy większą od ruszowej, a przy stosowaniu nadmuchu lub wydychu 40 razy większą.

II. Osprzęt kotła.

§ 3. Każdy kocioł należy zaopatrywać w oddzielny zawór zasilający, któryby się zamykał samoczynnie pod ciśnieniem wody w kotle.

§ 4. Każdy kocioł ma mieć dwa przyrządy zasilające, nawzajem od siebie zupełnie niezależne, niebędące w zależności od tego samego źródła siły, a z których każdy powinien wystarczać do zasilania kotła. Szereg kotłów zrzeszonych uważa się pod względem zasilania za jeden kocioł.

§ 5. Każdy kocioł ma posiadać, oprócz szkła wodoskazowego, jeszcze drugi, równie zaufny przyrząd do sprawdzania poziomu wody. Każdy z tych przyrządów musi posiadać niezależne połączenie z wnętrzem kotła, a wspólne połączenie pozwala się, o ile przekrój przewodu będzie nie mniejszy niż 60 cm² w prześwicie.

§ 6. W razie zastosowania kurków dozorezych, najniższy z nich ma leżeć w ustanowionym, najniższym poziomie wody. Ustrój kurków dozorezych musi dozwalać na prostokierunkowe ich przepychanie, w celu usunięcia osadu.

§ 7. Na szkłe wodoskazowem, a również na ściance kotłowej lub na obmurzu muszą być znaki, wskazujące ustanowiony, najniższy poziom wody. Na przodzie kotłów parowcowych należy wyraźnie oznaczyć górne granice kanałów spalinowych, a kotły takie otrzymują po dwa szkła wodoskazowe, ustawione w możliwie wielkim wzajemnym odstępie i symetrycznie względem środkowej, pionowej płaszczyzny kotła, równoległej do podłużnej osi statku. Drugie szkło wodoskazowe nie może zastąpić wymaganego przez § 5. drugiego przyrządu wodoskazowego.

*) W kilku paragrafach opuszczamy przepisy natury czysto formalnej, jako mniej ważne.

§ 8. Na każdym kotle ma się znajdować przynajmniej jeden zaufny zawór bezpieczeństwa.

Jeżeli kilka kotłów przyłącza się do wspólnego zbiornika pary przewodami, nie posiadającymi zaworadeł, to dla wszystkich kotłów razem można zadowolić się dwoma zaworami bezpieczeństwa.

Kotły parowcowe, parowozowe i lokomobilowe mają posiadać przynajmniej po dwa zawory bezpieczeństwa. Kotły parowców, z wyjątkiem morskich, powinny mieć jeden z zaworów bezpieczeństwa tak ustawiony, aby jego naciężenie dało się sprawdzać z pokładu.

Ustrój zaworów bezpieczeństwa powinien dozwalać na ich łatwe uchylanie, a nacięż ich ma być taki, aby przy dozwolonej, najwyższej prężności w kotle już wypuszczały parę.

§ 9. Na każdym kotle nieodzownym jest zaufny manometr, na którym najwyższa prężność dozwolona oznacza się widocznym znakiem.

Na kotłach parowcowych należy ustawiać dwa takie manometry, z których jeden ma być widoczny ze stanowiska palacza, drugi zaś (z wyjątkiem kotłów na parowcach morskich) ma być widoczny z pokładu. Gdy na parowcu znajduje się kilka kotłów, oddających parę do wspólnego przewodu, to oprócz manometrów, widocznych dla palacza, starczy jeden wspólny manometr, widoczny z pokładu.

§ 10. Na każdym kotle należy oznaczyć widocznie a trwale: największą nadprężność dozwoloną, nazwę fabryki, rok wykonania, a na kotłach parowcowych oznacza się nadto cyfrę, określającą miarę najniższego poziomu wody w kotle.

Tabliczka metalowa z powyższymi oznaczeniami przytwierdza się nitami miedzianymi do kotła w taki sposób, iżby nawet po osłonięciu kotła oponą, albo po jego obmurowaniu pozostawała widoczną.

III. Sprawdzanie kotłów parowych.

§ 11. Każdy kocioł, po wykończeniu, a przed osłonięciem lub obmurowaniem, podlega próbie na ciśnienie wodne, po zamknięciu wszelkich jego otworów.

Kotły, mające pracować z nadprężnością do 5-u atm., sprawdzają się ciśnieniem wodnym, dwa razy większym od nadprężności roboczej; kotły na wyższą prężność sprawdzają się ciśnieniem wodnym, przekraczającym o 5 atm. ową prężność. Za atmosferę uważa się ciśnienie 1 kg/cm².

Ścianki kotłowe mają wytrzymywać owe ciśnienie bez widocznego odkształcania się i nie wykazując nieszczelności, za jaką nie uważa się jednakże ani wytryskający pyłek wodny w postaci mgły, ani oddzielnie pojawiające się kropelki.

§ 12. Po naprawie w kotłarni, albo po naprawie w samej kotłowni, o ile do tego trzeba było obnażyć kocioł w zupełności, podlega on ponownemu sprawdzeniu ciśnieniem wodnym. Tej samej próbie podlega kocioł po wymianie płomienicy, po wymianie ścianki sitowatej i wogóle po wymianie części blach kotłowych.

§ 13. Ciśnienie wodno przy sprawdzaniu należy określać, bądźto za pomocą otwartego manometru rtęciowego, bądź też za pomocą dokładnego manometru, dostawionego przez samego urzędnika sprawdzającego. W tym celu na każdym kotle ma się znajdować przyłącznik, pozwalający przyłączyć dogodnie ów manometr urzędowy.

IV. Ustawianie kotłów parowych.

§ 14. Miejsce ustawienia. Pod przestrzeniami, w których zazwyczaj przebywają ludzie, nie wolno stawiać kotłów pracujących z nadprężnością, przekraczającą 6 atm., ani też kotłów, w których iloczyn z powierzchni grzanej w m², pomnożonej przez ilość atmosfer nadprężności, przekracza liczbę 30, a w samych takich przestrzeniach, o ile są zasklepiane, albo pokryte mocnym stropem belkowym, kotłów wogóle stawiać nie wolno.

We wszystkich, tego rodzaju kotłach palenisko musi być tak zbudowane, aby można było natychmiastowo przerwać oddziaływanie paliwa na kocioł.

Przepis powyższy nie dotyczy kotłów opłomkowych, o ile prześwit opłomek nie posiada średnicy ponad 10 cm, ani też kotłów, ustawianych w kopalniach lub na statkach.

§ 15. Obmurze. Między obmurzem kotła, a ścianami kotłowni, należy pozostawić przestrzeń swobodną, przynajmniej 8 cm szeroką, którą można jednak górą przekryć, a w końcach zamurować.

V. Ruchome kotły parowe.

§ 16. Każdy kocioł ruchomy lub przenośny (o kotłach parowcowych p. § 19) powinien posiadać:

1. Pozwolenie urzędowe z powtórzeniem oznaczeń z tabliczki na kotle przynitowanej (§ 10), z opisem i rysunkiem kotła, z oznaczeniem nacisku na zaworze bezpieczeństwa, wreszcie ze świadectwem sprawdzenia.

2. Księgę sprawdzeń, w którą się zapisują wyniki sprawdzeń urzędowych.

§ 17. Za kocioł ruchomy lub przenośny można uważać taki kocioł, który pracuje bez obmurza.

§ 18. Kocioł z ustroju swego ruchomy lub przenośny, z chwilą ustawienia go na stałe, przestaje podlegać przepisom § 16 i 17-go.

VI. Kotły parowcowe.

§ 19. Do kotłów parowcowych i wogóle do kotłów ustawionych na stałkach przepisy § 16 stosują się w całej rozciągłości z tym jeszcze dodatkiem, że wspomniany w § 16 rysunek musi obejmować oprócz samego kotła i tę część statku, w której kocioł ustawiono.

VII. Przepisy ogólne.

§ 20. (Dotyczy przepisów przejściowych).

§ 21. (Dotyczy praw poszczególnych Państw Rzeszy)

§ 22. Przepisom powyższym nie podlegają:

1) Naczynia, w których gotuje się parą, zaczerpniętą z innego kotła.

2) Przegrzewacze pary i naczynia, w których para, wytworzona w oddzielnym kotle, podgrzewa się dodatkowo.

3) Kotły do gotowania, ogrzewane z paleniska, których wewnątrz łączy się z atmosferą zapomocą rury zanurzonej w wodzie kotła, średnicy przynajmniej 8 cm., a wysokości nie ponad 5 m. Na rurze tej nie ma być żadnego zawieradła, a rządy poszczególnych państw Rzeszy mogą dozwalać na zastąpienie owej rury innym przyrządem bezpieczeństwa.

§ 23. Kotły parowozowo podlegają swoistym przepisom (p. Dział XI Kolejnictwo II).

c. Wyciąg z przepisów o pozwoleniach na ustawianie i o sprawdzaniu kotłów parowych.

(podług postanowień Rady Związkowej z 3-go lipca 1890 r.)

§ 1. Kotły, sprowadzone z zagranicy, podlegają sprawdzaniu podług przepisów niemieckich; kotły, przewiezione z jednego państwa Rzeszy do drugiego, o ile nie poniosły uszkodzeń podczas przewozu, mogą się obyć bez ponownego sprawdzenia.

§ 2. Kotły ruchome lub przenośne, sprawdzane w jednym z państw Związkowych, mogą pracować w drugim, jeżeli od ostatniego ich sprawdzenia nie minął jeszcze rok cały.

§ 5. Każdy kocioł ruchomy lub przenośny podlega sprawdzeniu zewnętrznemu corocznie, wewnętrznemu zaś co 3 lata. Sprawdzenie wewnętrzne urzędnik sprawdzający może, według własnego uznania, uzupełnić próbą na ciśnienie. Kotły takie, pracujące nadprężnością do 10 atm., próbują się na $1\frac{1}{2}$ krotnie ciśnienie wodne; kotły na wyższą prężność nadmiarem ciśnienia o 5 atm.

§ 10 i 11. Powtarzają przepisy § 2 i § 5 w zastosowaniu do kotłów parowcowych z tą jedynie różnicą, że ich sprawdzanie wewnętrznie ma się powtarzać co 2 lata.

d. Pruskie prawo o użytkowaniu kotłów parowych

(3-go maja 1872)

określa w trzech paragrafach obowiązki właścicieli i obsługujących kotły parowe, a zarazem naznacza kary za przekroczenia.

e. Ważniejsze prawidła, dotyczące zatwierdzania i sprawdzania kotłów parowych.

(Streszczenie okólnika pruskiego ministra handlu i przemysłu z 15-go marca 1897).

§ 1. Prawidła poniższe rozciągają się na wszelkie kotły parowe z wyjątkiem tych, które wykluczono w §§ 22 i 23 ogólnych przepisów policyjnych, dotyczących kotłów pa-

rowych (p. str. 1057). Jednakże kotły parowozowe kolejek, nie służących do użytku publicznego, podlegają prawidłom niniejszym i uważają się za kotły ruchome.

§ 3. Członków Towarzystw kotłowych, które prowadzą ścisły nadzór nad powierzonymi im kotłami, może minister handlu i przemysłu zwalniać zupełnie od sprawdzania urządzeń.

§ 5. Podobnież minister może zwalniać od urzędowego nadzoru nad kotłami poszczególnych właścicieli kotłów, albo zarządy kolei prywatnych, jeżeli tacy właściciele kotłów ustanowili własny, zaufny nadzór nad swymi kotłami i dokonywują ściśle sprawdzenia swych kotłów.

§ 30. Celem sprawdzeń technicznych jest przekonanie się o:

1. zgodności urządzenia kotłowego z przepisami obowiązującymi i z wydanem pozwoleniem,
2. przydatności do pracy,
3. prawidłowym obchodzeniu się z kotłami, zwłaszcza z ich przyrządami bezpieczeństwa.

§ 32. Sprawdzenia bywają: zewnętrzne, wewnętrzne i na ciśnienie wodne.

Sprawdzenia zewnętrzne powtarza się dla kotłów stałych co 2 lata, dla ruchomych, przenośnych i parowocych corocznie.

Sprawdzenia wewnętrzne powtarza się dla kotłów stałych co 4 lata, dla kotłów ruchomych i przenośnych co 3 lata, a dla parowocych co 2 lata.

Sprawdzenie na ciśnieniu wodnym powtarza się dla kotłów stałych przynajmniej co 8 lat, dla ruchomych przynajmniej co 6 lat. Sprawdzenia tego należy wedle możności dokonywać łącznie ze sprawdzaniem wewnętrznym, jakie przypada na tenże rok.

Urzędnik sprawdzający może, według własnego uznania, każde sprawdzenie wewnętrzne uzupełnić próbą na ciśnieniu wodnym. Dla kotłów o wnętrzu niedostępnym sprawdzenie wewnętrzne zastępuje się próbą na ciśnieniu wodnym.

Oddzielne sprawdzenie zewnętrzno kotłów stałych ruchomych i przenośnych jest zbyteczne w tym roku, w którym odbywa się sprawdzenie wewnętrzne lub na ciśnieniu wodnym. Sprawdzenie zewnętrzne kotłów parowych dokonywa się w takim roku łącznie ze sprawdzaniem wewnętrznym lub na ciśnieniu wodnym.

§ 33. I. Sprawdzenie zewnętrzno polega przeważnie na przekonaniu się o prawidłowej działalności kotła. Pracy kotła nie wolno przerywać dla tego sprawdzania, chyba w razie domniemywania się o nieprawidłowościach grozących niebezpieczeństwem, których, bez przerywania pracy kotła, zbadać nie można.

II. Przy sprawdzaniu trzeba baczyc:

na wykonanie i stan przyrządów zasilających i wodoskażących, których kurki dozorcze powinny się dać przetykać na wskroś w kierunku prostym; stan zaworów i innych przyrządów bezpieczeństwa; stan paleniska i przyrządów do miarkowania ciągu, jako też na możliwość szybkiego usunięcia ognia z paleniska;

na wszystkie części, dostępne bez przerywania działalności kotła;

na przyrządy spustowe i do oczyszczania kotła służące, jako też na oczyszczanie wody zasilającej; wreszcie

na wszelkie urządzenia, związane z działalnością kotła.

III. Sprawdzenia przyrządów należy dokonywać wedle możności przez doprowadzenie ich do działania.

IV. Przy sprawdzaniu zewnętrznym wypada przekonywać się o tem, czy się palacz umie należycie obchodzić z przyrządami, zwłaszcza z przyrządami bezpieczeństwa i czy umiałby sobie radzić w razie pojawiającego się niebezpieczeństwa.

§ 34. I. Sprawdzenie wewnętrzne ma na celu przekonanie się o stanie właściwego kotłaka, a mianowicie: tak jego wnętrza, jako i części zewnętrznych, które sprawdzający jak najściślej zbadać powinien.

II. Do tego sprawdzania należy przerwać działalność kotła tak wcześnie, aby można było oczyścić kanały spalinowe i aby one dostatecznie ostygły. Oslonę kotła lub jego obmurzo należy usunąć, jeżeli bez tego (np. przez wejście do kanałów spalinowych) kotła należycie zbadać nie można. W razach wyjątkowych sprawdzający ma prawo zarządzić wyjęcie płomieniówek z kotła. Przy wewnętrznym sprawdzaniu jednego z kotłów zrzeszonych, należy odłączyć go od wspólnych przewodów parowych, zasilających i spustowych w sposób tak zaufny, by wykluczyć wszelkie niebezpieczeństwo dla sprawdzającego.

III. Przy sprawdzaniu wewnętrznym trzeba baczyc:

na stan ścianek kotłowych, ściągów, nitów, płomieniówek i płomienie, przy czem należy zbadać, czy przez zużycie części te nie doszły do stanu, mogącego grozić niebezpieczeństwem;

na rodzaj osadów kotłowych i wytwarzanie się kamienia, na sposób i środki ich usuwania;

- na stan przewodów zasilających i otworów do oczyszczania;
- na stan zaworów zasilających i parowych;
- na stan przewodów prowadzących do manometru, wodoskazu i do pozostałych przyrządów bezpieczeństwa;
- na ogólny stan paleniska i kanałów spalinowych tak wewnątrz kotła, jak i na zewnątrz niego leżących.

§ 35. Celem próby na ciśnienie wodne jest sprawdzenie, czy kocioł pod tem ciśnieniem nie uległ odkształceniom trwałym, i sprawdzenie jego szczelności. Ciśnienie próbne w kotłach o nadprężności do 10 atm. ma być $1\frac{1}{2}$ razy od niej większe, dla wyższych nadprężności ciśnienie próbne ma być o 5 atm. wyższe niż nadprężność robocza.

I do tej próby wypada kocioł obnażyć z opony lub obmuruza w miarę potrzeby. Podczas próby na ciśnienie wodne należy sprawdzić i prawidłowość zaworów bezpieczeństwa, oraz ich naciążenie.

§ 36. I. Jeżeli sprawdzenie wykaże poważniejsze nieprawidłowości, na razie jeszcze nie groźne, to sprawdzający ma prawo naznaczyć nadzwyczajne sprawdzenie dodatkowe w zroku krótszym od określonego w § 32.

II. Gdy się okażą nieprawidłowości, mogące stać się groźnymi, a których nie można usunąć natychmiastowo, to sprawdzający naznacza zrok ich usunięcia i powtórnego sprawdzenia kotła.

III. Jeżeli zaś okażą się nieprawidłowości wprost groźne, to urzędnik sprawdzający wstrzymuje dalszą pracę kotła aż do usunięcia owych nieprawidłowości i ponownego sprawdzenia kotła.

§ 37. I. Sprawdzenia zewnętrzne dokonywują się bez uprzedniego zawiadomienia. Dla kotłów ruchomych, zmieniających częściej swe stanowiska, oraz dla kotłów parowocowych, można uprzednio umówić się z właścicielem o zrok sprawdzania.

II. O sprawdzeniu wewnętrznym lub na ciśnienie wodne należy właściciela zawiadomić przynajmniej na 4 tygodnie przed czasem.

III. Do sprawdzeń tych należy, w porozumieniu z właścicielem kotła, obrać wedle możliwości czas taki, aby jak najmniej przeszkadzać pracy.

IV. W tym celu, o ile zakład bywa nieczynnym w pewnych okresach roku, wypada sprawdzania te naznaczać właśnie na takie okresy. Kotle ruchome lub przenośne może właściciel do sprawdzania dostawić w dowolne miejsce w obrębie okręgu nadzorczo, podległego urzędnikowi sprawdzającemu.

V. Przenośne kotle górnicze sprawdzają się na miejscu ich pracy.

VI. Sprawdzenia kotłów parowocowych nie powinny przeszkadzać ich jazdom, dlatego też sprawdzanie wewnętrzne i na ciśnienie wodne należy naznaczać na okres roku przed rozpoczęciem żeglugi.

§ 41. Obowiązkiem właściciela kotła jest zawiadamianie policji (w zakładach górniczych — Urzędu górniczego) o wszelkich zmianach jako to: o końcu się mocy prawnej pozwolenia, o ponownem rozpoczęciu pracy kotła, o czasowem lub zupełnem zaprzestaniu pracy, o usunięciu, sprzedaży lub przystawieniu kotła dodatkowego, a mianowicie przed 1 kwietnia każdego roku.

§ 45. I. O każdym wybuchu kotła właściciel lub jego zastępca jest obowiązany zawiadomić niezwłocznie urzędnika, sprawującego nadzór nad kotłami w danym okręgu, a jeżeli kocioł podlegał sprawdzaniu przez Towarzystwo kotłowe, to i inżyniera, nadzorującego kocioł z polecenia tegoż Towarzystwa.

II. Za wybuch kotła uważa się także jego uszkodzenie podczas pracy, przy którym ścianki kotła rozwierają się o tyle, że prężność w kotle obniża się nagle skutkiem wylotu pary lub wypływu wody do prężności zewnętrznej.

III. Za urzędowe badanie wybuchu kotła nie pobiera się żadnych opłat.

f. Zakres sprawdzeń przy zatwierdzaniu nowych urządzeń kotłowych. *)

(Streszczenie okólników pruskiego ministra handlu i przemysłu z 25 marca, 18 maja i 28 listopada 1897 r.)

Sprawdzanie przedwstępne nie ma się ograniczać do strony formalnej, lecz powinno ono uwzględnić i stronę techniczną, zwłaszcza też przystosowanie się projektu do postępów wiedzy technicznej.

*) Perówn. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897 r. str. 606, 926 1427.

Przy tom sprawdzaniu należy baczyć na poniższe urządzenia:

1. Najniższy poziom wody ma odpowiadać przepisom prawnym (p. § 2 str. 1055). Gdy kocioł posiada małą powierzchnię poziomu wody, to odstęp jego od najwyższego punktu kanałów spalinowych powinien być większy niż 10 cm.

2. Osprzęt kotła ma odpowiadać przepisom § 4 do 10 (p. str. 1055). Praca przy ręcznej pompie zasilającej nie ma przekraczać siły jednego człowieka. W urządzeniach, w których iloczyn ogrzewanej powierzchni podwodnej w m² i nadpętności pary w atm. przekracza liczbę 100, pompy ręczne można stosować do zasilania tylko w razach wyjątkowych, np. do kotłów ruchomych.

Wodoskaz ma być widoczny ze stanowiska palacza, a jeżeli poziom wody w kotle jest wysoko położony, to dostęp do wodoskazu należy ułatwić przez urządzenie schodków i ganków z poręczami, a przynajmniej stałej drabinki. Urządzeń w końcu wspomnianych można wyjątkowo nie wymagać, gdyby ich zastosowanie miało przedstawiać niezwykle trudności, np. przy kociągach żorawi, przesuwnie i t. p. Drugim przyrządem do wskazywania poziomu wody może być drugie szkło wodoskazowe.

W razach właściwych należałoby zalecać doprowadzenie wylotu rury zasilającej aż tuż pod najniższy poziom wody.

3. Ustawianie kotła ma być zgodne z § 14 i 15 (str. 1056).

Wzbrania się urządzenie suszarni, dostępnych dla ludzi, ponad kotłami o nadpętności, przewyższającej 6 atm., oraz nad kotłami, których iloczyn z powierzchni stykającej się ze spalinami i z liczbą atmosfer nadpętności przekracza liczbę 30.

Natomiast można dozwalać urządzenie suszarni w innych razach, o ile one nie przeszkadzają prawidłowej działalności kotłów, a ludziom nie grożą niebezpieczeństwem.

Ża stały strop nad kotłownią uważa się, nie tylko istotny strop między belkami, lecz i pokrycie sklepieniem lub stropami z bali przestrzeni podstrzesza, między wiązarami leżącymi. Samo ułożenie belek dodatkowych, oprócz tych, jakie są niezbędne do podparcia strzechy, uważa się już za strop stały. Lekkie deskowanie połaci strzechy nie poczytuje się natomiast za strop stały.

Obmurze kotła nie ma również dotykać ani komina, ani sąsiedniego kotła, chyba że ściana przedziałowa między kotłami będzie przynajmniej 38 cm gruba, a nadto zapewni się należyte wychładzanie kanałów spalinowych w celu ich dostępności. (Odstęp 8 cm obmurza od komina pozostaje obowiązującym w nowych urządzeniach). Lekkie przekrycie tych odstępów nie jest wzbrownione. Ściany czopucha mogą się łączyć ze ścianami budynku. Przepisy te nie obowiązują jednakże urządzeń kotłowych bez bocznych kanałów spalinowych, w któreby można było wchodzić. Istniejące urządzenia, w których nie ma odstępów między obmurzami kotłów sąsiednich, nie podlegają powyższym przepisom, nawet w razie zastąpienia starego kotła nowym, lub w razie przystawienia zupełnie nowego kotła, jeżeli istniejąca kotłownia jest za ciasna, aby owe odstępy mógł zachować. W każdym jednak razie ściany przedziałowe dla kotłów przystawianych mają być przynajmniej 38 cm grube, a należyte wychłodzenie dostępnych kanałów spalinowych musi być możliwe.

4. Należy sprawdzić, czy kanały spalinowe i wnętrza kotła są dostatecznie dostępne w celu ich oczyszczania. Wypada urządzić dostatnią ilość włazów i otworów do czyszczenia, i to właściwych rozmiarów. Nowe włazy kotłowe mają posiadać wymiary 30.40 cm, a w każdym razie nie mniejsze niż 28.38 cm: włazy zaś do kanałów spalinowych 45.45 cm. Same kanały spalinowe powinny być dostępne nawet dla dorosłych.

Podparcie kotłów ma być zaufne, a przy większej ich niepodpartej rozpiętości należy dodać oddzielne podpórki. Gdy kocioł wywiera parcie na ściany obmurza, trzeba je zezepić ściąganiami.

5. Grubość ścianek kotłowych i inne części ustrojowe kotła powinny się przystosowywać do zamierzonej nadpętności.

Ciągnięcie w żadnym miejscu ścianki kotłowej nie ma przekraczać $\frac{1}{5}$ naprężenia rozrywającego. Przy dwurzędnym nieniciu w łubki ciągnięcie może dochodzić do $\frac{1}{4}$,⁵ naprężenia rozrywającego.*)

Płomienice powinny otrzymać stosowne osztywnienia pierścieniowate, o ile same szwy poprzeczne nie osztywniają dostatecznie płomienic. Zwykle szwy na zakładkę osztywniają dostatecznie tylko niedługie płomienice małej średnicy.

Pobrzeża otworów, zwłaszcza włazowych, należy wzmocnić właściwie, w zależności od zamierzonej nadpętności pary, i w celu usztywnienia, gdyby zachodziła obawa uginania się blachy pod naciskiem śrub, przyciągających pokrywe włazową.

Płaskie ścianki kotłowe trzeba usztywniać ściąganiami i t. p.

*) Prawidła hamburskie dozwolają ilokrotności bezpieczeństwa 4,5 wzgl. 4,0 zamiast powyżej przepisanych: 5 wzgl. 4,5 (p. str. 1006).

6. Powierzchnię ogrzewaną należy obliczać od strony stykającej się ze spalinami. Przez podwodną powierzchnię ogrzewaną należy rozumieć tę część powierzchni ogrzewanej, która się z jednej strony styka ze spalinami, z drugiej zaś z wodą.

Przez powierzchnię ogrzewaną należy na przyszłość zawsze rozumieć całą powierzchnię spalinami ogrzewaną, bez względu na to, czy przeciwległa strona ścianki kotłowej styka się z wodą, czy też z parą.

Do powierzchni ogrzewanej nie zaliczają się: powierzchnie, około których spaliny wcale nie przelatują, powierzchnie stykające się z obmurzem, z jazami i t. p., wreszcie część płomienicy, leżąca pod rusztem, jako osłonięta od żaru warstwą popiołu, a nadto chłodzona strumieniem powietrza, które podąża do paleniska.

7. Sprawdzając projekt pod względem policyjno-pożarowym, budowlanym i zdrowotnym, należy ściśle przestrzegać właściwych przepisów policyjno-budowlanych. Obliczenia statyczne większych kominów i wież strzechowych, jakie obowiązkowo mają się dołączać do podań o pozwolenie, trzeba ściśle sprawdzać. Stanowisko palacza ma być dostatecznie oświetlone, drzwi kotłowni muszą się otwierać na zewnątrz, a nadto należy przewidzieć wszystko niezbędne dla ochrony życia i zdrowia robotników.

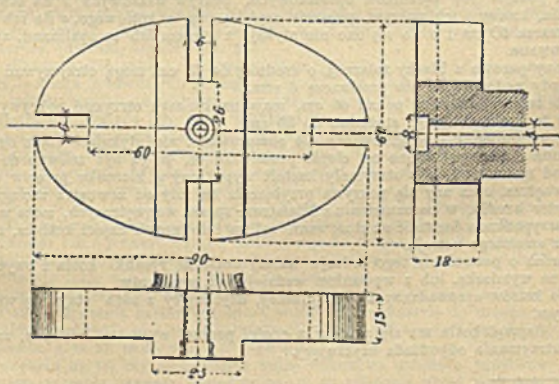
Jeżeli sprawdzający przedwstępnie sam czuje, że jego wiedza zawodowa nie wystarcza do sprawdzenia niektórych poszczególnych części, to powinien zaniechać sprawdzenia tych części, zawiadamiając jednak o tem władzę, zatwierdzającą urządzenia kotłowe.

g. Uwagi.

1. Na przyłączenie kotłów, pracujących pod różną nadprężnością, do wspólnego przewodu, niezbędnym jest, oprócz zezwolenia właściwej władzy, sprawdzenie (przed rozpoczęciem pracy), czy kocioł wysokoprężny nie zwiększa prężności we wspólnym przewodzie, albo w kotłach niskoprężnych. Udzielenie zezwolenia czyni się zależnym od dopełnienia warunków następujących:

- a) Na przewodzie od kotła wysokoprężnego do wspólnego przewodu należy ustawić zaufny przyrząd zmniejszający prężność pary do prężności, z jaką pracuje kocioł o prężności najniższej, a więc należy ustawić np. przyrządek samoczynny, miarkownik prężności i t. p.
- 3) Przed tym przyrządem, t. j. na przewodzie od strony kotła wysokoprężnego,

Rys. 817.



należy ustawić zawiadło nastawne, a wedle możliwości dogodnie dostępne dla stojącego na posadzce kotłowni.

- 7) Wspólny przewód parowy trzeba zaopatrzyć w manometr o wielkiej podziale i w stosowną ilość zaworów bezpieczeństwa, któreby zapobiegały podniesieniu się prężności we wspólnym przewodzie ponad granicę, w jakich pracuje kocioł prężności najniższej.

- d) Na każdym do wspólnego przewodu przyłączanym kotle trzeba ustawić zawór bezpieczeństwa, stopniowo się wznoszący, o wielkim skoku.
 e) Musi być możność odcięcia każdego kotła od wspólnego przewodu.
 f) Przewody, zasilające takie kotły nie jednakowej prężności, nie mogą się łączyć nawzajem.

2. Do ustawienia manometru urzędowego z kurkiem przynależnym (p. § 13 str. 1056) ma się na każdym kotle znajdować kołnierzy przyłączny, który w Prusach musi posiadać kształt i wymiary przedstawione w rys. 817.

Uwaga. W Rosyi i Bawaryi obowiązuje kołnierzy okrągły 37 mm średnicy, w Holandyi, Belgii, Francyi, we Włoszech, Szwajcaryi, Danii, Szwecyi, i Norwegji 40 mm średnicy, w Saksonii wymagają przyłącznika z gwintem wewnętrznym Whitworth'a o średnicy $\frac{1}{2}$ cala, w Austrii zaś $\frac{3}{4}$ cala.

3. Sąd Rzeszy w Lipsku wyjaśnił, że pary wodnej nie zalicza się do ciał wybuchowych, jakimi są proch i t. p.

III. Przepisy austriackie *).

a. Rozporządzenia wydane na zasadzie prawa z 7-go lipca 1871 r., a dotyczące ustawiania i sprawdzania kotłów parowych. (Streszczenie)

§ 1. Kotłami parowymi, podlegającymi przepisom niniejszym, są wszelkie naczynia zamknięte, w których ciecz przemienia się na parę o prężności wyższej od atmosferycznej.

Nie podlegają przepisom niniejszym naczynia, przeznaczono do wytwarzania pary o nadprężności do 0,5 atm., o ile ich przestrzeń wodna łączy się z atmosferą za pośrednictwem otwartej rury nie ponad 5 m wysokiej, a przynajmniej 10 cm średnicy w prześwicie, albo jeżeli naczynia te otrzymają innego rodzaju zabezpieczenia uznane za zarówno zaufne przez Ministra handlu, w porozumieniu z Ministrem spraw wewnętrznych.

§ 2. Sam wytwórca kotła, na swą własną odpowiedzialność, może wybierać rodzaj materiałów na kotły, ich ustrój, grubość ścianek kotłowych i t. p., jednak z zastrzeżeniem, że ścianki kotłaka jako też jego rury o średnicy ponad 10 cm, nie mogą być ani żeliwne, ani mosiężne, rury zaś poniżej 10 cm mogą być mosiężne.

Pod względem tego przepisu można za ścianki kotłowe nie uważać: ścianek dzwonu parowego, pokryw lub łączników opłomkowych, pokryw włazowych i na otworach do czyszczenia, króćce i ich pokryw, wreszcie części osprzętu kotłowego, o ile ich prześwit nie przekracza 60 cm i o ile się one nie stykają z ogniem lub ze spalinami, ani też nie są obmurowane.

Dzwony parowe z blachy żelaznej, o średnicy do 75 cm, mogą otrzymywać wierzchy żeliwne, gdy nadprężność nie przekracza 6 atm.

Jeżeli buliery, średnicy ponad 60 cm, mają na końcach otrzymać pokrywy żeliwne, to należy te końce ściągnąć stożkowo do 60 cm.

Pokrywy bulierów i podgrzewaczy nie obmurowane, nie stykające się z ogniem lub ze spalinami i nie wystawione na ciepło promieniujące, mogą być żeliwne do średnicy 80 cm, pod warunkiem, aby otrzymały kształt wypukłony w kierunku przeciw ciśnieniu, t. j. do wnętrza, oraz aby się pokrywa przyłączała na nity od zewnątrz zaciągane.

Minister handlu, w porozumieniu z Ministrem spraw wewnętrznych, może w poszczególnych przypadkach dozwolić na stosowanie żeliwa i do innych części kotłaka, zwłaszcza do kotłów swoistego ustroju.

Do próśb o pozwolenia tego rodzaju należy dołączać rysunki kotła i owych części, kreślone na wymiarke, lub z wpisaniem ważniejszych wymiarów.

Co do kotłów sprowadzanych z zagranicy, użytkujący z nich staje się współodpowiedzialnym.

§ 3. Osprzęt kotła ma się składać z części poniżej wyszczególnionych, za których należyte utrzymanie odpowiada użytkujący.

*) Podstawą przepisów jest rozporządzenie Ministra handlu z 1-go października 1875 r., wydane w porozumieniu z Ministrem spraw wewnętrznych, a obejmujące 13 paragrafów.

Przepisy te uzupełniano w różnych okresach czasu, a treść przepisów powyżej podanych uwzględniła już te rozporządzenia dodatkowe aż po rok 1899.

Nadto w poszczególnych krajach koronnych obowiązują jeszcze krajowe ustawy budowlane i przepisy policyjno-budowlane.

a) Przynajmniej jeden zawór bezpieczeństwa, a gdy powierzchnia ogrzewana kotta przekracza 2,5 m², po dwa takie zawory. Naciąg zaworu ma odpowiadać prężności pary, na jaką kocioł sprawdzono, a na kotłach stałych naciągiem ma być ciężarek, który, przy naciągnięciu za pośrednictwem dźwigni, powinien się znajdować na samym jej końcu. Zawory kotłów ruchomych można naciągać sprężynami, na lokomobilach jednak przynajmniej jeden z zaworów musi mieć naciąg ciężarowy. Sprężyny naciągające należy tak ustosunkować i ograniczyć ich naciąganie, aby największy możliwy naciąg zawora równoważył naciąg pary o najwyższej, dozwolonej prężności.

b) Przynajmniej jeden zaufny manometr, na którego podziałce należy naznaczyć najwyższą prężność dozwoloną. Do przyłączenia manometru sprawdzającego pozostawia się odnogę z gwintem wewnętrznym Whitworth'a na $\frac{3}{4}$ cala. Przed każdym z manometrów musi być kurek do jego wyłączenia.

c) Przynajmniej jeden zaufny przyrząd zasilający dostatecznie. Na dopływie wody do kotta ma się znajdować zawór samoczynny, któryby zapobiegał wypływowi wody z kotta.

Dla kilku kotłów zrzeszonych starczy jeden przyrząd zasilający ze wspólnym przewodem głównym, którego odnogi do poszczególnych kotłów oprócz zawierań nastawnych muszą posiadać i zawory samoczynne.

d) Przynajmniej dwa przyrządy do sprawdzania poziomu wody w kotle, z których każdy ma się oddzielnie łączyć z wnętrzem kotta. Jednym z tych przyrządów musi być szkło wodoskazowe, a na obydwóch należy wyraźnie naznaczyć najniższy, dozwolony poziom wody. Najniższy ten poziom w kotłach stałych ma się przynajmniej o 10 cm wznosić ponad najwyższy punkt powierzchni ogrzewanej, stykającej się ze spalinami. W kotłach ruchomych wypada przytem uwzględnić wahania tego poziomu skutkiem możliwego pochylania się kotta.

Przepisy § 3-go nie dotyczą przegrzewaczy pary i przyrządów do jej suszenia, których ścianki, stykające się z parą, nie mogą podlegać rozżarzeniu.

Zazwyczaj niebezpieczeństwo rozżarzenia ścianek uważa się za wykluczone, jeżeli spaliny, przed zetknięciem się z ową ścianką, przebiegły już wzdłuż podwodnej powierzchni ogrzewanej, 20 razy większej od rusztowej kotta o ciągu zwykłym, nie wyłączonej lokomobil, a 40 razy większej w kotłach o ciągu sztucznie wzmocnionym, a więc w parowozach, przy zastosowaniu nadmuchu i t. p. *)

Za powierzchnię rusztu uważa się całą jego powierzchnia, wyłożona rusztowinami.

Kocioł o ogólnej zawartości nie ponad 80 l (t. j. zawartości pary i wody łącznie) mogą pracować bez części osprzętu wyszczególnionych pod b), c) i d). To ustępstwo, jako też i zwolnienie od sprawdzania na ciśnienie, są jedynymi ulgami, przyznanymi dla tych kotłów o małej zawartości.

Istniejące, stare, bardzo wysokie kotły, ogrzewane spalinami z pieców do skuwania żalaza, mogą zamiast szkła wodoskazowego mieć inny zaufny przyrząd wodoskazy (kurki dozorcze, pływaki, sygnały i t. p.).

§ 4. Każdy kocioł parowy, o zawartości pary i wody ponad 80 l. przed rozpoczęciem pracy, podlega sprawdzaniu podług przepisów poniższych, bez względu na to, czy będzie on wyrobu krajowego, czy też sprowadzony z zagranicy. Za niedopełnienie przepisu niniejszego odpowiada ten, który użytkuje z kotta.

Czasowo można pracować, bez uprzedniego sprawdzania, lokomobilami, sprawdzonemi urzędowo zagranicą lub na Węgrzech. Użytkujący z takiej lokobilii powinien jednak niezwłocznie zawiadomić urzędnika sprawdzającego kotły w danym okręgu, a urzędnik dokona sprawdzenia. Jeżeli taki kocioł posiada świadectwa w obcym języku, to należy dołączyć tłumaczenie świadectw na język urzędowy kraju koronnego, w którym kocioł pracuje. Takie same przepisy odnoszą się do kotłów, przechodzących czasowo z jednego kraju koronnego lub z jednego okręgu nadzorczonego do drugiego. Ich sprawdzanie jednak będzie niezbędne tylko w takim razie, gdy tego wymaga bezpieczeństwo publiczne, albo gdy sprawdzanie takie nie obciąży skarbu państwowego.

Kocioł sprawdza urzędnik państwowy danego okręgu, a o ile właściciel kotta jest członkiem stowarzyszenia kotłowego, które posiada upoważnienie do urzędowego sprawdzania kotłów i nadzoru nad nimi, to sprawdzania dokonywa upoważniony do tego technik stowarzyszenia, a to na mocy prawa z 7-go lipca 1871 r.

Bez względu na to, czy sprawdzania kotta dokonywa urzędnik państwowy, czy też technik stowarzyszenia, wypada kocioł próbować na ciśnienie przed jego obmurowaniem i zgodnie z przepisami wydanymi dla sprawdzeń urzędowych. Lokobile można próbować nie zdejmując osłony.

*) Rozporządzenia ministeryjalno z 22 grudnia 1894 r., z 19 lipca 1895 r., z 9-go grudnia 1895 r., wreszcie z 4-go i 19-go maja 1896 r. ustanawiają pewne wyjątki od przepisów powyższych.

Kotły, mające pracować pod nadprężnością nie przekraczającą dwóch atmosfer, próbują się ciśnieniem podwójnem; kotły zaś, przeznaczane na pracę pod większą prężnością, próbują się ciśnieniem półtorakrotnem, zwiększonym jeszcze o jedną atmosferę.

Za ciśnienie jednej atm. liczy się 1 kg/cm².

§ 5. Każdy kocioł należy zaopatrzyć w znak zawierający nazwisko istotnego wytwórcy kotła (okólnik minister. z 27 list. 1896), a nadto w miejscu widocznem i w sposób irwały wypisać nadprężność w atm. lub w kg/cm², z jaką kotłowi wolno pracować.

Zamiast tej, dozwolonej największej nadprężności pary, oznacza się na kotłach, zawartości do 80 l. tę prężność, jaką podano policyi w zawiadomieniu, względnie tę, na jaką uzyskano pozwolenie.

§ 6. O każdej próbie na ciśnienie należy wydać świadectwo, które użytkujący z kotła powinien zachować.

§ 7. Próbę na ciśnienie trzeba powtarzać w razach poniższych.

a) W razie ważniejszej zmiany ustroju kotła;

b) W razie wymiany chociażby $\frac{1}{20}$ części powierzchni kotłaka, za którą w tym przypadku uważać należy całkowitą powierzchnię kotła, wraz ze wszystkimi częściami, jakie się z nim łączą przelotami stale otwartymi (dzwony parowe, króćce łączące i t. p.).

Po wymianie rur kotłowych (płomieniówek, opłomek), do 10 cm średnicy, ponowna próba na ciśnienie nie jest konieczna;

c) W razie przeniesienia używanego już kotła stałego do innego zakładu przemysłowego. *)

Pozatem każdy użytkujący ma prawo poddawać próbie swe kotły, gdy to uzna za właściwe.

Pobudkę ponownej próby, jako też pomyślny **) jej wynik dopisuje się w świadectwo pierwotne.

Tak samo, jak wolno przestawiać kotły stałe w obrębie samego zakładu przemysłowego, bez ponowienia prób, tak też, uważając całą linię kolei żelaznej za jeden zakład przemysłowy, dozwala się bez ponownego sprawdzania, przestawiać z jednej baszty wodnej do drugiej kotły nie obmurowane, których podstawa nie łączy się przycięgami z posadą.

§ 8. Każdy kocioł trzeba corocznie sprawdzać, starając się, aby przytem jak najmniej przeszkadzać w pracy zakładu. Po wymianie zawora bezpieczeństwa, albo jego dźwigni naciągającej, obowiązkiem użytkującego z kotła jest zażądanie ponownego sprawdzenia.

Sprawdzań dokonywują te same osoby, jakie § 4 naznacza do wykonywania prób kotłowych.

Kotły małej zawartości, nawet poniżej 80 l, podlegają również corocznym sprawdzaniom.

W celu dokonania corocznego sprawdzania lokomobili, użytkujący z niej powinien zawiadomić zawczasu osobę uprawnioną do jej sprawdzania (podług § 4), gdzie i jak długo lokomobila pracować będzie. Taki sam obowiązek zawiadomienia dotyczy i kotłów, swobodnie stojących w kolejowych basztach wodnych.

Licząc od pierwszej próby, należy każdy kocioł sprawdzać wewnątrz i próbować ponownie na ciśnienie podług manometru urzędowego w odstępach pięcioletnich, łącząc tę próbę z przypadającym na ów rok sprawdzaniem dorocznem. (Nie podlegają tej próbie kotły o zawartości poniżej 80 l).

Wyniki tej próby dopisują się do świadectwa pierwotnego (§ 6), przyczem dopisków nie wolno robić ołówkiem.

Zarządzenia, jakie sprawdzający przy tej sposobności poczyni, trzeba spełniać jak najściślej.

Jeżeli zarządzenia te wydał urzędnik, sprawiający nadzór nad kotłami, to użytkujący z kotła, w razie niezadowolenia z owych zarządzeń, ma prawo odwołać się do wyższej władzy krajowej.

Zażalenie takie posiada siłę, odraczającą zarządzenia, tylko w takim razie, jeżeli, z powodu grożącego niebezpieczeństwa, urzędnik nie zażądał zupełnego zaprzestania pracy kotła.

Władze, do których skierowano tego rodzaju zażalenia, powinny załatwić je jak najspieszniej.

*) Należy też próbować ponownie kocioł, przestawiony z jednego statku na drugi okólnik minist. z 24 czerwca 1888).

**) Przepisy nie określają, co wypada czynić w razie nie pomyślnego wyniku próby.

Jeżeli kocioł zaprzestaje na stało pracować, a użytkujący z niego przed upływem roku dorocznego sprawdzania zawiadomi o tem osobę sprawującą (pod § 4) nadzór nad jego kotłem, to sprawdzanie oworoczne staje się zbytecznem.

Kto po rocznej lub dłuższej pracy kotła, zamierza wziąć go ponownie do pracy, powinien, przynajmniej na 8 dni przed zamierzonym rozpoczęciem pracy, zawiadomić o tem piśmiennie osobę, sprawującą (pod § 4) nadzór nad tym kotłem, aby ona mogła dokonać na czas sprawdzenia.

Przed tem sprawdzeniem nie wolno ponownie rozpocząć pracy kotła.

Kotły, pracujące przez rok, chociaż z przerwami, podlegają takim samym sprawdzaniom jak kotły, które pracują bez przerwy.

Zwyczaj każdy kocioł sprawdza się corocznie, a sprawdzanie wewnętrzne z próbą na ciśnienie zastępuje zarazem przypadające na ów rok sprawdzanie zewnętrzne. Jeżeli jednak osoba, sprawująca nadzór nad kotłem, zauważy, że niedbale z nim się obchodzą, ma ona prawo, w ciągu tego samego roku dokonywać częstszych sprawdzeń.

Podług własnego uznania może osoba, sprawująca nadzór nad kotłem, zarządzić sprawdzenie wewnętrzne i próbę na ciśnienie przed upływem określonego powyżej pięcioletnia, jeżeli zauważy niowłaściwy stan kotła, a zwłaszcza też po dłuższej przerwie pracy kotła.

Oplata za sprawdzanie kotła uiszcza się corocznie, tylko jednorazowo, bez względu na to, czy kocioł sprawdzano raz jeden, czy też częściej, jednakże za pierwsze sprawdzanie, następujące po pierwszej próbie kotła, uiszcza się zwykła opłata.

§ 9. Ustawiając lub obmurowując kocioł stały, albo pracując lokomobilą w obrębie miejscowości zamieszkałych, albo przestawiając kocioł w inne miejsce, lub wreszcie wprowadzając znaczniejsze zmiany w urządzeniach przynależnych, niezbędnem jest przestrzeżenie obowiązujących przepisów przeciwpożarnych i policyjno-budowlanych *).

§ 10. (Paragraf ten zastąpiły przepisy, zawarte w okólniku Ministra handlu z 15 lipca 1891, a dotyczące uzdolnienia palaczy i dozorców kotłowych).

§ 11. Każdy, ktoży zauważył stan kotła, grożący niebezpieczeństwem, ma prawo zawiadomić o tem władzę właściwą, obowiązek zaś takiego zawiadomienia leży na każdym, zajętym obsługą lub dozorem przy kotle, o ileby użytkujący z kotła lub jego zastępca, zawiadomiony o groźnym stanie kotła, sam natychmiastowo nie zarządził zlewnu.

Osoby te, podług praw obowiązujących, ponoszą pełną odpowiedzialność za szkody, mogące wyniknąć z niezawiadomienia.

Urzędnik, sprawujący nadzór nad kotłami danego okręgu, otrzymawszy podobne zawiadomienie, powinien niezwłocznie przedsięwziąć sprawdzenie kotła, a o jego wynikach powiadomić właściwą władzę krajową.

Jeżeli zaś kocioł podlega nadzorowi stowarzyszenia, to i jemu donosi ów urzędnik tak o wynikach sprawdzenia, jako też o zarządzonych środkach bezpieczeństwa. W razie grożącego niebezpieczeństwa ów urzędnik zarządza niezwłocznie niezbędne środki zaradcze.

§ 12. Niezwłocznie po wybuchu kotła, użytkujący z niego ma obowiązek zawiadomienia właściwej władzy policyjnej, która, ze swej strony, w celu wspólnego zbadania wypadku, przyzywa urzędnika, sprawującego nadzór nad kotłami danego okręgu, bez względu na to, czy kocioł wybuchł podlegał nadzorowi tegoż urzędnika, czy też nadzorowi stowarzyszenia kotłowego. Urzędnik ten powinien przedewszystkiem ustalić i zabezpieczyć wszystko, co może służyć za materiał dowodowy winy, a w razie szerszych rozmiarów nieszczęśliwego wypadku, albo w razie podejrzywania o karygodne przestępstwo, urzędnik ten ma obowiązek powiadomienia o tem właściwych władz policyjnych i sądowych.

Do chwili przybycia komisji i bez jej zezwolenia nie wolno zamieniać stanu (i położenia) kotła (i jego części), jako też części dotkniętych wybuchem, chyba że staje się to nieodzownem dla ratowania zagrożonego życia lub zdrowia ludzi, albo też dla przywrócenia swobodnego ruchu na kolejach żelaznych lub drogach publicznych.

§ 13. O ile ogólne prawo karne nie przewiduje kar cięższych, przekroczenia przepisów powyższych, stosownie do okólnika ministerjalnego z 30 Września 1857 r., podlegają grzywnom do 200 koron, albo aresztowi do dni 14-tu.

*) Każdy kraj koronny posiada swe swoiste ustawy lub przepisy budowlane, które się jednak na ogół mało różnią od poniżej podanej ustawy dla Wiednia i Niższej Austrii.

b. Ustawa budowlana dla Wiednia i Niższej Austrii *).

z 17 stycznia 1883 r.

(Wyciąg z ustawy, dotyczący kotłów).

Wielkie kotły.

Większe kotły zaleca się ustawiać możliwie w kotłowniach zagłębionych i zdala od mieszkań.

Nad kotłownią nie wolno nadbudowywać piętr, a pokrycie jej ma być lekkie, w żadnym razie nie sklepione: Od przyległych pracowni należy kotłownię oddzielić ścianą murowaną, przynajmniej 60 cm grubą, bez otworów, z wyjątkiem niezbędnych dla przejścia.

Na ustawienie kotłów większych konieczne jest otrzymanie pozwolenia władzy budowlanej.

Małe kotły.

Na ustawienie samotnie stojących, mniejszych kotłów przysługują się ulgi poniżej wyszczególnione.

Za kotły małe uważa się kotły o przestrzeni wodnej (mierzonej do zatwierdzonego poziomu) do 1 m³, przy średnicy nie przekraczającej 1,2 m (przyczem w kotłach nie okrągłego przekroju największy jego wymiar wewnętrzny nie ma przekraczać 1,2 m), i pracujące nadprężnością do 6 atm., a kotły takie wolno ustawiać i w pracowniach i w domach mieszkalnych, z zachowaniem warunków następujących:

1. Przestrzenie nad kotłownią leżące nie mogą być ani zamieszkałe, ani przeznaczone na pracownie, lecz co najwyżej na składy.

2. Do odprowadzenia spalin można użyć nawet zwykłego kominia piecowego, lecz w każdym razie kominu kotła należy wyprowadzić powyżej grzbietu strzechowego sąsiednich domów mieszkalnych.

3. Kocioł ustawia się w odstępnie przynajmniej 3 m od granic sąsiadów.

Na ustawianie kotłów małych trzeba również uzyskać pozwolenie władzy budowlanej.

Kotły o małej zawartości, t. j. o średnicy do 0,8 m (gdy przekrój kotła nie okrągły, największy wymiar wewnętrzny przekroju nie ma przekraczać 0,8 m), o przestrzeni wodnej do 0,5 m³ i o nadprężności do 4 atm. można ustawić, przestrzegając jedynie przepisów dotyczących urządzania ognisk. Nadto ustawiający takie kotły, powinien zawiadomić o tem władzę budowlaną i urzędnika sprawującego nadzór nad kotłami danego okręgu.

Do zawiadomienia załącza się pozwolenie właściciela domu na ustawienie kotła, oraz odpis świadectwa o próbie kotła, wzamian czego wydaje się poświadczenie, że zawiadomienia dopełniono. Jeśli kilka kotłów o małej zawartości stawia się w tym samym lokalu **, to nie korzystają one z ulg powyższych.

Kominy.

Kominy większych ognisk, jako też szyby wywietrzające, trzeba tak budować, aby nie były dokuźliwie sąsiedztwu.

Kominy te, w miejscach, gdzie wymiary ich przekroju przekraczają 0,5 m, należy zaopatrzyć w szczeble, a czopuchy ognisk, z nimi się łączących, w zasuwę lub kłapy.

Władza budowlana, oceniając warunki miejscowe, naznacza wysokość kominia, który jednakże trzeba tak urządzić, aby późniejsze jego nadstawienie do wysokości 35 m było możliwe.

Władza budowlana może zażądać obliczenia statycznego wyższych kominów oddzielnie stojących, które powinno wykazać:

1. Że ciężar własny kominia nie powoduje w pierścieniowatym jego przekroju ciśnienia ponad 8 kg/cm²:

2. Dwukrotne bezpieczeństwo (w każdym przekroju kominia) przeciw wywróceniu pod parciem wiatru 150 kg/cm².

*) Każdy kraj koronny ma swą swoistą ustawę lub przepisy policyjno-budowlane, które się jednakże mało różnią od powyżej podanej.

***) Zachowujemy wyrażenie oryginału „lokal“, które jest dwuznaczne: może ono bowiem oznaczać albo jedną izbę, albo jedno mieszkanie, chociażby z kilku izb złożone.

Kominy budują się wyłącznie z materiału ogniotrwałego. Żelazne kominy wolno sławiać, lecz kominy blaszane tylko w osobno stojących budowlach przemysłowych, a wśród domów mieszkalnych jedynie na użytek przejściowy.

Silniki gazowe i żarowo powietrzne.

Silniki żarowo powietrzne i gazowe, oraz tym podobna, pracujące siłami przyrody (a więc i wszelkie spalinowe), podlegają przepisom o kotłach małej zawartości, o ile pracują niehałaśliwie, w przeciwnym zaś razie ustawianie ich wymaga pozwolenia władzy budowlanej.

Spaliny trzeba odprowadzać w sposób prawidłowy.

E. Prawidła, dotyczące badań nad wydajnością kotłów i silników parowych,

ustanowione przez Towarzystwo Inżynierów niemieckich, przez międzynarodowy Związek Towarzystw kotłowych i przez Towarzystwo niemieckich wytwórców silników parowych.

Wstęp.

Celem postanowień niniejszych jest wytworzenie ogólnie obowiązujących prawideł, dotyczących badań nad wydajnością kotłów i silników parowych.

Aby wyniki doświadczeń posiadały znaczenie ogólniejsze, a nie tylko odnoszące się do urządzenia badanego, pożądanem jest zaznaczać i miary i stosunki badanego urządzenia, jako też i warunki, w jakich dokonywano doświadczeń.

W tym celu niezbędnem jest, żeby wszystkie dane zestawiano w sposób ujednostajniony, zgodny z prawidłami poniższymi.

Wykonanie doświadczeń należałoby polecać wyłącznie ludziom posiadającym dostateczną wiedzę zawodową i wprawę. Ponieważ cel każdorazowych doświadczeń nie zawsze będzie wymagał przeprowadzania wszystkich, poniżej omówionych badań, więc robiący doświadczenia powinni ułożyć przedwstępnie ich program oraz sprawdzić wszystkie przyrządy, których użyć zamierza, a wyniki doświadczeń prawidłowo zestawieć *). Przy badaniach i doświadczeniach należy kierować się prawidłami poniższymi, wybierając właściwe i stosowne dla danego przypadku.

a. Przepisy ogólne.

1. Przedmiot badań.

1. Przedmiotem badań urządzenia kotłów parowych może być:

- Ilość pary wytworzonej z m^2 powierzchni ogrzewanej.
- Ilorotność odparowania, t. j. ilość kg wody o temperaturze oznaczonej, zamieniona na parę oznaczonej prężności i temperatury, przez 1 kg paliwa, którego rodzaj i jakość należy opisać. (Zużycie paliwa).
- Sprawność cieplikowo pożytkowa kotła, t. j. stosunek ilości ciepła, wchodzącego we wnętrze kotła, do wartości cieplikowej (kalorymetrycznej) spalonego paliwa.
- Poszczególne straty ciepła, jakie zachodzą w danym urządzeniu kotłowym.

Uwaga. O ile podgrzewacze lub przegrzewacze, chociaż niezłączone z kotłem, ogrzewają się ze źródła ciepła, wspólnego z kotłowym, należy oznaczyć również ich wydajności, lecz oddzielnie.

2. Przedmiotem badań silnika parowego może być:

- Praca wskazana i praca pożytkowa.
- Sprawność wskazano pożytkowa, t. j. stosunek pracy pożytkowej do pracy wskazanej.
- Rozchód pary na moc konia i godzinę ($MK/godz.$).
- Wartość cieplikowa pary zużytej na $MK/godz.$
- Wahania w ilościach obrotów, przy zmieniającem się obciążeniu.

*) W tym celu należy posługiwać się formularzami, których wzór dołączono do oryginalnego wydania prawideł.

Uwaga. Jeżeli się zamierza ocenić urządzenia kotłowe i silnicze nie tylko pod względem ich wydajności i sprawności, lecz i pod innymi względami, to należy zbadać dokładnie wszystkie poszczególne części całego urządzenia. Miarodajną będzie tu przede wszystkim trwałość urządzenia, oraz jego zaufność w pracy. Trzeba również uwzględniać i zużycie smarów w silniku.

2. Ilość i czas trwania doświadczeń, oraz dozwolone wahania spostrzeżeń.

3. Ilość doświadczeń, oraz czas ich trwania zależą od zamierzonego celu. W wypadkach ważniejszych, zwłaszcza gdy od ich wyników ma zależeć odbiór urządzenia, strącenie z należności lub umówiona nadpłata, wypadałoby z góry ugodzić się na ilość doświadczeń miarodajnych i na czas ich trwania, w przystosowaniu się do poniższych punktów № 4 do 6 i to w zależności od sum, o jakie się rozchodzi.

4. Zaleca się urządzać doświadczenia przedwstępne, a to w celu zapoznania się z działaniem całego urządzenia i w celu obznajmienia pomocników i obsługujących z ich czynnościami, wreszcie w celu sprawdzenia przyrządów.

5. W razach większej ważności należy dokonywać przynajmniej dwa doświadczenia tuż po sobie, a wyniki ich można uznać za obowiązujące, jeżeli w czasie doświadczeń nie zaszła żadna nieprawidłowość przypadkowa, i jeżeli wyniki obydwóch doświadczeń nie różnią się od siebie nawzajem więcej niż o ilości, leżące w granicach zwykłych błędów spostrzegania. Obowiązującą jest średnia z dwóch takich doświadczeń, których wyniki są do siebie najwięcej i dostatecznie zbliżone.

6. Do oznaczenia ilości zużywanego paliwa niezbędne jest 10-cio godzinne trwanie doświadczenia, do oznaczenia ilości pary wytworzonej lub zużytej—8-o godzinne.

Skrócenie tych doświadczeń o dwie godziny nie jest niewłaściwym, jeżeli urządzenie pracuje zupełnie równomiernie.

Gdy ilość pary wytworzonej lub zużytej mierzy się ilością wody skroplonej w skraplaczu przeponowym, to czas trwania doświadczeń można skrócić jeszcze bardziej, oznaczając go zawsze z uwzględnieniem stopnia równomierności pracy.

Do oznaczenia wyłącznie tylko sprawności wskazano-pożytkowej silnika parowego starczą krótsze doświadczenia.

Czas trwania doświadczeń oznaczono powyżej pod warunkiem, że się one odbywać będą bez wszelkiej przerwy.

7. Wielkość uchybień, jaka ma się jeszcze uważać za nienadwężenie umowy, powinna określać się uprzednio, za wzajemną zgodą, najlepiej w samej umowie, a chociażby w programie doświadczeń. O ile sama umowa nie określa innej granicy, 5% uchybienia na niekorzyść, względnie do ilości umową zawarunkowanych, nie uważa się jeszcze za niedotrzymanie warunków umowy*). W tej samej granicy ma pozostawać uchybienie w rozchodzie pary lub paliwa nawet wtenczas, gdy podczas doświadczeń obciążenie silnika różniło się średnio o $\pm 7,5\%$, a chwilami najwyżej o $\pm 15\%$ względem mocy, dla jakiej zapewniono określone w umowie rozchód pary lub paliwa.

Jeżeli zachodziły jeszcze większe wahania w obciążeniu silnika, to doświadczenie poczytuje się za ważne, jeżeli owe wahania nie mogły wpłynąć dotkliwie na wynik doświadczeń.

Uwaga. Ponieważ niejednokrotnie nie można podczas doświadczeń obciążyć silnika na tę moc, dla jakiej w umowie określono rozchód pary lub paliwa, więc zaleca się, oprócz tej zasadniczej ilości, określać w umowie i ilości zużywane przy innych obciążeniach silnika. To samo stosuje się do umów na dostawę kotłów.

Doświadczenia przy wyprężniętym miarkowniku nie są wykluczone, w sprawozdaniu z doświadczeń trzeba jednakże zaznaczyć wyraźnie, że tak odbyło się doświadczenie.

8. Doświadczeń odbiorczych nie dokonywa się niezwłocznie po wykonaniu urządzenia, należy bowiem dostawcy pozostawić pewien czas na doświadczenia przedwstępne i na usunięcie usterek, jakiego się okazać mogły. Okres tego czasu najlepiej określić już w umowie dostawy.

*) Zwracamy uwagę na ten stroniczy warunek prawideł, aby zamawiający w Niemczech kotły lub silniki sam jasno określał uchybienie dozwolone. Rzeczony dostawca powinien bowiem dostarczać zawsze przyrządy obliczone z pewnym nadmiarem, na zapas.

3. Miary i wagi w obliczeniach.

9. Wszelkie pomiary temperatury oznacza się podług podziałki stustopniowej Celsiusa, ciepłotki zaś podług tychże stopni i kg.

10. Gdy prężność pary oznaczono bez szczególnego określenia (np. że jest bezwzględna), natenczas uważa się ją zawsze za nadprężność, t. j. ponad prężność atmosfery.

Prężności niższe od atmosferycznej oznacza się jako próżnię. Miarą próżni jest różnica prężności atmosferycznej i prężności badanej.

Za jednostkę nadprężności, jako też i próżni ma służyć atmosfera metryczna (nowa), t. j. ciśnienie 1 kg/cm².

Bezwzględna prężność pary otrzymamy, gdy do chwilowej prężności atmosferycznej dodamy nadprężność pary, względnie odejmiemy próżnię.

11. Miarą ciągu jest słup wody, mierzonej w mm.

12. Za powierzchnię ogrzewaną uważa się tylko tę część ścianek kotłowych, które są w zetknięciu z jedną strony ze spalinami, z drugą zaś z wodą (podwodną). Jeżeli kocioł posiada i inne ścianki, przez które ciepło przechodzi do jego wnętrza, i jeżeli ścianki te mają się wliczać do powierzchni ogrzewanej, to w każdym razie trzeba wielkość ich podać oddzielnie. Wszelkie powierzchnie ogrzewane mierzą się po stronie stykającej się ze spalinami.

13. Miara wartości ciepłikowej paliwa jest ilość ciepłotek z kg paliwa w stanie pierwotnym, t. j. bez potrącenia popiołu, żużla i t. p., spalanego w tlenie, a wartość tę obliczamy, przypuszczając, że wodór utlenia się na parę wodną, i że cała wilgoć w paliwie zawarta uchodzi w postaci takiejże pary wodnej.

14. Ilorotność odparowania, jako też wydajność z m³ powierzchni ogrzewanej określają się w kg wody 0°, wyparowanej na parę 100° i o nadprężności 0 (837 ciepł./kg).

15. Prężności i temperatury pary, mające być podstawą oceny silnika, wypada mierzyć tuż przed wlotem do silnika i tuż za wylotem z niego.

16. Jednostka mocy silnika jest *M*, t. j. moc 75 kgm/sek., o ile innej jednostki nie zastrzeżono. Moc silnika, podaną bez dalszych określeń, rozumie się zawsze jako moc pożytkową; chcąc przez *M* rozumieć wskazaną moc konia, należy to wyraźnie zaznaczyć. Naodwrot przy poręczeniach zużycia pary i paliwa na *M* · godz. należy zawsze rozumieć pracę wskazaną, o ile wyraźnie nie zastrzeżono pracy pożytkowej.

Nie wypada oznaczać mocy silnika jego mocą mianowaną,

17. Pożytkowa moc silnika określa się jako różnica mocy wskazanej i mocy na bieg jałowy zużytej. Sprawność wskazowo-pożytkowa, czyli wprost sprawność silnika będzie zatem stosunkiem tej różnicy do mocy wskazanej, a więc:

$$\eta = \frac{N_i - N_f}{N_i}$$

Ścisłejszy sposób określenia mocy pożytkowej i sprawności podano pod № 36.

18. Obliczając ilość ciepłotek zawartych w parze, rozchłodowanej na *M* · godz., bierze się 0° jako początkową temperaturę wody zasilającej.

b. Sposób przeprowadzania doświadczeń.

19. Stan całego urządzenia przy rozpoczęciu doświadczenia i przy jego zakończeniu powinien być wedle możności taki sam; podczas całego doświadczenia kocioł i silnik powinny wedle możności pracować w stanie ustalenia.

20. Na czas doświadczenia, mającego określić wydajność lub rozchód pary, należy odłączyć wszystkie przewody zbędne dla doświadczeń, najlepiej, zamykając pokrętkami króćce tuż przy kotle lub silniku.

1. Badanie urządzenia kotłowego.

21. Wypada z góry umówić się o rodzaju, ilości i czasie trwania doświadczeń w przystosowaniu się do prawideł ogólnych, t. j. № 1 do 8.

22. Należy podać możliwie dokładnie urządzenie i warunki pracy kotła, objaśniając je rysunkami, a dla doświadczeń zupełnych powinny się uwzględnić dane poniższe:

a) Powierzchnia ogrzewana kotła zgodnie z № 12.

b) Powierzchnie przegrzewaczy i podgrzewaczy ogrzewanych spalinami.

c) Objętości przestrzeni wodnej i parowej kotła, jako też przegrzewacza, wreszcie podgrzewacza wody zasilającej.

d) Powierzchnia poziomu parowania.

Uwaga. Dane powyższe, o ile są zależne od poziomu wody w kotle, trzeba oznaczać podług ich wielkości, odpowiadających poziomowi wody, jaki podczas doświadczenia istotnie był w kotle.

e) Cała powierzchnia rusztu, oraz wielkość przewiewia. Jeżeli w palenisku jest rusztownica, to należy podać jej wielkość.

f) Przekroje kanałów spalinowych w miejscach ważniejszych.

g) Średni przekrój przelotu spalin przez ich zawierała podczas doświadczenia.

h) Wysokość komina, mierzona od poziomu rusztów, i przekrój jego wylotu, względnie przekrój najmniejszy.

23. Przed doświadczeniem oczyszcza się kocioł zewnątrz i wewnątrz, sprawdza jego szczelność i wogóle doprowadza do należytego stanu.

24. Przed rozpoczęciem właściwego doświadczenia należy doprowadzić kocioł do stanu ustalenia, w którym to celu kocioł, po oczyszczeniu, powinien przez kilka dni pracować tem samem paliwem i z tą samą wydajnością, jakie się mają stosować podczas doświadczenia.

25. Poziom wody i prężność w kotle trzeba utrzymywać możliwie niezmiennie przez czas całego doświadczenia, a zapisywać je na początku i końcu doświadczenia, jako też w odstępach 15-0 minutowych. Jeżeli kocioł posiada przegrzewacz, to w tych samych odstępach czasu zapisuje się temperaturę spalin tuż przed i tuż za przegrzewaczem, jako też temperaturę pary u jej wylotu z przegrzewacza.

Uwaga. Jeżeli nie można było uniknąć drobnych różnic między początkowym a końcowym stanem poziomu wody lub prężności w kotle, to różnicę tę należy uwzględnić, obliczając jej wartość cieplikową.

Niezwykłej baczności wymagają pod tym względem kotły opłomkowe, w których nietylko że poziom wody podlega silnym wahanom, lecz w których nadto, wskutek znacznej zawartości pary w wodzie, poziom jej przedstawia się pozornie wyższym, niż jest w rzeczywistości.

26. Ruch wody zasilającej oznaczamy, albo ważąc ją, albo mierząc jej objętość w naczyniach wzorcowanych, lecz w takim razie wypada uwzględnić jej temperaturę, a więc i ciężkość właściwą. W doświadczeniach ważniejszych zaleca się jej ważenie.

Zasilanie kotła powinno odbywać się bez przerwy, a gdy to niewykonalne, należy przynajmniej unikać zasilania przez ostatnie 10 minut przed początkiem doświadczenia i przed jego końcem.

Temperaturę wody zasilającej mierzymy w zbiorniku, z którego zasilamy, a przy doświadczeniach ważniejszych tuż przed jej dopływem do kotła, mierząc temperaturę podczas każdego zasilania, a przynajmniej co pół godziny.

Zasilano smoczkiem, jako mączące wynik doświadczenia, jest niewłaściwe w doświadczeniach ściślejszych.

Również niewłaściwe byłoby stosować pompy zasilające, których para odlotowa miesza się z wodą zasilającą, chyba że się uwzględni wynikający stąd dodatek wody i ciepła.

Wszelkie przecieki z przyrządów osprzętowych, jako też woda z nich wybryzgiwana, należy starannie zbierać, a ich ilość uwzględnić w obliczeniach.

27. Doświadczenia nie mogą być dokładne, gdy para unosi znaczniejsze ilości wody, dopóki nie będą obmyślane przyrządy, któreby pozwalały dogodnie, a ściśle oznaczyć ilość tej wody.

28. W chwili rozpoczęcia doświadczenia ogień w palenisku powinien być w stanie prawidłowym, ruszt i popielnik oczyszczony z popiołu i żużla. Gdy usunięcie wszystkiego popiołu z popielnika nie będzie właściwe (np. pod rusztem pochyłym), to i na początku i na końcu doświadczenia należy popiół częściowo usunąć z popielnika, wybierając go do jednakowych poziomów. Pod koniec doświadczenia paliwo w palenisku powinno być możliwie w takim samym stanie, jak było na początku. Czas i paliwo niezbędne do podpalenia w kotle zapisuje się, lecz nie zalicza do wyniku.

Ilość paliwa, zużywana w czasie doświadczenia, określa się ważeniem.

29. Do otrzymania istotnej, średniej próbki paliwa służy sposób poniższy: z każdego przywiezionego wózka, taczki lub kosza, nabiera się jedną łopatę węgla i wrzuca go do naczynia zakrytego pokrywą. Niezwłocznie po dokonaniu doświadczenia, rozdrabniamy i mieszamy zawartość owego naczynia i rozpościeramy ją poziomo w niagruba warstwę postaci kwadratowej, poczem dzielimy ją dwiema przekątnymi na cztery części. Dwie przeciwległe części usuwamy, resztę rozdrabniamy dalej i mieszamy, a rozpostarliśmy ją znów na warstwę kwadratową, postępujemy jak wyżej, powtarzając tę czynność, dopóki nie pozostanie się nam tylko około 10 kg węgla, którą to próbkę chowamy do naczynia szczelnie zamkniętego, w celu następnego jej zbadania. Nieza-

leżnie od tego, do oznaczenia wilgotności paliwa, bierzemy w ciągu doświadczenia poszczególne próbki dowożonego paliwa i zamykamy je w szczelne puszkę.

30. Skład paliwa badamy, rozbiarając je chemicznie i oznaczając w % na wagę, względnie do całej wagi paliwa: zawartość węgla (C), wodoru (H), tlenu (O), siarki (S), popiołu (P) i wody (W), przyczem możemy zaniedbać zawartość azotu (N). Zachowanie się paliwa w żarze badamy, koksując jego próbkę.

31. Wartość ciepłkową paliwa oznaczamy kalorymetrycznie.

Uwaga. Z rozbioru chemicznego można oznaczyć przybliżenie wartość ciepłkową węgla kamiennego lub brunatnego, posługując się wzorem:

$$81 C + 290 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 25 S - 6 W$$

32. Temperaturę spalin odlatujących mierzymy termometrem rtęciowym, albo pyrometrem termoelektrycznym w miejscu, w którym spaliny opuszczają kocioł, w każdym razie jeszcze przed zasuwą. Przyrządy powyżej wspomniane wstawiamy tak w kanał spalinowy, aby kulka termometru lub zlutowanie czynne pyrometru znajdowały się w pośrodku strumienia spalin. Otwór dla wprowadzenia przyrządu do kanału należy uszczelniać. Przewidywane przyrządów zapisują się w możliwie krótkich odstępach czasu, przynajmniej co kwadrans, oraz w chwili zaczerpywania próbki spalin do ich rozbioru.

Temperaturę powietrza, dolatującego do paleniska, mierzy się tuż przed niem, chroniąc przytem termometr od ciepła promieniującego z paleniska. Ze wszystkich przeczytów bierze się zawsze wartość średnią.

33. Możliwo często, a przynajmniej w odstępach 20 minutowych, z rurki wstawionej w kanał spalinowy tuż obok termometru lub pyrometru, należy zaczerpywać próbki spalin do ich rozbioru. Z każdej próbki wypada oznaczyć zawartość bezwodnika węglowego (CO₂), pełniejszy zaś rozbiór, w celu oznaczenia i zawartości tlenu węgla (CO), tlenu (O) i azotu (N), wykonywa się wedle uznania i potrzeby, a najlepiej brać do tego próbkę średnią, otrzymywaną przez ciągłe zaczerpywanie spalin przyrządem wysysającym, o działaniu bez przerwy.

Do oznaczenia strat, wynikających z niezupełnego spalania niektórych gazów, nie wystarczają stosowane zwykle w technice przyrządy do rozbioru spalin, do takiego zatem celu wypada zrobić ściśły rozbiór chemiczny spalin.

Chcąc oznaczyć, ile powietrza dolatuje do kanałów spalinowych przez nieszczelności, czerpiemy próbki spalin z różnych punktów kanałów, a różnice w składzie chemicznym tych próbek dadzą nam pożądane wyjaśnienie.

Uwaga. Z gruba można ujawnić, większe nieszczelności obmurza, zasypując w palenisko materiały silnie dymiące, a po nagłym zasunięciu zasowy czopuchowej, dym pojawi się przez nieszczelności obmurza. Przesuwając wzdłuż zewnętrznej powierzchni obmurza świecę zapaloną, możemy dostrzedz większe nieszczelności, przy nich bowiem, wskutek wsysywania powietrza, płomień świecy pochyła się ku obmurzu.

Miarodajnem do oznaczenia strat ciepła, zawartego w spalinach odlatujących, jest rozbiór spalin, zaczerpniętych obok termometru, przed zasuwą czopuchową.

2. Badanie silnika parowego.

34. O rodzaj doświadczeń, ich ilość i czas trwania wypada umówić się uprzednio, w przystosowaniu się do warunków ogólnych (№ 1 do 8).

35. Należy opisać i objaśnić rysunkami ustrój i warunki pracy silnika, który to opis dla doświadczeń pełnych powinien obejmować:

- objaśnienie ustroju i głównych części silnika opisaniem i rysunkiem; wymiary cylindrów, ich przestrzenie szkodliwe, skok tłoka i t. p. wymiary zasadnicze;
- normalną ilość obrotów, jej dozwolone wahania i stopień niejednostajności biegu;
- prężność i temperaturę pary, przy jakich silnik ma pracować, oraz najwyższe ich granice, na jakie silnik zbudowano;
- moc, przy której poręczono określony rozchód pary i oznaczoną sprawność silnika, poręczoną moc końcową i przynależne napełnienie;
- poręczony rozchód pary na oznaczoną moc wskazaną, względnie pożytkową;
- przewidzianą w umowie ilość i temperaturę wody skraplającej, rodzaj skraplacza i próżnię.

Zgodnie z ustępem drugim wstępu wypada nadto podać długość i średnicę przewodów doprowadzających i odprowadzających parę, przyrządy odkraplające i odwadniające, przekroje kanałów wlotowych i wylotowych, wymiary pomp próżnianych, jako też ustrój i sposób pracy urządzenia kotłowego.

36. Istotną moc pożytkową i jałową można dokładniej oznaczyć jedynie hamowaniem silników, jednakże doświadczenie z hamowaniem silników zwłaszcza większych, przedstawia niemałe trudności, a nawet niebezpieczeństwa, stosuje się zatem tylko w rzadkich wyjątkowych (p. № 17).

Jeżeli wał silnika jest bezpośrednio sprzęgnięty z prądnicą, to moc pożytkowa silnika da się oznaczyć z mocy prądu wytwarzanego przez twornik prądu, o ile znamy dokładniej jej sprawność w warunkach temperatury i obciążenia, w jakich właśnie pracuje.

Przyrządy do takich pomiarów elektrycznych należy uprzednio wzorcować.

37. Wskaźce (indykatory) stawia się możliwie tuż na cylindrze bez dłuższych lub pozaginanych przewodów łączących, i to na każdym końcu cylindra wskaziec oddzielny. W tym celu w końcach cylindra pozostawiają się otwory z wewnętrznym gwintem przyłącznym Whitworth'a, 1 cal średnicy.

Tuż przed doświadczeniem i tuż po jego wykonaniu trzeba sprawdzać sprężyny wskaźców podług otwartego manometru rtęciowego, albo manometru wzorcowego, przy temperaturze średniej z tych, przy jakich podczas doświadczenia wskaźce mają pracować. Jeżeli te sprawdzania (przed i po zbadaniu silnika) dadzą wyniki niezupełnie ze sobą zgodne, to bierze się ich wartość średnią jako miarodajną. Lepiej będzie, o ile to możliwe, w czasie trwania prób i doświadczeń nad silnikiem, sprawdzać sprężyny wskaźcowe codziennie.

Poprawki wymiarek dla słabych sprężyn próżnianych należy oznaczać przy takim samym pochyleniu sprężyny względem poziomu, w jakim się ona znajduje podczas wskaźcowania.

38. Przy doświadczeniach, mających określić rozchód pary, należy przestrzegać prawideł poniższych:

Doświadczenie staje się miarodajnym dopiero z chwilą, gdy praca i temperatura silnika i przyrządów dojdzie do stanu ustalenia.

Rozciągając doświadczenie na całe dnie robocze fabryki, powinniśmy nie brać w rachubę pierwszej i ostatniej godziny pracy każdodziennej, podobnie też dni przed i poświątecznych.

W czasie całego doświadczenia należy utrzymywać możliwie jednostajne obciążenie silnika, jako też możliwie jednostajną prężność pary i temperaturę jej przegrzania (p. uwagę do № 40). W razie potrzeby wypada obciążenie silnika ujednostajniać sztucznie (p. № 7).

Ilość obrotów zliczamy licznikami suwów i zapisujemy je co godzinę. Jeżeli obciążenie podlega znacznym zmianom, to zaleca się oznaczać wahania w ilościach obrotów z pomocą tachografów lub im pokrewnych przyrządów.

W odstępach 10-o do 20-o minutowych trzeba zapisywać: stan wody i prężność pary w kotle, prężność pary tuż przed jej dopływem do silnika, a i jej temperaturę, jeżeli parę przegrzewamy, jej prężność w przelotniach (receiver'ach), tuż u wylotu silnika i w skraplaczu, wreszcie temperaturę wody dopływającej do skraplacza i z niego odchodzącej. Nadto zapisuje się chociażby kilka razy stan barometru, a w razie zastosowania chłodnic tężniowatych i temperaturę i wilgotność powietrza na dworze.

W odstępach 10-o do 20-o minutowych, a możliwie jednocześnie z powyższymi zapisowaniami, zdejmujemy wskaźy (diagramy) z obu stron cylindra, a jeżeli obciążenie silnika jest zmienne, to wypada wskaźcować go częściej. Wskaźy numerujemy kolejno i zaznaczamy na nich czas ich zdjęcia.

Powierzchnie wskazy obliczamy planimetrem, albo w inny sposób zaufny, i to dla pewności dwukrotnie.

Średnica cylindra i skok tłoka mierzą się przy ich nagrzanu roboczym, a przekrój tłoczyska należy potrącić.

39. Rozchód pary określa się przez ważenie lub mierzenie wody, zasilającej kocioł (p. № 26). Nieprawidłowem byłoby pędzić pompy zasilające parą z kotła, podług którego określamy zużycie pary, również wadliwem byłoby zagrzewanie wody, zasilającej ów kocioł, przez domieszkę pary odłotowej z pompy zasilającej, chyba że zdołamy ściśle określić ilościowe różnice stąd wynikające.

Rozchód pary w silnikach ze skraplaniem naprzepionem określa się najdogodniej przez ilość wody skroplonej.

Obliczanie rozchodu pary ze wskaz, jako zbyt niedokładne, nie może być miarodajne.

Wodę, skraplającą się w przewodach, należy przechwycić tuż przed silnikiem, a ilość jej potrącić z ilości wody zasilającej.

Woda, skraplająca się w silniku i jego ogrzewkach lub przelotniach, zalicza się do pary rozchodowanej, a oddzielnie przechwytywanie tej wody z poszczególnych części silnika i ściśle oznaczenie poszczególnych jej ilości jest ze wszech miar zalecenia godne.

Uwaga. Przyrządy do przechwytywania tej wody (np. węzownice chłodzące i t. p.) mają uniemożliwiać stratę wody przez ponowne jej parowanie; woda w nich powinna się zatem ostudzić chociażby do 40°.

40. Jeżeli przez t_1 oznaczymy temperaturę pary nasyconej o prężności, jaka panuje w przewodzie tuż przed silnikiem, a przez t_1' istotną temperaturę pary przegrzanej w temże miejscu, to ciepłk całkowity (w 1 kg) pary otrzymamy z wzoru (p. § 18):

$$606,5 + 0,305 t_1 + 0,48 (t_1' + t_1) \text{ ciepłostek, } ^\circ$$

podług którego oznaczamy też ciepło całkowite pary, rozchodowanej na MKgodz.

Uwaga. Mierząc temperaturę pary przegrzanej, należy baczyć na to, aby ciecz, w którą zanurzamy kulkę termometru, parowała przy temperaturze wyższej niż ta, jaką mierzyć zamierzamy.

41. Nieszczelności tłoków, ogrzewków, suwaków i zaworów nie określa się podług zdjętych wskaz, lecz na mocy szczególnego doświadczenia, dokonanego z silnikiem w stanie nagrzania roboczego. Unieruchomiwszy koło rozpędowe, puszczaemy parę normalnej prężności na jedną stronę tłoka, zawora i t. p., a uważamy je za nieszczelne, jeżeli para przedostaje się na drugą stronę w innej postaci, jak w postaci lekkiej mgły, albo zwołna przesączających się kropelek wody.

c. Dopelnienie

prawideł powyższych, w celu naukowego wyzyskania wyników doświadczeń nad stratami ciepła i pracy.

1. Określenie strat ciepła w urządzeniu kotłowym.

a) Stratę ciepła, spowodowaną przez uchodzenie spalin do komina z temperaturą T , wyższą od temperatury t powietrza kotłowni, obliczamy z ilości składników spalnowych, ich ciepłków właściwych i różnicy $T-t$.

Ilość spalin z 1 kg paliwa spalonego oblicza się podług chemicznego rozbioru paliwa, oraz i podług ilości CO_2 , zawartych w spalinach, w sposób następujący:

Jeżeli przez C oznaczymy procent (na wagę) zawartości węgla w paliwie, a przez k procent (na objętość) bezwodnika węgłowego (CO_2) w spalinach, to objętość spalin z 1 kg paliwa, sprowadzana do 0° i 760 mm ciśnienia barometrycznego, po potrąceniu pary wodnej, będzie:

$$\frac{C}{0,536 k} \text{ m}^3.$$

Wagę pary wodnej w spalinach, z 1 kg paliwa powstałych, określamy wzorem:

$$\frac{9H + W}{100} \text{ kg},$$

w którym H oznacza procenty (na wagę) wodoru, a W procenty (na wagę) wody, zawarte w paliwie.

Uwaga. Objętość tejże pary wodnej, sprowadzona do 0° , lecz nie do prężności odpowiadającej tej temperaturze, a do 760 mm ciśnienia barometrycznego, będzie:

$$\frac{9H + W}{0,804 \cdot 100} \text{ m}^3,$$

a cała objętość spalin z 1 kg paliwa, sprowadzona do 0° i 760 mm ciśnienia barom. będzie:

$$\frac{C}{0,536 k} + \frac{9H + W}{0,804 \cdot 100} \text{ m}^3.$$

Licząc średni ciepłk właściwy na 1 m³ spalin 0,32, a na 1 kg pary wodnej 0,48, możemy straty ciepła uchodzącego ze spalinami wyrazić wzorem:

$$V = \left(0,32 \frac{C}{0,536 k} + 0,48 \frac{9H + W}{100} \right) (T - t) \text{ cpl.}$$

Uwaga. Ilość powietrza niezbędnego do spalania jednego kg paliwa obliczamy w sposób następujący:

1 kg paliwa, składający się z C kg węgla, H kg wodoru, S kg siarki
 O kg tlenu potrzebuje do spalania:

*) Porównaj uwagę u spodu str. 931.

$$L = \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) \frac{100}{23} \text{ kg powietrza,}$$

$$\text{albo } L_1 = \frac{L}{1,29} \text{ m}^3 \text{ powietrza.}$$

Jeżeli rozbiór chemiczny wykaże skład spalin w procentach objętościowych: k % bezwodnika węglowego, o % tlenu i n % azotu, to ilokrotność ($v:1$) doprowadzanego powietrza (v) w stosunku do teoretycznie niezbędnego (1) będzie:

$$\frac{21}{21 - 79 \frac{o}{n}} \text{ *)}$$

b) Stratę ciepła, jaką powodują niespalenie się okruszków paliwa, przepadających przez ruszt do popielnika, jako też zawartych w żużlu, oznaczamy w sposób następujący: Określiwszy ze średniej próbki popiołu z żużlem procentową zawartość niespalonego paliwa, sprowadzonego do węgla o wartości cieplikowej 8100 cpl., i przeważwszy (w stanie suchym) wszystkie popioły i żużel, obliczamy z tej wagi i ze zawartości procentowej całą ilość paliwa, pozostałego w tych odpadkach.

Straty ciepła, wynikające z powodu usuwania z paleniska żużli w stanie gorącym, są na ogół tak małe, że można je zaniedbywać.

Uwaga. Straty ciepła z powodu niespalenia się gazów palnych i sadzy mogą osiągać znacznych rozmiarów. Gdy zatem palenisko silnie dymi, zaleca się straty te uwzględnić, oznaczając znanymi sposobami ilość tych części niespalonych.

c) Wszystkie powyżej wyszczególnione straty, jako też i ciepło użytkowe, zużyte na wyparowanie wody, obliczamy w procentach (kalorymetrycznej) wartości cieplikowej paliwa, a przez zestawienie tych danych otrzymamy bilans ciepła. Liczba procentowa, dopełniająca go do 100, określa straty nieuwzględnione, jako to ciepło rozpromieniowane, ciepło stracone przez niespalenia sadzy i gazów palnych, wreszcie nieuniknione błędy w doświadczeniach.

2. Określenie strat pracy w silniku parowym.

Oznaczamy przez:

p_1 bezwzględną prężność pary tuż przed silnikiem, w kg/cm^2 ,

T_1 przynależną tej prężności temperaturę pary nasyconej; dana ta potrzebna tylko przy stosowaniu pary przegrzanej,

x_1 ilość właściwą pary (czystej) w kg , zawartą w 1 kg pary nieprzegrzanej, t. j. mieszaniny pary czystej z wodą; ilość wody będzie zatem $(1 - x_1)$,

v_1 objętość właściwą 1 kg tejże pary, w m^3 ,

μ_0 bezwzględną prężność pary, tuż za wylotem z silnika, w kg/cm^2 ,

$\epsilon = \frac{\text{przestrzeń szkodliwa cylindra niskoprężnego} + \text{objętość jego drogi tłoka}}{\text{przestrzeń szkodliwa cylindra wysokoprężnego} + \text{jego objętość napełniana}}$, to

znaczy całkowity stopień rozprężenia (objętość napełniana rozumieć należy jako objętość sprowadzoną do prężności p_1 , na podstawie krzywej Mariotte'a, a więc hyperboli równoramiennnej, p. str. 290).

a) Para nasycona.

Równanie rozprężania adiabatycznego jest:

$$p \mu^{\mu} = \text{stałe, w którym } \mu = 1,035 + 0,1x_1 \text{ (p. str. 294).}$$

*) Jeżeli spaliny zawierają w sobie tlenek węgla (CO), to wzór powyższy daje wyniki błędne. Ścisłym będzie natomiast wzór:

$$\text{ilokrotność } \frac{v}{1} = \frac{1}{2 - \left(\frac{k+2o}{n} \right) \frac{79}{21}},$$

w którym zaniedbano jedynie zawartość siarki, wodoru, wody i t. p. w paliwie, a więc i wytworów spalania z tych ciał powstałych. Chociaż we wzorze tym nie pojawia się % zawartości CO , którego przy rozbiórce chemicznej oznaczać nie trzeba, to jednakże wzór ten pośrednio uwzględnia już i zawartość CO w spalinach. (Przypisek Redakcyi).

Zaniedbując straty, spowodowane przestrzenią szkodliwą, przechodzeniem ciepła przez ścianki, dławieniem pary i nieszczelnościami, możemy określić pracę wskazaną N_i^o , wyrażoną w MK, jaką wykona na godzinę zużyty w tym czasie 1 kg pary (o prężności p_1 przed silnikiem, a p_0 przy odlocie i przy danem rozprężeniu), ze wzoru:

$$N_i^o = \frac{p_1 v_1}{27} \left\{ \frac{\mu}{\mu-1} - \frac{1}{\mu-1} \frac{1}{\varepsilon \mu - 1} - \varepsilon \frac{p_0}{p_1} \right\},$$

a dla suchej pary nasyconej ($x_1 = 1$) będzie:

$$N_i^o = \frac{p_1 v_1}{27} \left\{ 8,41 - \frac{7,41}{\varepsilon^{0,135}} - \varepsilon \frac{p_0}{p_1} \right\}.$$

Wartość v_1 oznaczyć można z wartości $u = v - w$, podanych w tablicach na str. 286 i n.

b) Para przegrzana.

v_1 oznaczamy z równania:

$$p_1 v_1 = RT_1' - C p_1^n,$$

w którym $R = 0,00509$, $C = 0,193$, $n = 1/4$ (p. str. 277).

Wzór na rozprężanie adiabatyczne, dopóki para jest przegrzana, będzie:

$$pv = \text{stałej, z wartością } k = 1,333;$$

a dla pary nasyconej, jak poprzednio:

$$pv^{\mu} = \text{stałej, z wartością } \mu = 1,135.$$

Prężność i objętość pary w stanie nasycenia suchego, t. j. równoczesnej suchości i nasycenia, określają się związkami $pv^{\nu} = D$, z wartościami $\nu = 1,0640$, $D = 1,762$.

Z wartości v_1 oznaczamy objętość v_g pary nasyconej, a suchej, mianowicie ze wzoru:

$$v_g = \frac{p_1 \frac{1}{k-\nu} \frac{k}{k-\nu}}{\frac{1}{D} \frac{k}{k-\nu}} = \frac{p_1 \frac{1}{k-\nu} \frac{k}{k-\nu}}{8,23}.$$

Następnie obliczamy stopnie rozprężenia:

$$\varepsilon_1 = \frac{v_g}{v_1} \text{ i } \varepsilon_2 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}.$$

Wreszcie określamy pracę wskazaną z kg pary na godz. dla silnika bezstratnego (o stratach p. str. 851) ze wzoru:

$$N_i^o = \frac{p_1 v_1}{27} \left\{ \frac{k}{k-1} + \frac{k-\mu}{(k-1)(\mu-1)} \frac{1}{\varepsilon_1 k-1} - \frac{1}{\mu-1} \frac{1}{\varepsilon_1 k-1} \frac{1}{\varepsilon_2 \mu-1} - \varepsilon \frac{p_0}{p_1} \right\}$$

$$= \frac{p_1 v_1}{27} \left\{ 4 + 4,4 \frac{1}{\varepsilon_1^{0,331}} - 7,41 \frac{1}{\varepsilon_1^{0,331} \varepsilon_2^{0,135}} - \varepsilon \frac{p_0}{p_1} \right\}.$$

Jeżeli przez D_i^o oznaczymy rozchód pary na MK_i godz. w silniku bezstratnym to:

$$D_i^o = \frac{1}{N_i^o}.$$

A jeżeli przy doświadczeniu określiliśmy na D_i istotny rozchód pary na MK_i godz.

a więc i wartość odwrotną $N_i = \frac{1}{D_i}$, czyli pracę wskazaną, jaką 1 kg pary istotnie wykonywał na godzinę, to możemy oznaczyć stratę pracy w silniku na 1 kg pary, a mianowicie:

$$N_e = N_i^o - N_i.$$

Stratność silnika, względnie do silnika bezstratnego, byłaby:

$$\eta_e = \frac{N_i^o - N_i}{N_i^o},$$

a sprawność jego, względnie do tegoż silnika bezstratnego:

$$\eta_g = \frac{N_i}{N_i^0} = \frac{D_i^0}{D_i}$$

F. Warunki ogólne na dostawę maszyn.

(Ustanowione przez Towarzystwo niemieckich wytwórców maszyn na zebraniach w Kolonji 28 grud. 1880 i 10 stycznia 1891, oraz w Hamburgu 27 maja 1893 r.)

§ 1. Ceny rozumieją się loco fabryka, a koszt opakowania i przewozu, podług wzajemnego porozumienia się.

§ 2. Warunki zapłaty: cena rozumie się za gotówkę, w walucie niemieckiej z płatnością w fabryce. Przy zamówieniu $\frac{1}{3}$, po dostarczeniu głównych części $\frac{1}{3}$, reszta w 3 miesiące po puszczeniu w ruch, lecz nie później niż w 6 miesięcy od zroku ustanowionego na drugą część wypłaty, o ile puszczenie w ruch nie odroczyło się z winy dostawcy. Rozpłaty miesięczne pozwalają się, lecz rozkład ich powinien się średnio zgadzać z rozkładem wypłat, powyżej określonych.

§ 3. Za dobroć ustroju i materyału odpowiada wytwórca w ten sposób, że przez określony szereg miesięcy wymienia on bezpłatnie wszelkie części, jakoby się zepsuły lub stały niezdatnymi do użytku z powodu wadliwego ustroju, wykonania lub materyału, albo że w tym okresie czasu usuwa wszelkie, obciążające go wadliwości.

Normalne zużywanie się części nie obciąża dostawcy.

§ 4. Za spóźnienie dostawy z winy wytwórcy odbiorca ma prawo liczyć co najwyżej po $\frac{1}{2}$ % umówionej sumy sprzedaznej za każdy tydzień spóźnienia.

§ 5. Wyklucza się wszelkie inne odszkodowania, oprócz określanych w §§ 3 i 4.

§ 6. Bezrobocie zwalnia od dotrzymania zroku dostawy.

§ 7. Przed rozpoczęciem montażu powinny być gotowe posady, a zaprawa w nich zupełnie związana; miejsce przeznaczone na ustawianie maszyn ma być należycie osłonięte od wpływów niepogody.

§ 8. Dostawca wysyła jednego monter'a (o ile w umowie nie określono większej ich liczby), odbiorca zaś dostarcza bezpłatnie wszelkich pomocników, dźwignice, obrabiarki, oraz drobne materyały, jako to: tój, olej, minią, czyściwo i t. p. Pomocnicy, pod względem ubezpieczenia, pozostają w przynależności do zawodowego zrzeszenia odbiorcy.

§ 9. Umowa powinna określić, oprócz kosztów przejazdu, płacę za każdy dzień podróży, za godzinę roboty, orazienne wynagrodzenie na utrzymanie dla każdego poszczególnego robotnika. Na żądanie odbiorcy można dać mu zapewnienie, że koszta wysyłki jednego lub kilku monterów nie przekroczą sumy określonej. Na dzień roboczy liczy się godzin 10, na roboczy dzień pod ziemią (np. w kopalniach) godzin 8, godziny dodatkowe i pracy świątecznej obliczają się podług wzajemnego porozumienia się.

§ 10. Przy dostawie maszyny dodaje się bezpłatnie rysunek jej posady, a w razie potrzeby i rysunek ogólnikowy.

§ 11. Nieporozumienia, wynikające z umowy o dostawę, podlegają rozstrzygnięciu sądu polubownego, do którego każda ze stron naznacza jednego sędziego, ci zaś wybierają trzecią osobę bezstronną na rozjemcę. Postępowanie sądu polubownego ma być zgodne z §§ 851 do 872 przepisów postępowania w sprawach cywilnych (Reichs-Civil-processordnung), a jeśli sędziowie, przez strony wybrani, na wyrok zgodzić się nie mogą, to przedstawiają oni rozjemcy swe zapatrywania, który sprawę rozstrzyga. Sąd polubowny, względnie rozjemca, oznacza też sposób rozłożenia kosztów na strony.

V. SILNIKI SPALINOWE.

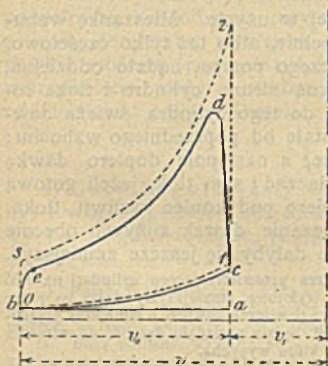
A. Cechy ogólne.

a. Przebieg pracy silnika.

Silnikami spalinowymi zwiemy silniki, w których działają swą prężnością spaliny, powstałe z paliwa, (gazu, nafty, ropy, benzyny, spirytusu i t. p.) płonącego w spalisku silnika, bez względu na to, czy to płonienie jest **nagłym wzbuchem** (por. rys. 817-a), czy też, jak w silnikach Diesel'a, stopniowym spalaniem (por. rys. 817-b). Oprócz silników Diesel'a, wszystkie, dotychczasowe silniki spalinowe pracują wzbuchowo.

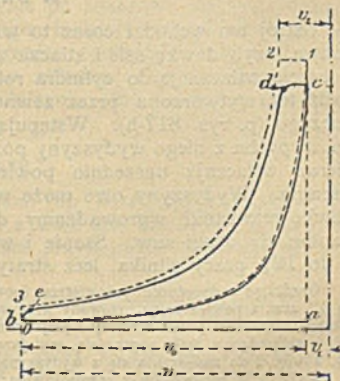
1. Silniki wzbuchowe.

Rys. 817-a.



2. Silniki Diesel'a.

Rys. 817-b.



Przebieg pracy.

- a—b ssanie mieszanki wzbuchowej (gazu z powietrzem);
- b—c sprężanie dawki wessanej;
- w c zapłon sprężonej dawki mieszankowej przez zapłonkę rozżarzoną, albo iskrę elektryczną;
- c—d wzbuch (nagłe spalanie się dawki mieszankowej);
- d—e rozprężanie się spalin;
- w e zawór wydechowy otwiera się;
- e—b wydech, w czasie którego prężność w cylindrze zniża się do atmosferycznej;
- b—a wypychanie spalin na zewnątrz.

Przebieg pracy.

- a—b wlot powietrza spalającego;
- b—c sprężanie tego powietrza tak wysokie, aby jego temperatura przekroczyła temperaturę zapłonicia paliwa;
- c—d wstrzykanie paliwa i jego spalanie; zapłon paliwa bywa natychmiastowy, skutkiem podniesienia temperatury przez sprężanie;
- d—e rozprężanie się spalin;
- w e zawór wydechowy otwiera się;
- e—b wydech (prężności się wyrównują);
- b—a wypychanie spalin na zewnątrz.

Objaśnienia teoretycznych wykresów, kropkowanych w rys. 817-a i b, podano na str. 1086 i 1087.

b. Rozdział okresu pracy na poszczególne suwy tłoka.

1. Czworosuw.

Do niedawna najczęściej stosowany. Dawkę mieszanki ssie tłok^{*} roboczy do cylindra spaliskowego, spręża ją w nim i tenże tłok wypycha również spaliny na zewnątrz. Cały okres pracy wymaga zatem czterech suwów, z których trzy zużywają się na ładowanie i wyładowanie cylindra, a jeden tylko na pracę pożytkową. Trzy te suwy nierobocze pochłaniają 5 do 10% pracy silnika.

Zalety: Prostota ustroju; cylinder z jednej strony otwarty, a zatem tłok, dostępny i może służyć za krzyżulec, co zmniejsza koszt budowy małych silników, a umożliwia ich prędki bieg. Wady: Nacisk na korbę jest bardzo niejednostajny, co dla ujednostajnienia biegu silnika wymaga ciężkich kół rozpędowych; mała moc, względnie do wymiarów silnika; główniejsze części nagrzewają się jednostronnie, a wynikające z tego, niejednakowe ich rozszerzanie się, mąci bieg, zwłaszcza silników dużych; zanieczyszczenie świeżej dawki resztkami pozostałych w cylindrze wydyszyn.

2. Dwusuw.

Ustrój ten wchodzi coraz to więcej w użycie. Mieszankę wzbuchową, czyli dawkę ssie i stłacza zupełnie, albo też tylko częściowo, wreszcie wtłacza ją do cylindra roboczego pompa, bądźto oddzielna, bądź też wytworzona przez zewnętrzną stronę cylindra i tłoka roboczego (p. rys. 817-h). Wstępująca do tego cylindra świeża dawka wypycha z niego wydyszyny pozostałe od poprzedniego wzbuchu; nieraz wtłaczają uprzednio powietrze, a następnie dopiero dawkę zapalną. Wydyszyny owe może wytlaczać i sam tłok, jeżeli gotową dawkę mieszanki wprowadzamy dopiero pod koniec wsuwu tłoka. Zapłon co drugi suw. Ssanie i wtłaczanie dawek zużywa obecnie 7 do 12% pracy silnika, lecz straty te dałyby się jeszcze zmniejszyć.

Obniżając nadprężność przewietrza (powietrza przewielrającego cylinder) na 0,05 do 0,1 atm. i powiększając przewody wlotowe i wylotowe, zmniejszymy straty na pracę pompy, a zarazem przewietrzmy lepiej cylinder: powietrze bowiem o mniejszej prężności, i wstępujące z małą prężnością, mniejszą też będzie posiadało dążność do wirzenia się, a więc i do zniekształcenia się z wydyszynami, które wypycha.

Zalety w porównaniu z czworosuwem: Silnik jednakowych wymiarów posiada moc o 75 do 95% większą; nacisk na korbę mniej niejednostajny; świeża dawka mniej się zanieczyszcza resztkami wydyszyn wzbuchupoprzedniego; używając samego tłoka roboczego do rozrzędu wlotów i wylotów, a zarazem i za tłok pompowy, otrzymamy nader prosty ustrój silnika bezzaworowego, nadający się zwłaszcza do silników małych. Wady: Wypchanie wydyszyn przez świeżą dawkę trudno stosować do silników o wielkiej ilości obrotów: tłok, ponajczęściej z wsech stron nie dostępny (osłonięty), trudniej czyścić i chłodzić, trudniej go też użyć na krzyżulca, co daje się skutecznie li tylko w mniejszych silnikach okapturzonych, w innych zaś prowadnice zwiększają długość silnika i jego koszt; w ustrojach dotychczas stosowanych strata pracy na ładowanie i wyładowanie bywa większa.

3. Czworosuw i dwusuw zdwojony.

Wzbuchy następują po obydwóch stronach tłoka. Ustrój zdwojony stosuje się tylko do wielkich silników, gdyż budowa ich jest droższa i trudniejsza, niż silników o jednostronnem działaniu tłoka.

Zalety w zastosowaniu do dużych silników: Jednostajny bieg przy względnie nie ciężkich kołach rozpędowych; większa moc jednego cylindra, a, wobec wzajemnej niez-

teżności obustronnych wzbuchów, opust wzbuchu mniej przyczynia niejednostajności biegu; pod zmniejszonym obciążeniem praca silnika bywa oszczędniejsza, ponieważ może pracować pełną siłą jedna tylko strona cylindra, gdy obciążenie spadnie do połowy normalnego. Wady: Trudna i kosztowna budowa; aby zapobiedz zapłonowi przedczesnemu, zarazem aby zabezpieczyć od ścierania się, wreszcie by umożliwić smarowanie silnie rozgrzanego tłoka i tłoczyska, należy części te chłodzić. Urządzenie prowadnic przedstawia pewne trudności, a zużycie smarów i wody chłodzącej bywa większe, niż w innych ustrojach.

c. Paliwa.

Silniejszym sprężaniem dawki zwiększamy nie tylko sprawność cieplikową silnika (por. str. 1087), ale i jego moc, a nadto sprężaniem takim umożliwiamy stosowanie względnie ubogich gazów do pracy w silnikach. Dlatego też zaleca się sprężać dawki jak najsilniej, jednakże nie aż do temperatury zapłonięcia dawki, by uniknąć przedczesnego jej zapłonu. Temperatura zapłonięcia zależy od wartości cieplikowej, od czystości paliwa i od domieszki powietrza w dawce, a bywa ona ponajczęściej tem wyższa, im mniejsza jest wartość cieplikowa dawki. Paliwa zatem o większych wartościach cieplikowych możemy silniej sprężać, jedynie po znacznem ich rozrzedzeniu powietrzem, a naodwrot gazy ubogie możemy sprężać silnie, nawet z małą domieszką powietrza. Granicę sprężania, bez zapłonięcia dawki, możemy podwyższyć, albo chłodząc dawkę sprężaną (np. wstrzyknięcie wody w silniku Banki'ego), albo sprężając powietrze oddzielnie od paliwa (Diesel).

1. Gazy *).

a) Gazy bogate: gazy węglane (np. świetlany lub koksowniany) i wogóle paliwne, np. tłustne, a więc gaz mazutowy i parafinowy i t. p. gazy robocze, posiadające przynajmniej 3000 cpl/m³.

* Palne gazy robocze, stosują się w przemyśle do wytwarzania ciepła, do wytwarzania światła (gazy świetlane) i do pracy w silnikach (gazy silnicze). Palne gazy robocze możemy podzielić na rodzaje następujące:

1. Gazy paliwne, wytwarzane z samego paliwa, np. przez jego suchą destylację, a więc gazy węglane jako to: zwykły gaz świetlany, gaz koksowniany i t. p., albo też gazy tłustne, jako to: gaz mazutowy, gaz parafinowy i t. p.

2. Czady powstają z powietrza i paliwa, które się niedotlenia przy spalaniu. Składniki znamienne: CO i N, zupełny brak lub mały tylko procent H. Zawartość CO₂ jest wskazówką gorszego wytworu. Właściwym czadem roboczym jest czad wytwarzany w gazownicach pomysłu Siemens'a, dotychczas gazem generatorowym zwany. Gaz wielkopięcowy jest czadem zanieczyszczonym domieszkami, ułatwiającymi się np. z rudy.

3. Gazy wodnowęglane powstają przez rozkład pary wodnej, bez dostępu powietrza, w jej zetknięciu się z uprzednio rozżarzonym węglem. Tlen powstały utlenia C na CO, a składniki znamienne będą: H i CO i zupełny brak, albo mały tylko procent N, pozostałego w gazownicy od uprzedniego rozżarzania węgla przy dostępie powietrza. Gazem wodnowęglanym jest np. gaz Delwik'a.

4. Gazy wodnoczadowe powstają z rozkładu pary, przy dostępie powietrza, w jej zetknięciu się z rozżarzonym węglem. Otrzymujemy zatem mieszaninę czadu i gazu wodnowęglanego. Silniki wodnoczadowe mogą obywać się bez zbiorników gazu, wsawiając każdą dawkę gazu wprost z gazownicy, a ten rodzaj silników nazywano też z niemiecka silnikami do gazu asanego.

5. Gaz wodniany, zwany też gazem piorunującym, powstaje przez elektrolityczny rozkład wody, lub przez rozkład jej pary w zetknięciu się z rozżarzonymi materiałami nientleniającymi się. Gaz ten znajduje mniej szerokie zastosowanie w przemyśle.

(Przypisek Redakcyi).

Silne mieszanki.

Słabe mieszanki.

Gaz: powietrza = 1:6 do 1:7 na objęt.	1:10 do 1:15 na objęt.
Temperatura zapłonicia	550 do 600° C. 650 do 750° C.
Zwykły spręż dawki	3 do 4,5 atm. 5,5 do 8 atm.
Prężność wzbuchowa	12 do 18 atm. 15 do 20 atm.
Średnie wskazane ciśnienie na	
tłok	3,5 do 5,5 kg/cm ² 4 do 6 kg/cm ² .

b) Gazy ubogie: czady, np. czad wielkopieczowy, czad z gazownicy Siemens'a (generatorowym gazem zwany); gaz wodnowęglany np. Dowsohn'a; gaz wodnoczadowy, inaczej gazem ssanym zwany, i t. p. gazy robocze, posiadające mniej niż 3000 cpi/m³.

Gaz: powietrza =	1:1 do 1:2 na objętość
Temperatura zapłonicia.	700 do 800° C.
Zwykły spręż dawki	8 do 12 atm.
Prężność wzbuchowa.	15 do 22 atm.
Średnie, wskazane ciśnienie na tłok.	3 do 5 kg/cm ² .

Gaz powinien się dokładnie zmieszać z powietrzem. W większych silnikach urządzają, bądźto niezależny zawór mieszankowy, bądź też oddzielne zawory na gaz i powietrze, które to zawory prowadzą do wspólnego kanału mieszankowego przed zaworem wlotowym; w małych silnikach sam zawór wlotowy bywa zarazem zaworem mieszankowym.

Zapłon wywołują bądźto zapłonki (rurki rozżarzone) rozrządzone, albo nie rozrządzone, bądź też iskry elektryczne; w silnikach wysokoprężnych, zwłaszcza na gazy ubogie, stosują prawie wyłącznie zapłonniki elektryczne.

Bieg silnika miarkuje się, albo przez opust wzbuchu (czasowe nieotwieranie wlotki), albo przez ilościowe zmniejszenie dawki, albo wreszcie najdokładniej przez zmianę stosunku mieszaniny w dawce. Pierwszy sposób jest oszczędniejszy, w końcu wspominany zaś zapewnia bieg bardziej jednostajny.

2. Oleje.

a) Oleje niskowrzące: Benzyna, ligroina i t. p.

Temperatura zapłonicia dawki	500 do 550° C.
Zwykły spręż dawki.	2 do 4 atm.
(w silnikach Banki'ego 12 do 15 atm.)	
prężność wzbuchowa	12 do 20 atm.
(w silnikach Banki'ego do 40 atm.)	
Średnie, wskazane ciśnienie na tłok.	4 do 5,5 kg/cm ²

b) Oleje wysokowrzące: Nafta, ropa naftowa, olej solarowy, a do tej grupy możnaby zaliczyć i spirytus nieoczyszczony, jakkolwiek nie jest on olejem.

Temperatura zapłonicia dawki	530 do 580° C.
Zwykły spręż dawki.	3 do 5 atm.
(w silnikach Diesela 32 do 35 atm.)	
Prężność wzbuchowa dawki	10 do 18 atm.
Średnie, wskazane ciśnienie na tłok	3,5 do 5 kg/cm ² .

Paliwo ciekłe miesza się z powietrzem po uprzednim rozpyleniu, albo ulotnieniu. Benzyna lub jej pokrewne ciecze niskowrzące ułatwiają się już przy zwykłej temperaturze powietrza. Otrzymamy zatem dobrą mieszanekę wzbuchową, przedmuchiując powietrze przez ciekłą benzynę, albo rozpylając ją w strumień powietrza. Nafta, ropa naftowa, jako też i inne oleje wysokowrzące, a również i spirytus nieoczyszczony, wymagają uprzedniego ogrzania. Uskuteczniamy je w silnikach spalinowych, bądźto w oddzielnych ułatniakach, od zewnątrz ogrzewanych, bądź też przez ogrzanie ciekłego paliwa o ścianki łbicy cylindra, zagrzane wzbuchami poprzednimi. Rozruszanie silnika pracującego takim trudnolotnem paliwem wymaga zatem uprzedniego rozgrzania ścianek ułatniaka (lub łbicy cylindra). Możemy też osiągnąć pożądane nagrzanie w prosty sposób, rozruszając silnik benzyną (lub t. p. olejem niskowrzącym), a po dostatecznem nagrzaniu się silnika, zasilać go dalej olejem wysokowrzącym.

W silnikach benzynowych zwykle zapłon dokonywa się iskrą elektryczną, w silnikach naftowych zaś rozżarzoną zapłonką, którą mogą też zastąpić ścianki ułatniaka lub spaliska, zagrzane uprzednimi wzbuchami, a które to ścianki należy natenczas chronić od chłodzenia się. Palnik, rozżarzający zapłonkę, nagrzewa zwykle i ścianki ułatniaka.

Do miarkowania biegu stosują przeważnie opusty wzbuchów, rzadziej osłabianie mieszanek lub zmniejszanie dawki.

3. Właściwości paliw.

W tablicy na str. 1082 i 1083 zestawiono dla rozmaitych paliw wartości C , oznaczające rozchód paliwa w m^3 dla gazów, a w kg dla cieczy, na moc konia rzeczywistego i godz. (MK_e i godz.). Dane tej tablicy zaczerpnięto ze spostrzeżeń podczas normalnej pracy silników i przybliżenie pełnego ich obciążenia. Doświadczenia przy odbiorze silników, zazwyczaj dobrze przygotowane, wykazują nieraz jeszcze korzystniejsze wyniki.

Np. doświadczenia ze 100-konnym silnikiem gazowym wykazało na MK_e godz. rozchód 410 l gazu o wartości cieplikowej 5000 $cp./m^3$, co odpowiada sprawności cieplikowej $\eta_{cb} \approx 0,31$; 30-to konny silnik Diesela używał na MK_e godz. po 203,5 gram. ropy amerykańskiej, o wartości cieplikowej 10300 $cp.$, co odpowiada sprawności cieplikowej $\eta_{cb} \approx 0,30$.

Silniki gazowe, pracując na połowę swej mocy normalnej, zużywają na MK_e godz. 20 do 40% więcej gazu, a na bieg jałowy 20 do 35% tej ilości gazu, jakiej wymaga pełne obciążenie silnika. Zużycie paliwa ciekłego wzrasta znacznie w tych warunkach. Palniki rozżarzające i nagrzewające zużywają po 150 do 200 l gazu, albo 0,1 do 0,15 kg benzyny, lub 0,2 do 0,3 l nafty na palnik i godz. Jeżeli woda chłodząca odpływa z temperaturą 60°, to na MK_e godz. potrzeba jej 20 do 40 l (w zależności od ustroju i rozmiarów silnika), przyczem woda zabiera 800 do 1500 $cp.$ na MK_e godz.

(Dalszy ciąg str. 1084).

Właściwości

Średnie wartości ciepłikowe ζ , wzgl. h gazów pada
Co do sprawności ciepłikowej

	1	2	3	4	5
	Oznaczenia w nagłówkach rubryk 3 do 12, ujęte w nawiasy, dotyczą paliw stałych i ciekłych	Średnia wartość ciepłikowa ζ wzgl. cpl.	Ciepłota właściwa gazów względem powietrza (woda = 1,0) σ	Przy 0° i 700 mm sl. rt. 1 m ³ (1 l) waży γ	1 kg zawiera m ³ (l) $v = \frac{1}{\gamma}$
I	Gaz świetlany { zwykły bogaty nader bogaty	4500 5500 6500	0,34 do 0,50	0,44 do 0,65	2,27 do 1,54
II	Gaz wodno-czadkowy { w st. do antracytu " " jego gazu w st. do koksu " " jego gazu	7500 1250 7200 1150	— 0,78 do 0,92	— 1,0 do 1,20	— 1,0 do 0,84
		III	Dellwik'a gaz wodno-węglany { w st. do koksu " " jego gazu	7200 2450	— 0,52—0,58
IV	Gaz tłusty (mazutowy)	9500	0,6 —0,8	0,77—1,03	1,3 —1,34
V	Czad wielkopiecowy	950	0,95—1,05	1,22—1,36	0,82—0,97
VI	Gaz koksowniczy	4000	0,48—0,56	0,62—0,72	1,61—0,73
VII	Acetylen	13500	0,91	1,18	0,85
VIII	Nafta	10500	0,78—0,83	0,80	1,25
IX	Benzyna	11000	0,68—0,72	0,70	1,43
X	Spyrytus nieoczyszczony	5700	0,834	0,83	1,21

Objaśnienia do tablicy powyższej.

I. Gaz świetlany. Skład chemiczny jednego z gatunków gazu świetlanego podano na str. 323.

II. Gaz wodnoczadkowy, jako to: gaz Dowson'a, powstaje przy przedmuchiwanii pary przegrzanej i powietrza przez żarzący się węgiel lub koks, a to wskutek rozkładu pary wodnej na wodór i tlen, który wraz z tlenem powietrza łączy się z węglem na tlenek węgla. Z jednego kg antracytu lub koksu i 1—3 kg pary wodnej otrzymujemy 4—5 m³ gazu, licząc objętość jego przy 0°. Skład chemiczny i wartość ciepłikowa tych gazów bywają nader zmienne: Zaraz po narzuceniu świętego paliwa do gazownicy, wzmagają się zawsze wartość ciepłikowa gazu, tak dalece, że, jeżeli równocześnie się zmniejszą i rozchód gazu, to wartość ta może być i dwa razy większa od średniej wartości ciepłikowej gazu, wytwarzanego. Średni skład chemiczny (na objętość) bywa: 25% CO, 18% H, 7% CO₂, 3% CH₄, 47% N. Rozchód paliwa na wytwarzanie i przegrzanie pary bywa 15 do 30% paliwa, zużywanego w gazownicy. *)

III. Gaz wodnowęglany powstaje przez rozkład pary wodnej, przeprowadzanej, bez dolutu powietrza, przez warstwę żarzącego się węgla lub koksu. Gaz taki, wytwarzany sposobem Dellwik-Fleischer'a zawiera na objętość: 40% CO, 50% H, 4,5% CO₂, 0,55% CH₄ i około 5% N. 1 kg koksu zużytego w gazownicy wydaje 2,5 m³ gazu, mierzonego przy 0°. Na wytworzenie pary zużywa się około 20% paliwa, czyli ogółem z 1 kg paliwa liczyć można 2 m³ gazu przy 0°.

sprawność paliw.

no dla 1 m³, a paliw stałych i ciekłych dla 1 kg.
(ogólnej) η_w por. str. 1089.

6		7		8		9		10		11		12	
Ilość powietrza potrzebna na		Ilość paliwa C w m ³ (kg) na 1 MK _e godz. i sprawność η_{10} przy 15° i 735,5 mm sl. rt., przy pełnem obciążeniu silnika, jeżeli silnik posiada moc mianowaną:		5 MK _e		10 MK _e		25 MK _e		50 MK _e		100 MK _e i wyż.	
1 m ³ (1 kg) teoretyczna	1 m ³ (1 kg) rzeczywista	C m ³ (kg)	η_{10}	C m ³ (kg)	η_{10}	C m ³ (kg)	η_{10}	C m ³ (kg)	η_{10}	C m ³ (kg)	η_{10}	C m ³ (kg)	η_{10}
5,5	7,5	0,68	0,22	0,61	0,24	0,59	0,25	0,55	0,27	0,52	0,29	0,49	0,29
do	do	0,55	0,22	0,50	0,23	0,48	0,255	0,45	0,27	0,42	0,29	0,35	0,295
6,5	1,0	0,47	0,22	0,42	0,25	0,40	0,26	0,38	0,27	0,35	0,295	0,35	0,295
do	do	0,75	0,11	0,68	0,12	0,62	0,13	0,58	0,14	0,52	0,16	0,45	0,16
0,85	1,1	3,3	0,16	3,0	0,18	2,8	0,19	2,6	0,20	2,3	0,23	2,3	0,23
do	do	0,78	0,11	0,72	0,12	0,65	0,135	0,60	0,145	0,55	0,16	0,55	0,16
1,0	1,4	3,6	0,16	3,3	0,18	3,0	0,19	2,8	0,21	2,5	0,23	2,5	0,23
do	do	0,85	0,10	0,75	0,115	0,68	0,13	0,62	0,14	0,57	0,15	0,57	0,15
2,4	3—4	1,8	0,15	1,6	0,17	1,45	0,19	1,3	0,21	1,2	0,23	1,2	0,23
do	do	0,35	0,19	0,33	0,20	0,30	0,20	0,28	0,21	0,25	0,24	0,25	0,24
0,75	1,0—1,2	3,8	0,18	3,5	0,19	3,2	0,21	2,8	0,21	2,8	0,24	2,8	0,24
5,3	7	1,0	0,17	0,9	0,19	0,8	0,21	0,75	0,225	0,75	0,225	0,75	0,225
11,85	18—20	0,22	0,21	0,20	0,25	0,20	0,25	0,20	0,25	0,20	0,25	0,20	0,25
II,5	16—22	0,55	0,11	0,5	0,12	0,23	0,27	0,21	0,30	0,20	0,32	0,20	0,32
II,5	15—20	0,30	0,19	0,28	0,21	0,25	0,23	0,25	0,23	0,25	0,23	0,25	0,23
6,0	8—12	0,50	0,22	0,46	0,24	0,42	0,26	0,42	0,26	0,42	0,26	0,42	0,26

IV. Gaz mazutowy jest rodzajem gazu tłustnego, a wytwarza się z odpadków naftowych (mazutu) przez ich żarzenie w retortach zamkniętych. (Pokrewnym jest gaz parafinowy). Skład chemiczny gazów tłustnych waha się bardzo, w zależności od materiału surowego i sposobu wytwarzania. Np. gaz z oleju parafinowego składa się na objętość z 28,9% C₂H₄, 54,9% CH₄, 5,0% H₂, 8,9% CO, 0,9% CO₂, a gaz z odpadków naftowych z 17,4% C₂H₄, 58,3 CH₄ i 24,3% H.

V. Czad wielkopiecowy: Na tonę wytworzoną surowki pozostaje nie zużytych około 2500 m³ czadu wielkopiecowego, który można zastosować do pędzenia silników, a każdy jego m³ zawiera 850 do 1150 cpl. Skład chemiczny na objętość około: 27,5% CO, 10% CO₂, 3% H₂, 5% H₂O, reszta N.

VI. Gaz koksowniczy: Na każdą tonnę koksowanego węgla otrzymujemy 250 m³ gazu, o wartości ciepłikowej 3000 do 5000 cpl. na 1 m³, a o składzie chemicznym na objętość: 52,09 H; 35,67 Cl₂; 1,01 C₂H₄; 0,8 C₂H₂; 6,41 CO; 1,39 CO₂; 0,42 H₂S; 1,21 H₂O. *)

VII. Acetylen otrzymujemy najdogodniej z węgla wapniowego, którego każdy kg wydaje 275 do 300 l acetylenu (C₂H₂), a wartość ciepłikowa jednego m³ tego gazu jest 12910 ciepłostek.

VIII i IX. Nafta rosyjska, o ciężkości właściwej $\gamma = 0,8257$ wykazała np. następujący skład chemiczny na wagę: 83,52% C; 13,98% H; 0,5% O. Benzyna zaś o $\gamma = 0,708$, skład: 84,3% C, 15,7% H. Olej solarowy, naftol, ropa naftowa; wogóle inne ciężkie węglowodory posiadają wartość ciepłikową około 10000 cpl./kg, a ich ciężkość właściwa waha się od 0,85 do 0,90. Teoretyczna ilość powietrza, niezbędnego do spalania, bywa około 11,5 m³/kg.

X. Spyrytus, 90% nieoczyszczony, zawiera na wagę: 41,5% C, 13% H, 45,5% O, a $\gamma = 0,834$. Ciężkość właściwą inno procentowych roztworów alkoholu podano na str. 12. Tomu II.

*) Stahl u. Eisen 1890 str. 813.

*) Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 str. 1050 i 1523.

B. Obliczenia dynamiczne.

a. Oznaczenia i wartości liczbowe.

Ogólne zasady mechanicznej teorii ciepła p. str. 324 i nast., oraz w dodatku na końcu tomu I, a mechaniki gazów i par, p. str. 275 i nast., jednakże ze znakowaniem poczęści odmiennem.

1. Oznaczamy przez:

t temperaturę, w $^{\circ}$ C;	} Znakowania te dla poszczególnych stanów, odróżniają się wskaźnikami podług liczb wpisanych w wykresy rys. 817-a do 817-c.
$T' = 273 + t$ temperaturę bezwzględną;	
p prężność bezwzględną, w kg/m^2 (niekiedy w $\text{at.} = \text{kg}/\text{cm}^2$);	
v objętość, zajmowaną przez G kg gazu, albo mieszanki, w m^3 ;	

σ ciężkość właściwą gazu, albo mieszanki, względnie do powietrza, p. str. 12 Tom II;

γ wagę (w kg) 1-go m^3 gazu, albo mieszanki, a dla płynów 1-go l w zwykłej temperaturze; dla powietrza (σ prężności 1 $\text{kg}/\text{cm}^2 = 735,5$ mm sł. rt.) jest $\gamma = 1,293 \cdot \frac{735,5}{760} = 1,2515$ kg, a dla wody $\gamma = 1$ kg;

$G = v\gamma = \frac{vp}{RT}$, wagę w kg gazu, albo mieszanki O objętości v , w stanie określonym przez p i T' ;

$R = \frac{p}{T'} = 424 (c_p - c_v)$, stałą gazów; dla powietrza jest $R = 29,27$, p. str. 277;

$A = \frac{c_p - c_v}{R} = \frac{1}{424}$, równoważnik cieplikowy jednostki pracy, w $\text{cpl.}/\text{kgm.}$, p. str. 283, 290 i 317;

Q ilość ciepła przybywającą, albo ubywającą podczas zmiany stanu, w ciepł.;

$L = \frac{Q}{A}$, pracę w kgm , wykonaną podczas tejże zmiany;

c_p i c_v ciepłiki właściwe gazów, p. str. 317;

$\alpha = \frac{c_p}{c_v}$, wzajemny stosunek tychże ciepłików (p. str. 317, gdzie wartość tę oznaczono przez n);

k stałą wzoru na zmianę stanu przez ciepło przybywające lub ubywające, $pv^k = \text{stała}$, (p. str. 289, gdzie stałą tę oznaczano przez m);

$\epsilon = v : v_1$, ilokrotność sprężenia (na objętość) (rys. 817-a i 817-b);

$\epsilon_1 = v_2 : v_1$, ilokrotność rozszerzenia (w silnikach Diesel'a);

$\delta = v : v_2$, ilokrotność rozprężenia (na objętość) w silnikach Diesel'a;

} w silnikach wzbuchowych ponajczęściej $\delta \approx \epsilon$;

η teoretyczną sprawność cieplikową. Nadto w obliczeniach i wzorach, począwszy od str. 1088 oznaczać będziemy przez:

N_i moc wskazaną, w MK;

N_e moc pożytkową, w MK;

N_n moc mianowaną, w MK, która zwykle równa się 0,75 do 0,85 krańcowej mocy pożytkowej silnika;

C rozchód paliwa na MK_e godz., w m^3 , wzgl. w kg;

ξ wzgl. h wartość cieplikową 1-go m^3 , wzgl. 1-go kg paliwa, znajdującego się w stanie normalnym;

D średnicę tłoka, w m.

s skok tłoka, w m.

F czynną powierzchnię tłoka, w m^2 ;

n ilość obrotów korby na min.;

$c = \frac{ns}{30}$, prędkość tłoka, w m/sek.;

p_i średnią nadprężność wskazaną, działającą na tłok, w kg/cm^2 ;

$p_e = p_i \eta_m$, średnią nadprężność na tłok, podczas pracy z mocą N_e , w kg/cm^2 ;

η_i wskazaną sprawność cieplikową;

$Q = \eta_i \cdot \eta_t$, pełnotę wskazy, wskazującą zarazem stopień wyzyskania paliwa w silniku;

$\eta_m = N_e : N_i$, sprawność silnika (wskazano-pożytkową); .

$\eta_w = \eta_i \eta_m = \eta_t \eta_m Q$, sprawność ogólną, t. j. cieplikowo pożytkową;

η_v objętościową sprawność suwu ssawczego, sprowadzoną do 0° C.

2. Wartości współczynników dla kilku mieszanek gazu świetlanego z powietrzem.

Założono: Gaz świetlany o wartości cieplikowej $\xi = 5000$ cpl./ m^3 , $\gamma = 0,5$ kg/m^3 , niezbędna ilość powietrza, teoretycznie 5,6 m^3 na 1 m^3 gazu. Teoretyczny skład spalin tego gazu: 0,15 CO_2 , 0,13 H_2O , 0,72 N na waga.

Wartości rubryk 3 i 8 do 11 w tablicy poniższej podano dla stanu o prężności 1 atm. metr., t. j. 735,5 mm sł. rt.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Stosunek mieszanki (gaz: powietrza) na objętość	na wagę	Waga 1-go m^3 kg	Wartość ciepł. mieszanki cpl.	c_p	c_v	κ	σ_g dla mieszanki gazowej	R_g	σ_r	R_r dla spalin
1 : 6,0	1 : 15,0	1,143	714,3	0,268	0,198	1,354	0,913	32,06	0,955	30,65
1 : 7,5	1 : 18,8	1,165	588,2	0,263	0,193	1,363	0,927	31,41	0,963	30,38
1 : 9,0	1 : 22,5	1,175	500,0	0,259	0,189	1,370	0,939	31,17	0,970	30,17
1 : 10,5	1 : 26,3	1,187	434,8	0,256	0,186	1,376	0,947	30,87	0,975	30,01
1 : 12,0	1 : 30,0	1,191	384,6	0,254	0,184	1,380	0,953	30,75	0,976	29,98
1 : 13,5	1 : 33,8	1,200	344,8	0,253	0,183	1,383	0,958	30,50	0,977	29,96

b. Pełne przebiegi kołowe (w zmianach stanu).

1. Silniki wzbuchowe.

Wskaźniki znakowań podług liczb wpisanych w wykres rys. 817-a str. 1077. Granicami teoretycznego wykresu są dwie izoplery, podczas przybywania i ubywania ciepła, przy niezminiającej się objętości, oraz dwie adiabaty, podczas zmian objętości (rozprężanie i sprężanie) bez przybytku lub ubytku ciepła.

G_l , G_r , R_l i R_r str. 1084 i 1089. i nast.

Przybytek ciepła skutkiem wzbuchu: $Q_1 = G_l c_v (T_2 - T_1)$.

Odplyw ciepła z wydyszynami: $Q_2 = G_r c_v (T_3 - T_0)$,

Ciepło przemienione na pracę: $Q = Q_1 - Q_2$.

Teoretyczna sprawność cieplikowa:

$$\eta_t = \frac{Q}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \dots \dots \dots \text{I.}$$

Będzie też:

$$Q = G_l c_v \left[T_2 \left(1 - \frac{T_3}{T_2} \right) - T_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right) \right],$$

a ponieważ

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_0}{T_1} \text{ i } G_l c_v (T_2 - T_1) = Q_1,$$

$$\text{więc: } Q = Q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right),$$

co wprowadziwszy we wzór I, otrzymamy:

$$\eta_t = \frac{Q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right)}{Q_1} = 1 - \frac{T_0}{T_1} \dots \dots \dots \text{II.}$$

Obliczenia konstrukcyjne dogodniej będzie przeprowadzać, wychodząc z ilości L , p i v , zamiast powyżej określonych Q , T i G_l , a ze znanych wzorów na zmiany stanu gazów (p. str. 291 i 292, gdzie wzory podano dla 1 kg, a nie dla G kg) otrzymamy:

$$L_1 = \frac{Q_1}{A} = \frac{c_v v_1}{AR_l} (p_2 - p_1) = \frac{v_1 (p_2 - p_1)}{\kappa - 1},$$

$$L_2 = \frac{Q_2}{A} = \frac{c_v v}{AR_r} (p_3 - p_0) = \frac{v (p_3 - p_0)}{\kappa - 1}.$$

Całkowita praca rozprężania podczas suwu roboczego będzie:

$$L_a = \frac{p_2 v_1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v} \right)^{\kappa - 1} \right] = \frac{p_2 v_1}{\kappa - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa - 1}} \right),$$

a jeżeli z niej potrącimy pracę zużytą na sprężanie dawki podczas suwu sprężczego, a mianowicie:

$$L_c = \frac{p_1 v_1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v} \right)^{\kappa - 1} \right] = \frac{p_1 v_1}{\kappa - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa - 1}} \right),$$

to otrzymamy zewnętrzną pracę ciepła:

$$L = \frac{Q}{A} = \frac{p_2 v_1}{\kappa - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^\kappa - 1} \right) - \frac{p_1 v_1}{\kappa - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^\kappa - 1} \right) \\ = \frac{v_1 (p_2 - p_1)}{\kappa - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^\kappa - 1} \right).$$

Dzieląc wzór powyższy przez wzór na L_1 , otrzymamy wzór na

$$\eta_t = \frac{L}{L_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^\kappa - 1} = 1 - \varepsilon^{1-\kappa}, \dots \text{III.}$$

który możemy przekształcić na:

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{v_1}{v} \right)^{\kappa-1} = 1 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \dots \text{IIIa.}$$

Ponieważ wartości początkowe p_0 i T_0 , oraz wzajemny stosunek ciepłików właściwych κ są wogóle mało zmienne, więc (podług wzorów III i IIIa) teoretyczna sprawność cieplikowa η_t silników wzbuchowych będzie przeważnie zależna tylko od ilokrotności sprężenia, t. j. od stosunków v i v_1 , względnie p_0 i p_1 , a zatem dla cylindra danej objętości zależną ona będzie od objętości niedosuwów.

Wartość η_t dla zmiennych ε i κ p. tabl. str. 1092.

2. Silniki Diesel'a.

Wskaźniki znakowań podług liczb wpisanych w wykres rys. 817-b str. 1077. Granicami teoretycznego wykresu będą: jedna izobara podczas przybywania ciepła (spalania), jedna izoplera podczas ubywania ciepła, wreszcie dwie adiabaty podczas rozprężania i sprężania.*

G , G_r , R i R_r p. str. 1084 i 1089.

Przybytek ciepła przez spalanie: $Q_1 = G_1 c_p (T_2 - T_1)$.

Odpływ ciepła z wydyszynami: $Q_2 = G_r c_v (T_3 - T_0)$.

Ciepło przemienione na pracę: $Q = Q_1 - Q_2$.

Teoretyczna sprawność cieplikowa:

$$\eta_t = \frac{Q}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \dots \text{I.}$$

A ponieważ $T_2 = T_1 \varepsilon_1$ i $T_3 = T_0 \varepsilon_1^\kappa$ więc:

$$Q_1 = G c_p T_1 (\varepsilon_1 - 1) \text{ i } Q_2 = G c_v T_0 (\varepsilon_1^\kappa - 1), \text{ a}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{G_1 c_v T_0 (\varepsilon_1^\kappa - 1)}{G_r c_p T_1 (\varepsilon_1 - 1)} \dots \text{II}$$

Albo, ponieważ $G_1 \propto G_r$, $\frac{c_v}{c_p} = \frac{1}{\kappa}$ i $\frac{T_0}{T_1} = \frac{1}{\varepsilon_1^\kappa - 1}$, więc:

$$\eta_t = 1 - \frac{1 (\varepsilon_1^\kappa - 1)}{\kappa \varepsilon_1^{\kappa-1} (\varepsilon_1 - 1)} \dots \text{III}$$

Do tych samych wyników II i III dochodzimy też, wychodząc z równań pracy ciepła, a mianowicie:

$$I_{11} = \frac{Q_1}{A} = p_1 (v_2 - v_1) \frac{c_p}{AR} = p_1 (v_2 - v_1) \frac{\kappa}{\kappa - 1},$$

$$L = \frac{Q_1 - Q_2}{A} = p_1 (v_2 - v_1) + \frac{p_1 v_2}{\kappa - 1} \left[1 - \frac{1}{\delta^\kappa - 1} \right] - \frac{p_1 v_1}{\kappa - 1} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon^\kappa - 1} \right].$$

Dzieląc wzór ostatni przez poprzedzający, t. j. wartość L przez wartość I_{11} , otrzymamy ten sam wzór III.

Ze wzoru tego wnioskujemy, że w silnikach Diesela teoretyczna sprawność cieplikowa η_t pozostaje w zależności nie wyłącznie tylko od ilokrotności sprężenia (na objętość) ε , lecz i od ilokrotności rozszerzenia ε_1 (podczas spalania). Ponieważ silniki te pracują ze znacznym nadmiarem powietrza, więc wartość κ jest bardzo mało zmienna, mimo to wielkość ε_1 nie pozostaje bez dotkliwego wpływu na sprawność teoretyczną η_t . Potwierdza się to i doświadczeniami na silnikach pracujących, których wskazana sprawność cieplikowa η_t zwiększa się przy mniejszym obciążeniu, ponieważ natenczas zmniejsza się i ilokrotność rozszerzenia ε_1 .

3. Wskazana praca ciepła.

a) Z powodu niepełnego spalania, strat przez chłodzenie i rozpromieniowanie i t. p., rzeczywista wskazana praca ciepła jest mniejsza od teoretycznej (por. wykresy i wskaźy rys. 817-a i 817-b str. 1077), a mianowicie:

$$Q_i = \frac{p_i v_0}{424} = 0,0023585 p_i v_0 \text{ cpl.}$$

$$L_i = Q_i 424 = p_i v_0 \text{ kgm.}$$

We wzorach powyższych v_0 oznacza objętość skoku tłoka w m^3 , którą, ze znanych ilości p_i , N_i i n , określamy wzorami:

$$v_0 = \frac{9000 N_i}{n p_i} \text{ dla silników czworosuwnych, a}$$

$$v_0 = \frac{4500 N_i}{n p_i} \text{ dla silników dwusuwnych.}$$

b) Jeżeli godzinny rozchód paliwa w silniku oznaczymy przez C_s w kg, wzgl. w m^3 , a wartość cieplikową paliwa przez h wzgl. dla gazów Φ , to ciepło istotnie rozchodowane na każdy skok roboczy będzie:

$$Q_w = \frac{C_s h}{30 n} \text{ ciepł. w silniku czworosuwym, a}$$

$$Q_w = \frac{C_s h}{60 n} \text{ cpl. w silniku dwusuwnym;}$$

praca zaś, wykonana przez ciepło, określi się wzorami:

$$L_w = \frac{Q_w}{A} = \frac{C_s h 424}{n 30} = \frac{14,133 C_s h}{n} \text{ kgm (czworosuw);}$$

$$L_w = \frac{C_s h 424}{n 60} = \frac{7,067 C_s h}{n} \text{ kgm (dwusuw).}$$

c) Wskazana sprawność cieplikowa η_i będzie:

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_w} = \frac{L_i}{L_w} = \frac{N_i \cdot 75 \cdot 3600}{C_s h 424} \approx \frac{637 N_i}{C_s h}.$$

Stosunek powyższych dwóch sprawności cieplikowych

$$\rho = \frac{\eta_i}{\eta_t}$$

jest pełnotą wskazy, która określa nam stopień wyzyskania paliwa w silniku pracującym.

Wartość pełnoty ρ waha się średnio w granicach od 0,5 do 0,8.

d) Ogólna sprawność silnika η_w określa się, ze znanych $N_e = N_i \eta_m$, oraz C_s i h , ze wzorów:

$$\eta_w = \rho \eta_t \eta_m = \eta_i \eta_m = \frac{N_i \eta_m \cdot 75 \cdot 3600}{424 C_s h},$$

$$\eta_w = \frac{N_e \cdot 75 \cdot 3600}{C_s h 424} = \frac{636,8 N_e}{C_s h} \approx \frac{637 N_e}{C_s h}.$$

Sprawność η_m waha się w granicach od 0,7 do 0,9, a średnie wartości na ogólną sprawność η_w zestawiono w tabl. na str. 1083.

c. Przebieg poszczególnych okresów pracy silnika.

Wywody poniższe dotyczą wyłącznie tylko czworosuwu; dwusuwu nie uwzględniono szczegółowiej, ponieważ jego przejawy dadzą się poniekąd sprowadzić do objawów, towarzyszących czworosuwowi.

1. Suw ssawczy.

Znakowanie wielkości T , v i p zgodnie z rys. 817-c, pozostałe zaś wielkości podł. str. 1084.

Na początku tego suwu, t. j. w odkorbowym położeniu tłoka, przestrzeń niedosuwu v_1 wypełniają resztki wydyszyn, (z poprzedniego okresu pracy) o temperaturze T_r^0 i prężności p_r atm., a wagę ich określamy wzorem:

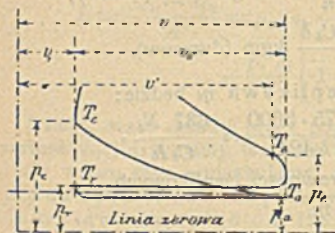
$$G_r = v_1 \gamma = \frac{v_1 p_r}{T_r R_r} \text{ kg.}$$

Gdy tłok, cofając się, rozpoczyna ssanie, wtedy się prężność wydyszyn pozostałych zmniejsza, a gdy ona spadnie z p_r na p_a , nastę-

puje dopływ świeżej dawki, której waga przy zewnętrznej temperaturze T_g , będzie:

$$G_g = \frac{\eta_v v_0}{T_g} \frac{10000}{R_g} \text{ kg.}$$

Rys. 817-c.



Pod koniec skoku ssawczego, cylinder wypełnia się mieszaniną pozostałych wydyszyn i mieszanki wzbuchowej, a jej waga będzie:

$$G_l = G_r + G_g = \frac{v p_a}{T_a R_l} \text{ kg.}$$

Jeżeli, co uczynić możemy bez dotkliwego błędu, założymy, że $R_l = R_g = R_r$, i ponieważ $\frac{v p_a}{T_a} =$

$$\frac{v_1 p_r}{T_r} + \frac{\eta_r v_0 10000}{T_g}, \text{ więc na}$$

ilość wssanej mieszanki, sprowadzonej do 0° C i 735,5 mm sł. rt., otrzymamy wzór:

$$v'_0 = \eta_v v_0 = \left(\frac{v p_a}{T_a} - \frac{v_1 p_r}{T_r} \right) \frac{T_g}{10000}.$$

Licząc, że T_g będzie 290° (t. j. $t = 17^\circ \text{C}$.), i nie uwzględniając ochłodzenia resztek wydyszyn, otrzymamy objętościową sprawność ssania:

$$\eta_v = \frac{v'_0}{v_0} = \left(\frac{\varepsilon p_a}{T_a} - \frac{p_r}{T_r} \right) \frac{0,0290}{\varepsilon - 1}.$$

We wzorze powyższym prężności p_a i p_r pozostają zależne od oporów ssania, względnie wypychania, a można je wyznaczyć wskaźcem o słabej sprężynie. Temperatura T_r zależy od temperatury wydyszyn i wody chłodzącej; a na T_a wpływa przeważnie ilokrotność sprężenia ε . O ile założymy, że c_p dla powietrza i dla mieszanki będzie miało jednakową wartość, to

$$T_a = \frac{v p_a 0,0290}{\eta_v v_0 + \frac{v_1 p_r 0,0290}{T_r}} - \frac{p_a v}{G_l R_l}.$$

Zakładając nadto, że opór ssania równa się oporowi wypychania, a więc że $p_a + p_r = 20000$, co zresztą przybliżenie się zgadza z rzeczywistością, i nie uwzględniając stratności objętościowej ($1 - \eta_0$), otrzymamy:

$$T_a = \frac{\varepsilon 290}{\varepsilon - \left(1 + \frac{290}{T_r} \right)}.$$

Przy badaniach ściślejszych wypada uwzględnić i chwilowy stan barometryczny, a natenczas p_a będzie równie tej prężności barometrycznej, zmniejszonej o spostrzeżoną próżnię skoku ssawczego.

Dane z praktyki:

- $p_r = 1,08$ do $1,15$ atm, } niekiedy znacznie większe, zwłaszcza gdy za-
 $T_r = 700$ do 800 °, } wór wydychowy przemyka przedwcześnie, albo
 } gdy przewód wydychowy jest ciasny lub długi;
 $p_a = 0,88$ do $0,93$, $\eta_v = 0,88$ do $0,93$, w silnikach wolnochodzących
 z rozrządzanym zaworem wlotowym;
 $p_a = 0,80$ do $0,85$, $\eta_v = 0,80$ do $0,87$, w szybkobiegach z rozrządzanym
 zaworem wlotowym;
 $p_a = 0,78$ do $0,85$, $\eta_v = 0,78$ do $0,85$, w silnikach wolnochodzących,
 z samoczynnym zaworem wlotowym;
 $p_a = 0,65$ do $0,75$, $\eta_v = 0,65$ do $0,75$, w szybkobiegach z samoczynnym
 zaworem wlotowym.

Ulatniaki, w których powietrze, przechodząc przez benzynę, ją porywa, zwiększają opór ssania. W szybkobiegach samojazdowych, odznaczających się małymi wymiarami, a bardzo wielką ilością obrotów, η_v bywa nawet mniejsza od 0,5.

$T_a = 350^\circ$ do 450° . R_g i R_r tabl. p. str. 1085.

2. Suw sprężczy.

Znakowania podł. rys. 817-c i podł. str. 1084.

Wykresowa prężności jest krzywą politropiczną, określoną wzorem: $p v^k = \text{stała}$ (por. str. 289); a więc będzie:

$$p_c = p_a \left(\frac{v}{v_1} \right)^k = p_a \varepsilon^k, \quad v_1 = \frac{v}{\varepsilon} = v \left(\frac{p_a}{p_c} \right)^{\frac{1}{k}},$$

$$T_c = T_a \left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_a \varepsilon^{k-1} = \frac{T_a p_c}{p_a \varepsilon};$$

albo też, po wprowadzeniu wartości: G_l i R_l , oznaczonych ze znane go wzoru:

$p v = R T G$, otrzymamy:

$$p_c = \frac{T_c G_l R_l}{v_1}, \quad v_1 = \frac{T_c G_l R_l}{p_c}, \quad T_c = \frac{p_c v_1}{G_l R_l}.$$

Dane z praktyki:

Wartość k , zależnie od temperatury ścianek cylindra, waha się od 1,2 do 1,5, a pozornie zwiększa się ona przez straty dawki skutkiem nieszczelności. Wartość k oznaczamy z danej wskazy sposobem, podanym na str. 290.

3. Suw wzbuchowy.

Znakowanie podł. rys. 817-c i 817-d, oraz podł. str. 1084.

Chwilę zapłonu należy tak dobrać, aby cała dawka już na wskroś zapłonęła i wzbuch już nastąpił, zanim tłok wyjdzie ze swego położenia nazwrotowego. Nagłość wzbuchu bywa niejednakowa; we wskazy wydatnia się ona wykresową wzbuchu, a pozostaje w zależności od wartości cieplikowej, czystości, temperatury i sprę-

Tablica wartości polytropicznych p_c , T_c i η_t dla znanych ε , k i T_a
w założeniu: $p_a = 9000 \text{ kg/m}^2 = 0,9 \text{ atm}$.

Krotność sprężenia $\varepsilon =$		2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10
k=1,20	gdy $p_a = 0,9$, będzie $p_c =$	2,06	2,70	3,36	4,04	4,76	5,47	6,21	7,24	9,28	10,9	12,5	14,2
	$1 - \frac{1}{\varepsilon^k - 1} = \eta_t =$	0,129	0,167	0,197	0,221	0,242	0,260	0,275	0,301	0,322	0,340	0,356	0,369
	T_c , gdy $\left\{ \begin{array}{l} T_a = 380^\circ \\ T_a = 400^\circ \\ T_a = 425^\circ \\ T_a = 450^\circ \end{array} \right.$	437	457	473	488	501	513	525	543	561	574	589	601
		460	481	498	514	528	541	552	572	590	607	621	633
		488	510	529	546	560	574	586	608	627	643	659	673
	517	540	560	578	593	608	621	643	664	681	698	712	
k=1,25	gdy $p_a = 0,9$, będzie $p_c =$	2,14	2,84	3,56	4,31	5,08	5,90	6,73	8,46	10,2	12,1	14,0	16,0
	$1 - \frac{1}{\varepsilon^k - 1} = \eta_t =$	0,159	0,205	0,240	0,269	0,293	0,313	0,331	0,361	0,385	0,405	0,423	0,438
	T_c , gdy $\left\{ \begin{array}{l} T_a = 380^\circ \\ T_a = 400^\circ \\ T_a = 425^\circ \\ T_a = 450^\circ \end{array} \right.$	452	478	500	519	538	554	568	595	618	640	659	676
		475	503	526	547	566	583	598	626	650	672	694	712
		505	534	558	580	601	618	636	665	690	714	736	756
	535	566	592	615	637	655	673	704	731	757	779	801	
k=1,30	gdy $p_a = 0,9$, będzie $p_c =$	2,22	2,96	3,75	4,58	5,46	6,36	7,29	9,24	11,3	13,42	15,7	18,0
	$1 - \frac{1}{\varepsilon^k - 1} = \eta_t =$	0,188	0,241	0,281	0,313	0,340	0,363	0,383	0,416	0,442	0,464	0,483	0,499
	T_c , gdy $\left\{ \begin{array}{l} T_a = 380^\circ \\ T_a = 400^\circ \\ T_a = 425^\circ \\ T_a = 450^\circ \end{array} \right.$	468	500	528	553	576	597	616	650	681	708	734	758
		493	526	556	583	607	628	648	684	718	747	773	798
		523	559	591	618	644	667	688	727	761	793	820	848
	554	592	625	655	682	707	729	769	806	839	869	898	
k=1,35	gdy $p_a = 0,9$, będzie $p_c =$	2,28	3,09	3,96	4,88	5,84	6,86	7,89	10,1	12,4	14,9	17,5	20,2
	$1 - \frac{1}{\varepsilon^k - 1} = \eta_t =$	0,215	0,274	0,319	0,355	0,384	0,409	0,431	0,466	0,494	0,517	0,537	0,555
	T_c , gdy $\left\{ \begin{array}{l} T_a = 380^\circ \\ T_a = 400^\circ \\ T_a = 425^\circ \\ T_a = 450^\circ \end{array} \right.$	485	523	558	588	623	644	671	716	755	795	825	855
		510	551	588	620	650	678	706	755	796	834	870	900
		542	585	625	658	691	719	750	800	845	886	922	951
	574	620	661	697	731	762	796	850	895	937	974	1000	
k=1,41	gdy $p_a = 0,9$, będzie $p_c =$	2,39	3,27	4,23	5,26	6,35	7,50	8,68	11,2	13,9	16,8	19,9	23,2
	$1 - \frac{1}{\varepsilon^k - 1} = \eta_t =$	0,215	0,313	0,363	0,402	0,434	0,460	0,483	0,520	0,550	0,574	0,594	0,611
	T_c , gdy $\left\{ \begin{array}{l} T_a = 380^\circ \\ T_a = 400^\circ \\ T_a = 425^\circ \\ T_a = 450^\circ \end{array} \right.$	505	553	597	635	671	704	735	793	843	891	936	976
		531	583	628	668	706	742	775	836	888	938	984	1020
		565	618	667	710	750	788	821	886	943	996	1049	1090
	598	655	706	752	795	834	870	938	1000	1056	1108	1157	

żu dawki, od siłności zapłonu, od kształtu spaliska i od wielu innych, podrzędnych czynników.

Jeżeli przypuścimy, że zapłonienie całej dawki na wskrós następuje jednocześnie, co zresztą niezupełnie zgadza się z rzeczywistością, a co równa się warunkowi niezmienniej objętości w czasie całego wzbuchu, to otrzymamy wzory:

$$p_z = \frac{p_c T_z}{T_c}; \quad T_z = \frac{p_z T_c}{p_c} = T_c + \frac{Q_1}{c_v G_1};$$

albo:

$$p_z = \frac{T_z G_1 R_1}{v_1}; \quad T_z = \frac{p_z v_1}{G_1 R_1}.$$

Wzory powyższe nie tracą ważności, nawet gdy wzbuch nie będzie jednochwilowy, a trwa pewien czas; lecz wtedy wartości p_z i T_z należy zastąpić wartościami p_z' i T_z' , a wzory przekształcać się na:

$$p_z' = \frac{p_c T_z'}{T_c} = \frac{T_z' G_e R_e}{v_1'};$$

$$T_z' = \frac{p_z' T_c}{p_c} = \frac{p_z' v_1'}{G_1 R_1}.$$

O ile wartości p_z , wzgl. p_z' zacierpiemy ze wskazy, to ze wzorów powyższych otrzymamy rzeczywiste temperatury T_z , wzgl. T_z' ; w przeciwnym zaś razie musimy wartości p_z i T_z pomnożyć jeszcze przez współczynnik τ , który po najczęściej równa się w przybliżeniu pełnoci wskazy ϱ (p. str. 1085).

Wykładnik k wzoru na politropiczną krzywą rozprężania miewa zazwyczaj wartości w granicach od 1,25 do 1,4, czasami jednak przekracza on nawet 1,6. Pozaspaliskowe dopalanie się dawki zmniejsza współczynnik k , a nieszczelności pozornie go zwiększają.

W chwili odemknięcia wydychu (por. rys. 817-c) będzie:

$$p_e = p_z \left(\frac{v_1}{v'} \right)^k = \frac{p_z}{\delta^k}; \quad T_e = T_z \left(\frac{v_1}{v'} \right)^{k-1} = \frac{T_z}{\delta^{k-1}};$$

albo

$$p_e = \frac{T_e G_1 R_r}{v'}; \quad T_e = \frac{p_e v'}{G_1 R_r}.$$

Chcąc otrzymać ściślej-
sze wyniki, należy ilokrot-

ność rozprężenia $\delta = \frac{v}{v_1}$ zastąpić dokładniejszą wartością $\delta' = \frac{v'}{v_1}$, to znaczy, objętość cylindra v zmniejszyć o objętość drogi tłoka, między chwilą odemknięcia wydychu, a końcem skoku.

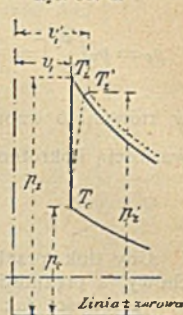
Dane z praktyki:

$T_z = 1500$ do 2000° , p_z p.
str. 1080.

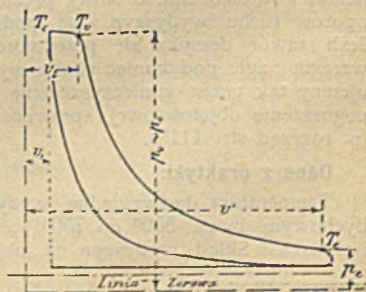
$T_e = 900$ do 1300° ;

$p_e = 2,5$ do 5 atm. bezwzgl.

Rys. 817-d.



Rys. 817-e.



Ponieważ rzeczywistą temperaturę wydyszyn mierzymy poza cylindrem, t. j. po ich dalszem rozprężeniu się, więc temperatura tak mierzona będzie zawsze niższą od T_e .

W silnikach Diesel'a (p. wykres rys. 817-e) panują stosunki nieco odmienne, określające się wzorami:

$$p_v \approx p_c; \quad T_v = T_c + \frac{Q_1}{c_p G_1} = T_c \frac{v_2}{v_1} = T_c \varepsilon_1; \quad T_v = \frac{p_v v_2}{G_1 R_r}$$

$$p_e = p_v \left(\frac{v_2}{v'} \right)^k = \frac{p_v}{\delta^k}; \quad T_e = T_v \left(\frac{v_2}{v'} \right)^{k-1} = \frac{T_v}{\delta^{k-1}}; \quad T_e = \frac{p_e v'}{G_1 R_r},$$

w których to wzorach wielkość $\delta' = \frac{v'}{v_2}$ jest również dokładniejszą wartością ilokrotności rozprężenia.

4. Suw wypychowy.

Gdy tłok przekroczy 90% swej drogi, otwiera się zawór wydychowy, a prężność spada nagle z p_e do p_r . Podczas tego opadania prężności (aż prawie do atmosferycznej), prędkość wydyszyn jest bardzo wielka (800 do 900 m/sek.), a jest to okres właściwego wydychu (poczem następuje łagodniejsze wypychanie spalin *).

Równoważnik ciepłkowy Q_a pracy rozprędu wydyszyn, ważących G_a kg będzie:

$$Q_a = \frac{G_a w^2}{424 \cdot 8,81 \cdot 2},$$

a wartość Q_a oznacza się najdogodniej jako wartość dopełniająca bilans ciepła. Z wzoru powyższego oznaczamy średnią prędkość w wydyszyn:

$$w \approx 0,12 \sqrt{\frac{Q_a}{G_a}} \text{ m/sek.}$$

Cofający się tłok wypycha na zewnątrz wydyszyny, przewyciężając ich prężność p_r , która musi się równać ciśnieniu atmosferycznemu, zwiększonemu o straty prężności, zużyte na przewyciężenie oporów ruchu wydyszyn i na podniesienie zawora wydychowego. Jeśli zawór domyka się przedwcześnie lub zbyt powolnie, to p_r wzrasta nagle pod koniec skoku wypychowego, co wywiera wpływ ujemny tak przez zanieczyszczenie dawki następnej, jakoteż przez pogorszenie objętościowej sprawności następnego suwu ssawczego (p. rozrząd str. 1119).

Dane z praktyki:

Temperatura bezwzględna wydyszyn przy samym zaworze wydychowym bywa 550° do 750°, a w razie biegu nieprawidłowego i wyższa. Skład wydyszyn na objętość bywa, np. 10% CO₂, 5 do

*) P. Slaby, Kalorimetrische Untersuchungen, str. 191.

10% O, 80 do 85% N, a z gazów palnych, jako to: H, CO, CH₄, powinnyby pozostać zaledwie ślady.

W tabl. na str. 1085 podano ciężkość właściwą i wartość R_r dla wydyszyn powstałych ze spalania rozmaitych mieszanek gazu świetlnego.

d. Oznaczanie ważniejszych wymiarów w silnikach spalinowych, o mianowanej mocy pożytkowej N_n .

1. Na podstawie teorii ciepła.

Wskaźa, zdjęta wskaźcem z pracującego silnika spalinowego, różni się bardzo znacznie od wykresu teoretycznego, a to z powodu, że na przebieg spalania dawki wpływa wiele czynników postronnych, usuwających się z pod obliczeń, jako to: dokładność zmieszania dawki, jej zanieczyszczenie i temperatura, skuteczność zapłonu, kształt spaliska, straty przez ochładzanie i rozpromieniowanie, nieszczelności i t. p. Dlatego też wzory na średnie ciśnienie na tłok, wyprowadzone z teorii ciepła, dają wyniki wprost nieprzydatne na podstawie dalszych obliczeń konstrukcyjnych. Wypada zatem obliczenia te opierać raczej na danych z praktyki.

Zakładając, podług doświadczeń praktyki, stosowną wartość na sprawność cieplikowo-pożytkową (czyli ogólną) η_w i znając wartość cieplikową danego paliwa, oraz stosowną ilość powietrza L na kg lub m³ paliwa, obliczamy podług wzorów poniższych niezbędną ilość paliwa na godzinę (U_s) i na skok (U_h), a z tego potrzebną ilość powietrza na skok, które to ilości mogą nam służyć za dogodną podstawę do dalszych obliczeń konstrukcyjnych *). Posiłkujemy się przy nich niewielką tylko liczbą współczynników, zaczerpniętych z doświadczeń.

$$U_s = \frac{N_n \cdot 75 \cdot 3600}{h(\zeta) \eta_w \cdot 424} = \frac{636,8 N_n}{h(\zeta) \eta_w};$$

$$U_h = \frac{N_n \cdot 75 \cdot 60 \cdot 2}{h(\zeta) \eta_w \cdot n \cdot 424} = \frac{21,23 N_n}{h(\zeta) \eta_w n};$$

$$L_h = \frac{U_s L}{30 n} = \frac{636,8 N_n L}{30 h(\zeta) \eta_w n} = \frac{21,23 N_n L}{h(\zeta) \eta_w n}.$$

Wzory powyższe wyprowadzono dla **czworosuwu**, a zachodzące w nich wielkości U , U_s , $h(\zeta)$, v_0 , η_w i η_v objaśniono na str. 1084 i 1085.

Wzory ogólnie ważne.

a) **Silniki na paliwa lotne.** Dawka mieszanki na skok ssawczy równa się sumie $(U_h + L_h)$ m³, a wymaga ona objętości v_0 drogi tłoka na cały skok s :

*) Zoitschr. d. Ver. Deut. Ing. 1902 str. 606, Gäldner, obliczenia ważniejszych wymiarów silników spalinowych.

$$v_0 = \frac{\pi D^2 s}{4} = \frac{C_h + L_h}{\eta_v} = \frac{N_n \cdot 75 \cdot 60 \cdot 2}{\mathfrak{H} \eta_w n \eta_v 424} + \frac{N_n L \cdot 75 \cdot 60 \cdot 2}{\mathfrak{H} \eta_w n \eta_v 424};$$

$$v_0 = \frac{N_n \cdot 75 \cdot 60 \cdot 2 \cdot (1 + L)}{\mathfrak{H} \eta_w n \eta_v 424} = \frac{21,23 N_n \cdot (1 + L)}{\mathfrak{H} \eta_w n \eta_v} \text{ m}^3.$$

Wzoramii poniższymi określamy trzy zasadnicze wielkości silnika: n , s i D , z których dwie ostatnie w m.

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 21,23 N_n (1 + L)}{\pi \eta_w n s \eta_v}} = \sqrt[3]{\frac{27,03 N_n (1 + L)}{\mathfrak{H} \eta_w n s \eta_v}};$$

$$s = \frac{27,03 N_n (1 + L)}{\mathfrak{H} \eta_w n D^2 \eta_v}; \quad n = \frac{27,03 N_n (1 + L)}{\mathfrak{H} \eta_w s D^2 \eta_v}.$$

b) **Silniki na paliwa ciekłe.** Objętość C_h w stosunku do objętości L_h jest tak mała, że możemy ją zaniedbać, przez co uproszczą się wzory powyższe, a mianowicie:

$$v_0 = \frac{\pi d^2 s}{4} = \frac{L_h}{\eta_v} = \frac{21,23 N_n L}{H \eta_w n \eta_v},$$

a z wzoru tego otrzymamy znów wzory na n , s i D :

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 21,23 N_n L}{\pi h \eta_w n s \eta_v}} = \sqrt[3]{\frac{27,03 N_n L}{h \eta_w n s \eta_v}};$$

$$s = \frac{27,03 N_n L}{h \eta_w n D^2 \eta_v}; \quad n = \frac{27,03 N_n L}{h \eta_w s D^2 \eta_v}.$$

Wzory przystosowane do poszczególnych rodzajów paliwa.

Zakładając, że $\eta_v \approx 0,85$, (p. str. 1091) i wprowadzając (w powyższe wzory ogólne) średnie wartości liczbowe \mathfrak{H} , wzgl. h , oraz L (podług rubryk 2 i 7 tabl. str. 1082), otrzymamy poniższe wzory bezpośrednio ważne dla poszczególnych rodzajów paliwa, a mianowicie:

1. **Gaz świetlany:** $\mathfrak{H} = 5500 \text{ cpl/m}^3$; $L = 9 \text{ m}^3/\text{m}^3$,

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,0578 N_n}{\eta_w n s}}; \quad s = \frac{0,0578 N_n}{\eta_w n D^2};$$

$$n = \frac{0,0578 N_n}{s D^2 \eta_w}.$$

2. **Gazy wodnoczadowe:** $\mathfrak{H} = 1200 \text{ cpl/m}^3$; $L = 1,20 \text{ m}^3/\text{m}^3$,

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,0583 N_n}{\eta_w n s}}; \quad s = \frac{0,0583 N_n}{\eta_w n D^2};$$

$$n = \frac{0,0583 N_n}{\eta_w s D^2}.$$

3. Czad wielkopieczowy: $\zeta = 1000$ cpl/m³; $L = 1,2$ m³/m³,

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,07 N_n}{\gamma_{iw} n s}}; \quad s = \frac{0,07 N_n}{\gamma_{iw} n D^2};$$

$$n = \frac{0,07 N_n}{\gamma_{iw} s D^2}.$$

Przykłady: *) 1. Silnik 100 konny, na czad wielkopieczowy: $N_n = 100$ MK_e, $D = 0,500$ m, $s = 0,875$ m, $n = 130$, $\zeta = 1000$ cpl., $C = 2,6$ m³/MK_e, a więc $\gamma_{iw} \approx 0,24$, i założywszy, że $\gamma_{ie} = 0,85$, $L = 1,20$ m³/m³, i stosując wzór ogólnie ważny, otrzymamy:

$$D = \sqrt[3]{\frac{27,04 \cdot 100 \cdot 2,2}{1000 \cdot 0,24 \cdot 130 \cdot 0,875 \cdot 0,85}} = 0,504 \text{ m};$$

a stosując wzór szczegółowy, przystosowany do czadu wielkopieczowego, otrzymamy tenże sam wynik:

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,07 \cdot 100}{130 \cdot 0,875 \cdot 0,24}} = 0,504 \text{ m}.$$

2. Silnik 600 konny, na czad wielkopieczowy: $N_n = 600$ MK_e, $D = 1,30$ m, $s = 1,40$ m, $n \approx 95$, $\zeta = 950$ cpl., $\gamma_{iw} \approx 0,19$, γ_{ie} i L jak w przykładzie 1.

Podług wzoru ogólnie ważnego:

$$D = \sqrt[3]{\frac{27,04 \cdot 600 \cdot 2,2}{950 \cdot 0,19 \cdot 95 \cdot 1,40 \cdot 0,85}} = 1,312 \text{ m}.$$

a podług wzoru szczegółowego na czad wielkopieczowy:

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,07 \cdot 600}{95 \cdot 1,40 \cdot 0,19}} = 1,283 \text{ m} \quad (\zeta = 1000).$$

4. Nafta: $h = 10500$ cpl/kg; $L = 20$ m³/kg.

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,0606 N_n}{\gamma_{iw} n s}}; \quad s = \frac{0,0606 N_n}{\gamma_{iw} n D^2};$$

$$n = \frac{0,0606 N_n}{\gamma_{iw} s D^2}.$$

5. Benzyna: $h = 11000$ cpl/kg; $L = 16$ m³/kg; powietrze na węglu się przechodząc przez benzynę i porywając ją, skutkiem tego γ_{ie} będzie tylko 0,83, a

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,0475 N_n}{\gamma_{iw} n s}}; \quad s = \frac{0,0475 N_n}{\gamma_{iw} n D^2};$$

$$n = \frac{0,0475 N_n}{\gamma_{iw} s D^2}.$$

6. Sparytus 90^o/_o: $h = 6500$ cpl/kg; $L = 11,5$ m³/kg.

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,0560 N_n}{\gamma_{iw} n s}}; \quad s = \frac{0,0560 N_n}{\gamma_{iw} n D^2};$$

$$n = \frac{0,0560 N_n}{\gamma_{iw} s D^2}.$$

*) Stahl und Eisen, 1900 str. 413 i 721.

Przykład. Silnik naftowy 8 konny: $N_n = 8 \text{ MK}_e$, $D = 0,230 \text{ m}$, $s = 0,230 \text{ m}$, $n = 266$; $h = 11010 \text{ ciepł./kg}$. $\eta_{tp} = 0,136$. Założywszy $L = 20 \text{ m}^3/\text{kg}$. $\eta_v = 0,85$. otrzymamy ze wzoru ogólnie ważnego:

$$D = \sqrt{\frac{27,04 \cdot 8 \cdot 20}{11010 \cdot 0,136 \cdot 266 \cdot 0,230 \cdot 0,85}} = 0,235 \text{ m},$$

a z wzoru szczegółowego na naftę:

$$D = \sqrt{\frac{0,0606 \cdot 8}{266 \cdot 0,230 \cdot 0,136}} = 0,240 \text{ m}.$$

2. Obliczenia na podstawie współczynników oznaczonych doświadczalnie.

Obliczenia przedwstępne i porównawcze można przeprowadzać na zasadzie poniżej podanych współczynników mocy na jednostkę, które dotyczą mocy mianowanych N_n , silników czworosuwnych. Wartości tych współczynników zwiększą się zatem stosownie do nadmiaru mocy, gdy silnik pracować będzie swą mocą krańcową (p. str. 1085). Sposób przystosowania tych współczynników do dwusuwu i jednosuwu podano na str. 1099 dołem.

Współczynniki te podajemy w tablicy poniższej, lecz poprzedzamy ją wzorami zastosowania tych współczynników (znakowania pod str. 1085).

$$p_i) \quad N_n = \frac{p_i \eta_{im} \frac{\pi D^2 s n}{4 \cdot 30}}{4 \cdot 75} = \frac{p_i \eta_{im} F c}{300} = \frac{p_i \eta_{im} V_s}{300} \text{ MK}_e,$$

$$a \quad V_s = \frac{\pi D^2 s n}{4 \cdot 30} = F c, \text{ oznacza objętość drogi tłoka na sek. w m}^3$$

$$p_n) \quad N_n = \frac{p_n \frac{\pi D^2 s n}{4 \cdot 30}}{4 \cdot 75} = \frac{p_n F c}{300} = \frac{p_n V_s}{300} \text{ MK}_e,$$

a średnie ciśnienie przytłokowe na tłok silnika, pracującego bez tarcia, w kg/cm^2 będzie:

$$p_n = p_i \eta_{im} = \frac{300 N_n}{F c} = \frac{300 N_n}{V_s},$$

$$N_o) \quad N_n = \frac{N_o \frac{\pi D^2 s n}{4 \cdot 30}}{75} = \frac{N_o F c}{75} \text{ MK}_e,$$

a moc na 1 m^3 objętości drogi tłoka na sek., w kgm/sek. , będzie:

$$N_o = \frac{75 N_n}{F c}$$

$$V) \quad N_n = \frac{\frac{\pi D^2 s n}{4 \cdot 30} F c}{V} = \frac{F c}{V} \text{ MK}_e,$$

a objętość drogi tłoka na sek. i na MK_e , w m^3 , będzie:

$$V = \frac{\pi D^2 s n}{4 \cdot 30} = \frac{V' c}{N_n}$$

$$z) \quad N_n = z D^2 s n : \dots MK_e.$$

We wzorze powyższym niezmienna:

$z = \frac{\rho_n \pi 1000}{60 \cdot 75 \cdot 4 \cdot 2}$, jest współczynnikiem wzoru ogólnie ważnego, dającego się wyprowadzić z wzorów, podanych na str. 1096, a mianowicie wzoru:

$$N_n = \frac{\rho_n \pi D^2 s n}{60 \cdot 75 \cdot 4 \cdot 2}$$

Założono: $\eta_m = 0,80$ Silniki spalinowe na:	$\frac{p_i}{10000}$ kg/cm ²	$\frac{p_n}{10000}$ kg/cm ²	N_0 kgm	V m ³	z	Spół- czynnik porów- nawczy
Gaz świetlany.	5,50	4,4	11000	0,0070	4,0	1,00
Gaz wodnoczadowy.	4,25	3,4	8500	0,0090	3,0	0,77
Czad wielkopieczowy	4,00	3,2	8000	0,0095	2,8	0,73
Benzyne.	5,25	4,2	10500	0,0072	3,65	0,95
Naftę (zwykłą)	3,85	3,1	7700	0,0097	2,7	0,70
Naftę, (ustroju Diesel'a)	7,00	5,6	14000	0,0055	4,9	1,27
Spyrytus	3,85	3,1	7700	0,0097	2,7	0,70

Moc mianowana N_0 na m^3 objętości drogi tłoka, na sek., będzie 1,75 do 1,9 razy większa w silnikach dwusuwowych, a 3,5 do 3,9 razy większa (od powyżej podanych) w silnikach jednosuwowych. Objętość drogi tłoka na sek. i MK_e zmniejsza się w stosunku odwrotnym.

Przykłady. 1. Dwusuwny silnik spalinowy, 300 konny, na czad wielkopieczowy o dwóch tłokach przeciwbieżnych, każdy o średnicy $D = 0,480$ m, $s = 0,80$ m, $n = 135$

$$V = \frac{\pi \cdot 0,480^2 \cdot 0,80 \cdot 135}{4 \cdot 30} = 0,00434 \text{ m}^3.$$

2. Jednosuwny silnik spalinowy, 350 konny, na gaz wodnoczadowy, o tłoku obustronnie działającym, $D = 0,550$ m, $s = 0,960$ m, $n = 100$.

$$V = \frac{\pi \cdot 0,550^2 \cdot 0,96 \cdot 100}{4 \cdot 30} = 0,00217 \text{ m}^3.$$

Gdyby ten sam silnik pędzono czadem wielkopieczowym, to ponieważ moce jednostkowe tych dwóch gazów (por. ostatnią rubrykę poprzedniej tablicy) pozostają w stosunku 0,77 i 0,73, więc objętość drogi tłoka na sek. i MK_e , w m^3 , byłaby

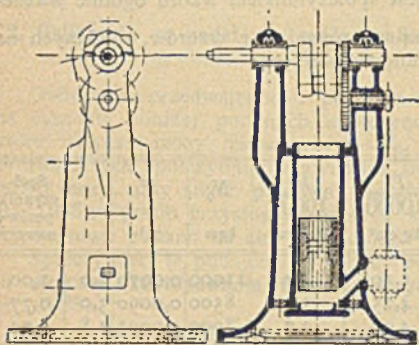
$$V = 0,00217 \cdot \frac{0,77}{0,73} = 0,00229 \text{ m}^3.$$

C. Ustroje zasadnicze.

a. Ustrój stojący.

Ustrój górnokorbowy stosują przeważnie tylko do mniejszych i wolnochozących silników. Do silników większych, jako też do szybkobiegów, zaleca się ustrój dolnokorbowy. Do dużych silników, we właściwym słowa znaczeniu, tylko chyba wyjątkowo stosują wogóle ustrój stojący.

Rys. 817-f.



1. Ustrój jednocylindrowy.

a) Silniki górnokorbowe.

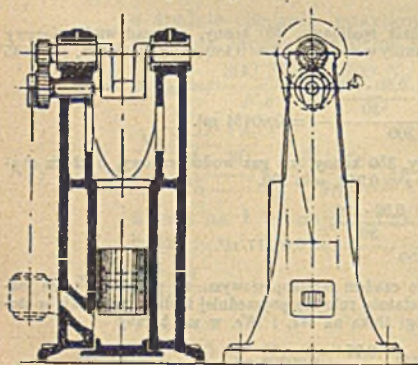
Oprawa rozsochata w spodniej części bądźto walcowata (rys. 817-f), bądź też graniastosłupowa (rys. 817-g), nadaje się do wolnochozących, mniejszych silników o mocy N_n , nieprzekraczającej $6 M_e$, przy $n = 200$ do 220 obrotów/minutę. Stosunki ważniejszych

rozmiarów: skok do średnicy cylindra, $s: D = 1,6$ do 2 ; oś wału korbowego 4 do $4,5 s$ ponad płytę posadową; bok kwadratowy płyty posadowej $4,5$ do $5 D$.

Zwykle układy: Zawór wlotowy i zapłonka z przodu, a zawór wydychowy z boku, albo też obydwie te zawory współosiowo nad sobą w wspólnej skrzynce zaworowej na przedniej stronie oprawy, a natenczas ksiuk rozrządczy działa tylko na zawór wydychowy. Zapłon od zaplonki nierozrządanej (rurki rozrządanej); prędkość miarkuje się od miarkownika (regulatora) wahakowego przez opusty wzbuchów.

W tablicy poniższej zestawiamy wagi silników o walcowatej oprawie (rys. 817-f), oprawa prostościennej (rys. 817-g) zmniejsza wagę silnika o 10%.

Rys. 817-g.



N_H	$1\frac{1}{2}$	1	$\frac{1}{2}$	3	4 M_e
n	240	230	210	210	200 obr./min.
G	340	490	680	880	1200 kg.

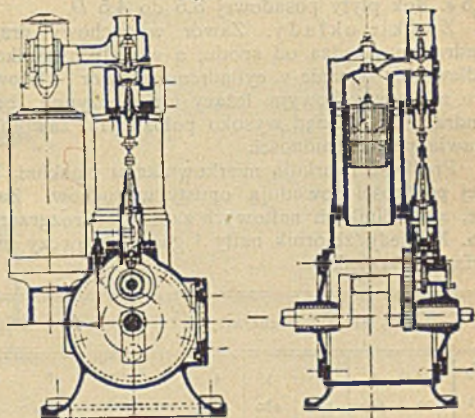
β. Silniki dolnokorbowe.

Oprawa dzisiaj ponajczęściej skrzynkowata (rys. 817-h). Łożyska wału korbowego i rozrządczego osadzają się w ściankach skrzynki.

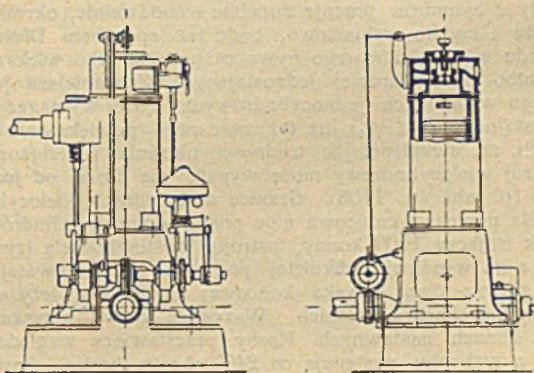
Rozrząd zaworem wydechowym przez bezpośredni nacisk na jego trzon od spodu, zawór zaś wlotowy działa samoczynnie.

Ustrój, przedstawiony w rys. 817-i, ma oprawę spodem skrzynkowatą, lecz otwartą, a łożyska wału korbowego spoczywają na płycie posadowej. Wałek rozrządczy leży w łożyskach bocznych, prostopadle do kierunku wału korbo-

Rys. 817-h.



Rys. 817-i.



wego i ponad nim, a napędza go staćdo kół o zazębieniu śrubowatym. Zawór wlotowy mieści się w łbicy cylindra, a rozrządza z wierzchu, zawór wydechowy w płaszczu cylindra i rozrządza się od spodu.

W silnikach gazowych nad pokrywą cylindra dodają jeszcze drugi zawór wlotowy dla gazu, nastawiany od miarkownika.

Stosunki rozmiarów bywają: $s : D = 1$ do $1,75$; wysokość osi wała korbowego $0,7$ do $1 s$ ponad płytę posadową, którą stawiają zazwyczaj na podstawie żeliwnej lub kamiennej, aby uzyskać w ten sposób niezbędne miejsce swobodne na koło rozpedowe. Cała wysokość silnika, od spodu skrzyni do jego wierzchu, bywa $5,5$ do $6,5 s$. Bok płyty posadowej $3,5$ do $4,5 D$.

Zwykłe układy. Zawór wydechowy przytwierdza się do cylindra i rozrządza od spodu, a w małych silnikach siedło zaworowe odlewa się łącznie z cylindrem. Zawór wlotowy bądźto spólosiowo nad wydechowym leżący i samoczynny, bądź też na łbicy cylindra, lecz rozrząd wysoko położonymi zaworami i zapłonką przedstawia pewne trudności.

Prędkość miarkują miarkownikami płaskimi, które przy zwiększonej prędkości powodują opusty wzbuchów. Zapłonki nierozrządane, a w silnikach naftowych zapłon od rozgrzanych ścianek ulatniaka. Niekiedy zbiornik nafty i garnek ssawczy przytwierdzają się do ścianek skrzynki.

Rys. 817-h, na benzynę.						Rys. 817-i, na naftę lub gaz.					
N_n	$\frac{1}{2}$	1	2	3	4	6	6	8	10	12	16 AK_e
n	600	540	510	480	460	440	300	300	300	300	300 obr./min.
G	130	180	220	270	330	400	1200	1550	2000	1200	2450 kg.

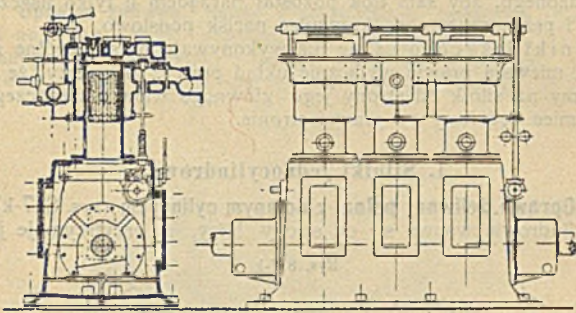
2. Silniki wielocylindrowe.

Każdy z cylindrów pracuje zupełnie samodzielnie, określoną ilością suwów i bądźto wzbuchowo, bądź też sposobem Diesel'a. Celem układu wielocylindrowego bywa osiągnięcie albo większej mocy silnika, albo biegu bardziej jednostajnego. Znaczniejsza jednostajność biegu w silnikach jednocylindrowych może wymagać (np. dla niejednostajności $\delta < \frac{1}{50}$) już tak znacznego powiększenia kół rozpedowych, że, uwzględniając trudności ułożenia przeciążonych wałów, ustrój wielocylindrowy może wypaść nie drożej od jednocylindrowego (p. tabl. str. 1108). Granicę mocy silnika wielocylindrowego określa poniekąd krańcowa moc poszczególnych cylindrów.

Silnik trojaczy 1500 konny, ustroju Westinghouse'a (rys. 817-j), spoczywa na wspólnej zamkniętej podstawie skrzynkowej, wspierającej główne dwa łożyska końcowe; nadto wał leży w dwóch krótszych łożyskach pośrednich. Wszystkie cztery łożyska spoczywają na klinach nastawnych. Korby przestawione względem siebie o 120° , a wzbuchy następują co 240° obrotu korby. Zawory wydechowe znajdują się z boku cylindrów, a rozrządza nimi od spo-

du oddzielny wał rozrządowy, ułożony wśród skrzyni. Wał ten napędza dwa wałki pomocnicze, wiodące w górę dla rozrządu zaworami wlotowymi i elektrycznymi zapłonnikami odrywkowymi. Na wspólnym przewodzie ssawczym, przytwierdzonym do cylindra środkowego, stoi zawór wlotowy, którego przelot nastawia się od miarkownika. Zamiast zaworu stosują też przesuwne zawieradła walcowate, a bieg silnika miarkuje się zawsze zmiennością dawki. W każdym cylindrze znajdują się po dwa zapłonniki. Przewód wydechowy bywa również wspólny dla wszystkich trzech cylin-

Rys. 817-j.



drów. Wał główny smaruje się orzutnie smarem wypełniającym spód skrzyni. Silnik rozrusza się powietrzem, sprężonym na 4 do 5 atm., które pracuje w jednym z cylindrów jak w dwusuwym silniku na powietrze sprężone. Cylinder ten pracuje powietrzem tak długo, aż w pozostałych dwóch cylindrach nie nastąpią wzbuchy prawidłowe. Zaworem powietrznym, osadzonym w przednią ściankę skrzyni, rozrządza główny wał rozrządowy. Narządy rozrządzące przedstawiamy wreszcie dźwignią, od ręki, z położenia rozruszającego silnik w położenie odpowiadające pracy normalnej.

Ważniejsze rozmiary silników trojacych Westinghouse'a są:

a) $N_n = 650 M_e$, $D = 635$ mm, $s = 762$ mm, $n = 150$.

b) $N_n = 1500 M_e$, $D = 889$ mm, $s = 1524$ mm, $n = 100$, średnica koła rozrządowego = 5,60 m, całkowita wysokość silnika = 8,23 m, długość 11,60 m. *)

b. Ustrój leżący.

Dawniej wysuwano przeważnie cylinder z oprawy, nie podpierając go oddzielnie. Dziś taki ustrój stosują li tylko do mniejszych

*) Engineering 1900, № 1778.

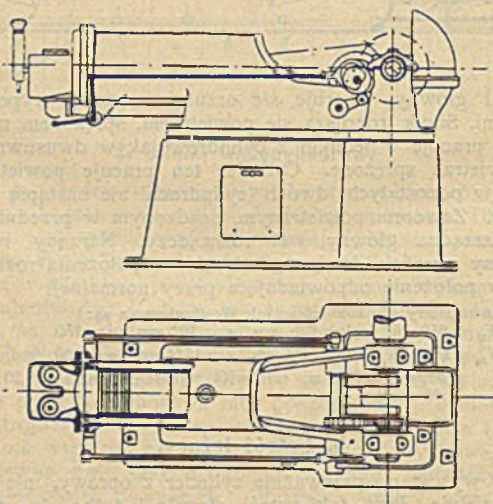
silników, nie ponad 25 MK_e . W większych układają cylinder w samej oprawie, albo na oddzielnych podpórkach, a prowadzenie krzyżulcowe mało znajduje zastosowania. Tłoki nurnikowe otrzymują taką długość, aby ciśnienie, powodowane ich ciężarem, nie przekraczało $0,05 \text{ kg/cm}^2$, (t. j. 2% ciśnienia bezpiecznego dla żeliwnych powierzchni się ślizgających), a to w celu zapobieżenia wycieraniu się tłoków i cylindrów pod wpływem ciężaru tłoka. Owalne wycieranie będzie się zatem mogło pojawiać przeważnie tylko pod wpływem ciśnienia na tłok, a raczej pod wpływem oddziaływania goleni korbowej. Te właśnie też względy, w połączeniu z wysokimi sprężami, stosowanymi w nowszych silnikach, a wymagającymi niezwyklej szczelności tłoków, prą do ponownego wprowadzenia krzyżulca prowadzonego, aby sam tłok pozostał narządem li tylko uszczelniającym i przenoszącym na krzyżulec nacisk poosiowo.

Silniki leżące, o ile się nie wykonywają na szczególne zamówienie, miewają prawie wyłącznie układ prawy, to znaczy, że jeżeli patrzymy na silnik od strony jego głównego wała rozrządczego, to korbę mieć będziemy po prawej stronie.

1. Silniki jednocylindrowe.

a. **Oprawa żeliwna, pełna, z dolanym cylindrem** (rys. 817-k). Tułaja cylindrowa wsuwa się od strony łbicy, a przytrzymuje ją po-

Rys. 817-k.



krywa cylindra. Łożyska są poziomo dzielone, a żłób podkorbowy od spodu zamknięty. Zawory wlotowy i wydychowy leżą poosiowo

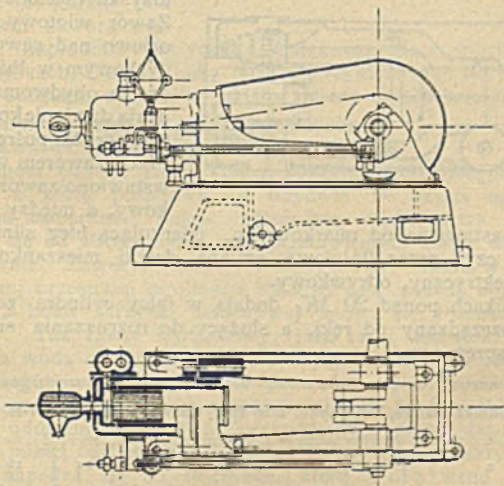
za sobą, a rozrządzą nimi oddzielne golenie mimośrodowe, leżące po obu stronach oprawy. Goleń rozrządząca wlotem, rozrządza równocześnie i zapłonką i zaworem gazowym, a nadto napędza ona i miarkownik wahakowy, który powoduje opust. Przewód ssawczy czerpie powietrze z pośród ramy, wspartej na podstawie żelaznej.

Dane dla silników gazowych podł. rys. 817-k.

N_n	4	6	8	12	16	20	25	30 M_k
n	160	160	160	160	150	150	150	140 obr./min.
G	1500	2300	2600	4000	5600	5900	6800	7500 kg.

β. Oprawa żelazna, pusta, z wysuniętym cylindrem (rys. 817-l, silnik naftowy). Pusta podstawa żelazna służy zarazem i za zbiornik nafty i za przestrzeń, z której silnik ssie powietrze. Cylinder przytwierdza się dwiema lub trzema silnymi śrubami do oprawy.

Rys. 817-l.



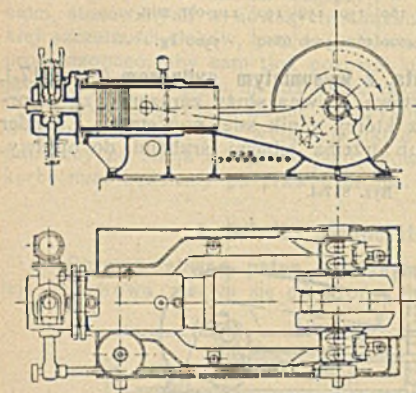
Pokrywa odlana łącznie z cylindrem, a koniec wewnętrzny jego tulei łączy się na śruby z pokrywą, koniec zewnętrzny zaś (dla ułatwienia wydłużeń) uszczelnia się pierścieniem ze sznura gumowego. Łożyska skośnie dzielone, o pokrywkach zwróconych ku cylindrowi. Zawory wlotowy i wylotowy mieszczą się we wspólnej skrzynce zaworowej u łbicy cylindra, a rozrządzą nimi dźwignie, pod cylindrem leżące. Dźwignia wlotowa napędza równocześnie pompkę naftową. Na pokrywie cylindra mieści się ulatniak, będący zarazem za-

płonnikiem, a w ulatniaku zawór wtryskowy. Silnik miarkuje się przez zmianę dawek nafty. Silniki ponad 25 M_k rozruszamy powietrzem sprężonym na 5 do 6 atm., rozrządzając od ręki dźwignią zaworu rozrusznego, mieszczącego się obok zaworu wlotowego. Powietrze sprężamy sprężarką ręczną.

7. **Oprawa żelwna pusta, z leżącym w niej cylindrem** (rys. 817-m).

Przestrzeń obchłodka prawie na całej długości otoczona od zewnątrz oprawą. Tuleję wsadza się do cylindra od strony łbicy cylindrowej, która ją też dociska; przeciwległy zaś koniec tulei otrzymuje uszczelkę metalową. Łożyska silników do 16 M_k dzielą się skośnie, a pokrywki zwrócone w stronę przeciwległą cylindrowi (p. rys. 817-m); w silnikach większych stosują łożyska dzielone poziomo. Zawór wlotowy leży poziomo nad zaworem wydechowym w łbicy cylindra, a obydwoma rozrządzają dźwignie kolankowate lub drażki pośredniczące. Przed zaworem wlotowym wstawiono zawór mieszankowy, a między nie prze-

Rys. 817-m.



pusznicę nastawianą od miarkownika, miarkującą bieg silnika przez dławienie, czyli przez ilościową zmianę dawki mieszankowej. Zapłonnik elektryczny, odrywkowy.

W silnikach ponad 20 M_k dodają w łbicy cylindra zawór rozruszny, rozrządzany od ręki, a służący do rozruszania silnika powietrzem sprężonym.

Silniki gazowe, benzynowe, albo spirytusowe, podł. rys. 817-m.

N_n	2	3	4	6	8	10	12	14	16 M_k
n	260	260	240	240	220	220	200	200	200 obr./min.
G^{**}	630	870	950	1200	1250	1320	1750	2300	2700 kg.

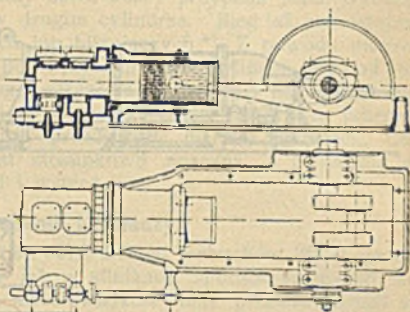
N_n	20	25	30	35	40	50	60	80	100	125 M_k
n	190	190	170	170	160	160	140	140	130	120 obr./min.
G^{**}	3360	4300	5000	6500	7500	10000	11900	16400	22000	29500 kg.

* Silniki do światła elektrycznego bywają o 15% cięższe.

δ. Oprawa żeliwna pusta, bez dna (rys. 817-n).

Cały płaszcz cylindra leży w oprawie, a jego tuleję wsuwa się od strony korbowej i przytwierdza połączeniem kołnierzym. Od korbowa część oprawy wysunięta o całą długość skoku poza łożyska, co w połączeniu z ich niskim ułożeniem, nadaje znacznej stateczności silnikowi. Zawór wlotowy siedzi obok wydechowego, w spodzie łbicy cylindra, stanowiącej prawie całą przestrzeń niedosuwu. Obydwa te zawory, wraz z gazowym, rozrządzają się dźwigniami. Powietrze miesza się z gazem pod grzybkami zaworów wlotowego. Zapłonnik elektryczny. Wałek rozrządczy spoczywa w czterech łożyskach, a bieg silnika miarkuje się stosownie do okoliczności, bądźto opustami zapłonów, bądźto zmianą składu mieszanki.

Rys. 817-n.



ε. Silnik gazowy, napędzający dmuchawę.

Oprawa dwudzielna (rys. 817-o).

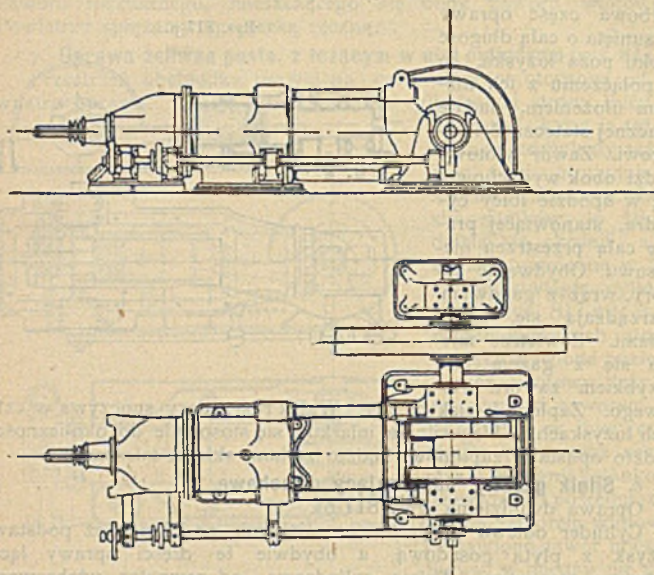
Cylinder odlewa się łącznie z nóżkami, podobnie też podstawy łożysk z płytą posadową, a obydwie te części oprawy łączy czterema zesporami. Tuleja cylindrowa, od zewnątrz uźebrowana, wsuwa się od strony łbicy, a w przeciwległym końcu uszczelnia się przesuwnie. Zawory, wlotowy i wydechowy, siedzą w spodzie łbicy, której przestrzeń swobodna stanowi całą prawie objętość niedosuwu. Z boku skrzynki zaworowej mieści się rozrządzany zawór gazowy. Tak zawór wydechowy, jako też i sam tłok, chłodzą się wodą, a woda do tłoka dopływa od jego strony kukorbowej, przez rurę przegubową, której koniec prowadzi się w prowadnicach, ułożonych między cylindrem a łożyskami. W środku łbicy cylindrowej, w oddzielnym kanaliku, przymykany przez zasuwkę rozrządzaną, mieści się zapłonnik elektryczny, prędko iskrujący. Dmuchawa napędza się od tłoczyska, które z obu stron jej cylindra otrzymuje prowadzenie. Silnik rozruszamy, wtłaczając pomką od ręki do cylindra powietrze nabenzynione, i zapalając tę mieszankę zapłonikiem elektrycznym, podczas gdy korba znajduje się w położeniu właściwym na rozruszenie *).

Ważniejsze wymiary i waga takiego, 1000 konnego silnika: $D = 1,30$ m, $s = 1,40$ m
 $n = 85$ do 95 obr./min. Średnica tłoczyska 300 mm, koła rozrządowego 5,0 m, przelotów

*) Szczegóły p. Engineering 1900 № 1777 i 1800; wyniki pracy silnika podano w Stahl u. Eisen 1900 № 6 do 8 i № 14.

w zaworach, wlotowym i wydychowym, po 255 mm. Wysokość silnika 4 m. Szerokość 6 m. Długość 11 m. Waga silnika (bez dmuchawy) 127 t.

Rys. 817-o.



2. Silniki wielocylindrowe.

Stopień jednostajności biegu dużych silników leżących wpływa niepomernie na ich koszt budowy. Münzel podaje np. poniższe stosunki cen silników 1000 konnych, na czad wielkopieczowy, a mianowicie *):

Stosunek cen leżących silników 1000 MK_n jedno i wielocylindrowych, zależnie od stopnia jednostajności ich biegu.

Stopień niejednostajności biegu δ	Silnik jednocylin-drowy	Silnik bliźniaczy	Silnik o łoż-cach przeci-łegłych, zwykły	Silnik o łoż-cach przeci-łegłych, zdwojony.
Do napędu fabrycznego, $\delta = 1/25$	1,0	1,05	0,90	0,90
Do napędu prądnic, na prąd stały, $\delta = 1/70$	1,0	0,90	0,85	0,75
Do napędu prądnic, na prąd przemienny, $\delta = 1/125$. .	1,0	0,75	0,75	0,60

*) Stahl u Eisen 1899 str. 528.

Zwykłe układy cylindrów:**a. Silnik spółtłoczyskowy.**

Wzajemny odstęp wzbuchów w obu cylindrach, 360° obrotu korby, a więc na każdy pełny obrót korby przypada jeden wzbuch, kolejno, to w jednym, to w drugim cylindrze. Bieg tak jednostajny, jak w silnikach dwusuwnych lub bliźniaczych *). Z powodu nierównomiernego wydłużania się pod wpływem ciepła, cylinder dalej od korby położony wymaga silnego złączenia z oprawą i nader starannego ustawienia. Uszczelnienie i chłodzenie części tłoczyska, przechodzącej przez jedno ze spalisk, przedstawia niemałe trudności. Całkowita długość silnika jest stosunkowo znaczna, a i znaczne są masy suwające się naprzód i wstecz.

β. Silnik bliźniaczy.

1. O tłokach spółbieżnych: Odstęp wzbuchów 360° ; jednostajność biegu taka sama jak w silnikach spółtłoczyskowych lub dwusuwnych, lecz mać ją nieco wielkość mas przesuwających się jednocześnie naprzód wzgl. wstecz, a mać ją zwłaszcza przy szybkim biegu.

2. O tłokach przeciwbieżnych: Odstęp wzbuchów na przemian 180° i 540° . Bieg jest jednostajniejszy niż silników jednocylindrowych, a masy przesuwnie równoważą się dobrze.

γ. Silnik o łbicach przeciwległych, zwykły.

1. O tłokach spółbieżnych, działających na wspólną korbę. Odstęp wzbuchów 180° i 540° na przemiany, t. j. taki sam jak w silnikach bliźniaczych, o tłokach przeciwbieżnych, a więc i bieg w przybliżeniu tej samej jednostajności. Masy przesuwane są znaczne, a ponieważ oddziaływanie korby na tłok w jednym z cylindrów skierowane skośnie w górę, więc trudniej uszczelnić ten tłok, a i bieg bywa niespokojny.

2. O tłokach przeciwbieżnych, działających na dwie korby, przestawiane nawzajem o 180° względem siebie: Odstęp wzbuchów 360° ; jednostajność biegu jak w silnikach dwusuwnych, spółtłoczyskowych, albo bliźniaczych, a masy przesuwnie równoważą się lepiej. Przy jednakowej długości potrzebują silniki te nieco więcej szerokości niż silniki o łbicach przeciwległych, lecz z tłokami spółbieżnymi.

Taki silnik o tłokach przeciwbieżnych przedstawiono, w ogólnych zarysach, w rys. 817-p, a ważniejsze szczegóły ustroju wskazano na rys. 817-n str. 1107. Długość całkowita bywa 10 do 11 s, szerokość zaś oprawy 3 do 3,5 D.

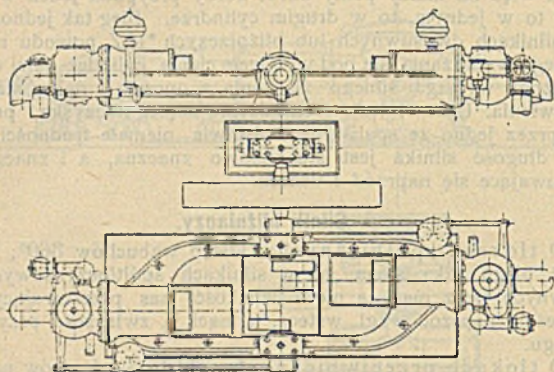
δ. Silnik trojaczy.

Odstępy wzbuchów po 240° , przedstawienia korb 120° , znaczna jednostajność biegu, lecz wielka szerokość oprawy. Taki ustrój sil-

*) Zoitsch. d. V. d. Ing 1901 str. 365, Guldner: Obliczanie wagi koła rozpędowego do silnika spalinowego.

ników leżących stosuje się mniej często na silniki stałe, na które nadaje się lepiej takiż ustrój stojący (p. rys. 817-j str. 1103).

Rys. 817-p.



ε. Silnik czworocylowy.

Jedna para korb jednakowo skierowanych przestawiona względem drugiej pary o 180° . Odstępy wzbuchów po 180° , a zatem na każdy obrót wała korbowego przypadają po dwa wzbuchy, skutkiem czego bieg jest nader jednostajny, a mimo stosunkowo wielką szerokość, silnik tego ustroju znajduje zastosowanie do samojazdów o większej mocy.

Na silniki stałe podatniejszym będzie ustrój poniższy.

ζ. Silnik o łbłach przeciwnych, zdwojony,

z kołem rozprędowym w samym środku silnika.

1. Układ dwukorbowy jest niejako zdwojeniem układu γ . 1. Odstępy wzbuchów po 180° , a przestawienie korb również 180° . Bieg nader jednostajny, gdyż na każde pół obrotu wypada jeden wzbuch.

2. Układ czworokorbowy jest niejako zdwojeniem układu γ . 2. Jedna para korb jednakowo skierowanych przestawiona względem drugiej pary o 180° . Odstępy wzbuchów po 180° . Z powodu lepszego zrównoważenia się mas przesuwnych, bieg bywa jeszcze bardziej jednostajny niż w układzie 1, lecz silnik ten wymaga nieco większej szerokości przy jednakowej długości.

Do jeźdźników nadają się przede wszystkim ustroje pod β do ε , do tego celu bowiem pożądanym jest silnik możliwie prostej budo-

wy, zajmujący mało miejsca, a odznaczający się dobrem, wzajemnym zrównoważaniem się mas przesuwnych *).

D. Części silników.

Wywody poniższe dotyczą silnika czworosuwowego, nie można ich zatem stosować bezpośrednio do silników innosuwnych, z wyjątkiem obliczeń wytrzymałości, które są ogólnie ważne.

a. Uwagi ogólne.

Obecnie stosują prężności spalin 2,5 do 3,5 razy większe od zwykłych prężności pary w silnikach parowych. Miarodajną dla wszelkich obliczeń wytrzymałości i stateczności jest początkowa prężność spalin, t. j. prężność wzbuchowa p_z .

Ciśnienie na tłok zwiększa się skutkiem wzbuchu, nagle 3 do 5 krotnie, co z konieczności powoduje uderzenia na wszystkie części pracujące. Ponadto nieprzewidziane okoliczności mogą wypadkowo wpłynąć jeszcze bardziej niekorzystnie na wytrzymałość tych części, a mianowicie przez niedające się obliczyć przesunięcie chwili zapłonu lub przez wzmocnienie siły wzbuchu.

Na przyspieszenie (wzgl. zwolnienie) prędkości tłoka i zczepionych z nim mas przesuwnych zużywa się pewna część nacisku, działającego na tłok, a skutkiem tego zmniejsza się największy nacisk goleni korbowej na korbę. Zmniejszenie to nacisku odpowiadałoby zmniejszeniu prężności, na tłok działającej, o 2 do 3 atm. w silnikach zwykłych, a o 3 do 5 atm. lub nawet więcej w szybkobiegach, albo w silnikach z krzyżulcem. W obliczeniach wytrzymałości i stateczności nie można jednak uwzględniać tego korzystnego zmniejszania się nacisków, albowiem ilościowo zależy ono od prędkości biegu i wzrasta wraz z tą prędkością. Przy rozruszaniu zatem silnika, wobec względnie małej prędkości, zmniejszenie owo nachodzi się niejako w stanie zaniku, a skuteczność jego równa się prawie zeru.

Bezwzględnie największy nacisk na tłok P_e jest ilością, nie dającą się ściśle oznaczyć dla silnika projektowanego; nacisk ów zależy bowiem i od wartości cieplikowej mającego się stosować paliwa (p. str. 1096) i od niedających się ściśle przewidzieć stosunków pracy silnika. Dogodnym będzie liczyć zawsze jak najniekorzystniej, a więc na możliwą, największą prężność p_e , czyli na paliwo najmocniejsze (benzyna, gaz świetlany), aby umożliwić sobie zastosowanie wykonanych raz modeli, bez względu na rodzaj paliwa.

W nowszych silnikach, pracujących gazem świetlanym i ze znacznym sprężem, największe ciśnienie na tłok, w chwili wzbuchu dosięga 25, a nawet przekracza nieraz 30 atm.

*) Guldner: Konstruktion und Betriebsergebnisse von Fahrzeugmotoren für flüssige Brennstoffe, Berlin 1901, nakładem Juliusza Springer'a, oraz Zeitsch d. V. d. Ing. 1902 str. 606.

Licząc $p_{z \max} = 25$ atm., otrzymamy największy nacisk na tłok:

$$P_z = 25 \frac{\pi D^2}{4} = 19,7 D^2 \approx 20 D^2 \text{ kg.}$$

Krańcowe obciążenia powinnyby działać możliwie poosiowo, względnie środkowo, na części, w których występują, a same te części, zwłaszcza ważniejsze, należałoby tak kształtować, aby wadliwości ich wykonania były możliwie wykluczone.

Stratę pracy na tarcie obliczamy podług wartości ciśnienia p_m , wzgl. nacisku P_m na tłok, średniej dla wszystkich czterech suwów.

Strata mocy na jednostkę powierzchni (ciśnienie k na powierzchnię \times prędkość v), czyli moc ciśnienia na powierzchnię, będąca zarazem równoważnikiem zagrzewania się powierzchni, nie powinna przekraczać granic dość skąpo zakreślonych.

Z krańcowej prężności wzbuchowej p_s możemy oznaczyć tylko największe ciśnienie k_{\max} , działające między powierzchniami. Te krańcowe ciśnienia, np. na czop korbowy, nie powinny nigdy przekraczać wartości, przy którejby ciśnienie to wycisnęło cały smar z pomiędzy stykających się powierzchni.

Podczas pierwszego i czwartego suwu obciążenie czopa korbowego przez opory ssania (wzgl. wypychania) zwiększa się jeszcze z powodu sił, zużywanych na przyspieszenie (względnie zwolnienie) prędkości mas przesuwnych. Zwiększeniu temu, np. przez przyspieszenie, przeciwstawia się podczas tego samego suwu równoważne zmniejszenie, np. przez zwolnienie, tak że ostatecznie owe przyspieszenia i zwolnienia pozostają bez wpływu na średnią wartość nacisku czopa korbowego.

b. Obliczenia konstrukcyjne.

1. **Oprawa stojąca** może przejmować prawie poosiowo naciski krańcowe P_z ; w oprawach leżących da się to skutecznie w niektórych tylko szczególnych, niezwykłych ich ustrojach. W każdym razie wypada się starać o to, aby ramiona momentu sił krańcowych na części oprawy były możliwie jak najmniejsze. Nadto należy unikać naprężeń błędnych w owych częściach, tak podczas obróbki oprawy, jako też skutkiem zbyt małej sztywności lub nieprawidłowego przyciągania oprawy do posady. Nieprawidłowość taka może być skutkiem bądźto nierówności powierzchni się stykających, bądź też skutkiem nierównomiernego dociągania śrub przyciągczych, które należy wedle możliwości rozmieszczać tuż przy ściankach, albo też przy usztywniających żebrach pionowych. Sztywność oprawy powinna sama przez się być dostateczna, bo liczenie na to, że posada lub żeliwna podstawa zwiększy ową sztywność, nie byłoby właściwe.

Ciśnienia części silnika na oprawę powinnyby nie przekraczać połowy wartości k , podanej pod III na str. 337, a pod łożyskami wała korbowego $\frac{1}{3}$ owych wartości, przyczem należy uwzględnić nietylko ciśnienia, pochodzące z wagi silnika, lecz i pochodzące z oddziaływania mas, będących w ruchu.

2. Oprawa rozsochata podł. rys. 817-f i 817-g str. 1100.

Grubość cylindra δ_c i obchłodka δ_m wypada z obliczeń wytrzymałości za mała i dlatego, ze względów odlewniczych, biorą grubości w cylindrach odlewanych łącznie z obchłodkiem:

$D = d_0$	12,5 cm,	$\delta_m = 1,0$ cm,	$\delta_c = 1,3$ cm;
$D = "$	17,5 "	$\delta_m = 1,3$ "	$\delta_c = 1,6$ "
$D = "$	20,0 "	$\delta_m = 1,6$ "	$\delta_c = 1,8$ "

Przy takich grubościach otrzymamy ciągnięcie krańcowe σ_z , powodowane siłą p_z , nie dosięgające jeszcze wartości 110 kg/cm².

Wsadzane tuleje cylindrowe mogą być cieńsze, a mianowicie o grubościach dostatecznych pod względem wytrzymałości na ciągnięcie, zwiększonych jednakże o 0,3 do 0,5 cm, na ponowne wytaczanie.

Grubość warstwy wodnej w obchłodkach przynajmniej 2 cm, lecz w oprawach rozsochatych, w których płaszcz obchłodka stanowi podporę łożysk, grubość warstwy tej bywa znacznie większa, tak ze względu wytrzymałości, jak i stateczności. Do oczyszczania od błota lub osadu służą, bądźto otwory pordzeniowe, zamykane kołkami gwintowanymi, bądź też oddzielne wypustki.

Płyta posadowa 4,5 do 5 D długa i tyleż szeroka.

Oprawa skrzynkowa podł. rys. 817-h do 817-j. W tych oprawach grubości δ odlewu zależą przeważnie od względów praktycznych, a zazwyczaj stosują:

D do	12,5	17,5	22,5	27,5	30,0 cm.
$\delta \propto$	1,3	1,4	1,6	1,8	2,0 cm.

Wypada jednak sprawdzić obliczeniem: α) ciągnięcie w najmniejszym przekroju poziomym, rozciągającym przez P_z , wzgl. w płaszczu obchłodka, o ile na niego działa poosiowo siła P_z . By uwzględnić i siły drugorzędne, dobrze będzie nie przekraczać wartości $\sigma_z \leq 150$ kg/cm². β) Gięcie w przekrójach niebezpiecznych, zwłaszcza pod łożyskami wała korbowego, które to gięcie σ_b nie ma przekraczać 150 do 175 kg/cm². γ) W oprawach rozkracznych rys. 817-i, wypada nadto sprawdzać naprężenie w górnej części pełnych ścianek skrzynki, rozciąganych i przeginanych pod wpływem siły $\frac{P_z}{2}$, działającej na każdą połowę skrzynki, a naprężenie złożone nie ma przekraczać 200 kg/cm².

Tłok wraz z gołenią korbową wyjmuje się z cylindra przeważnie do góry, co wypada uwzględniać przy oznaczaniu wysokości silnicznici.

3. Oprawa leżąca rys. 817-k do 817-m. Środki ciężkości przekrojów oprawy, prostopadłych do kierunku nacisku tłoka, trzeba się starać doprowadzić możliwie blisko do osi cylindra, a to przez podwyższenie bocznych ścianek oprawy aż ponad poziom osi cylindra. Mimo to odległość e owego środka ciężkości od osi cylindra bywa w zwykłych oprawach żeliwnych tak znaczna, że naprężenie σ_b , powodowane przeginaniem oprawy, bywa dwa razy większe od pros-

tego ciągnięcia σ_z . Naprężenie złożone $\sigma_b + \sigma_z$ powinno nie przekraczać 150 kg/cm^2 .

Stosując zespoły łączące oprawę cylindra z oprawą łożysk (rys. 817-o), możemy przejąć siłę P_z zupełnie poosiowo.

4. **Cylinder.** Grubości ścianek δ_c tulei cylindrowych oznaczamy podl. wzoru I str. 421.

Uwzględniając tę okoliczność, że pełna prężność wzbuchowa p_s pojawia się tylko w spalisku, i że się ta część cylindra wzmacnia kołnierzem nadlanym, możemy k_s dobrać względnie wielkie, a mianowicie do 300 kg/cm^2 . Gdy p_s nie przekracza 20 atm. , otrzymamy na grubość ścianki tulejowej z doliczeniem $0,6 \text{ cm}$ na ponowne wytaczanie, oraz na możliwe przesunięcie się rdzenia odlewniczego, wzór:

$$\delta_c = \frac{1}{2} D (\sqrt{1,124} - 1) + 0,6 \approx 0,03 D + 0,6 \text{ cm.}$$

Nawet gdy δ_c wypada mniejsze niż $1,2 \text{ cm}$, a więc dla średnic do 20 cm , należy grubość ścianek tulei brać przynajmniej $1,3 \text{ cm}$, a cylindra łącznie odlanego $1,6 \text{ cm}$.

Jednakże nadmierna grubość tych ścianek bynajmniej nie jest pożądana, stawałaby się ona bowiem przyczyną mniej szczelnego odlewu, oraz mniej skutecznego ochładzania.

Ścianki cylindrów znacznieszej średnicy, ponad 60 cm , miewają w spalisku grubość obliczoną podług wzoru, dalej zaś ku końcowi cylindra grubość ta zmniejsza się z wolna do $0,02 D + 0,6 \text{ cm}$, a to w celu oszczędności na wadze cylindra.

Grubość δ_m ścianek obchłodka, o ile w nich nie działają znaczniejsze siły poosiowe, bywa zazwyczaj, ze względów odlewniczych:

$$\delta_m \geq 1 \text{ cm,}$$

a grubość taka starczy zazwyczaj, nawet przy wielkich średnicach na zniesienie zwykłych ciśnień wodociągowych. Gdy cylinder się odlewa łącznie z obchłodkiem, sprawdzają nieraz jego szczelność przez zwiększenie ciśnienia wodnego w obchłodku: Natenczas, gdy $\delta_m \approx 0,022$ średnicy zewnętrznej obchłodka, a ciśnienie próbne $\approx 30 \text{ atm.}$, otrzymamy ciągnięcie:

$$\sigma_z \approx 600 \text{ kg/cm}^2,$$

które nie jest jeszcze nadmierne na jednorazową próbę ciśnieniem chłodnem.

Gdy stosujemy tuleje cylindrowe, całą siłę poosiową P_z znoszą ścianki obchłodka, a natenczas:

$$\sigma_z = \frac{P_z}{0,785 (D_a^2 - D_i^2)} = \frac{P_z}{\pi (D_a - \delta_m) \delta_m} \approx k_z.$$

We wzorze powyższym D_a oznacza zewnętrzną, a D_i wewnętrzną średnicę żeliwnego płaszczu obchłodkowego.

Jeżeli się z płaszczem obchłodka łączyć mają cięższe części rozrządu silnika, to należy zwiększyć odpowiednio grubość takiego płaszczu. W przejściu walcowatego płaszczu obchłodkowego w kołnierze

rze końcowe, pojawiają się gięcia, i dlatego przejście to wzmacniamy żebrami dolaneni.

5. **Tłoki** bywają przeważnie ustroju nurnikowego. Długość L nurnika (tłoka) oznaczamy podług największego nacisku N_{\max} (p. str. 555) tłoka na wnętrze cylindra, z warunku, aby ciśnienie na powierzchni się ślizgające nie było większe od k .

Podczas prawidłowego biegu silników wzbuchowych, przebiegi wskaz prędkości wzbuchów poszczególnych są równo ustosunkowane, a więc stosunek N_{\max} i P_z pozostaje wielkością w przybliżeniu stałą, a mianowicie, przy zwykłej długości gołeni korbowej $L \leq 5r$, będzie:

$$N_{\max} = 0,095 \text{ do } 0,105 P_z.$$

Jedynie wskutek zapłonu opóźnionego lub spalania pozaspaliskowego dawki, zwiększa się ów stosunek, a N_{\max} osiąga wartości $0,11 P_z$. Natenczas otrzymamy długość nurnika:

$$L \geq \frac{0,11 P_z}{D k} \text{ cm.}$$

Bezpieczne będzie ciśnienie tłoka na powierzchnię cylindra, $k = 1,25$ do $1,5 \text{ kg/cm}^2$, jeżeli nie potrącamy wpustek na pierścienie uszczelniające. Gdy większa długość nurnika nie staje się niedogodną, a więc zwłaszcza w silnikach mniejszych, schodzą z wartością k nawet poniżej $0,5 \text{ kg/cm}^2$.

Zwykły stosunek $L : D$ bywa w małych silnikach od $2,25$, a w dużych spada aż na $1,25$. Przesadzania w długości nurnika zalecać nie można, utrudniałoby ono bowiem wsuwanie nurnika w cylinder i zwiększałoby bez potrzeby przedłużanie się skutkiem zagrzania, oraz wymiary silnika.

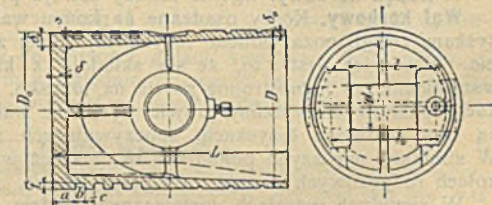
Grubość dna nurnika oblicza się podł. str. 419, rys. 272, a jak uwzględnić usztywnienie przez żebra, podano poniżej; wreszcie grubość płaszczu nurnikowego bywa:

$$\delta_1 = \frac{D}{40} + t + 0,5 \text{ cm}; \quad \delta_0 \approx 0,4 \delta_1.$$

Rys. 817-q.

Zamiast ścięniać płaszcz zwolna z δ_1 na δ_0 , dają w nurnikach silników dużych od razu, tuż za czopem gołeni, nagły odskok z grubości δ_1 na δ_0 .

Ponieważ nurnik rozszerza się od gorąca w sąsiedztwie dna silniej niż w pozostałej części otwartej, trzeba zatem zmniejszać jego średnicę zewnętrzną, poczynając od czopa gołeniowego w kierunku dna, a mianowicie: o $0,2$ do $0,5\%$,



a więc $D_0 = 0,998 D$ do $0,995 D$. Stopień rozszerzania się nurnika, a zatem i jego zwężenia można ściślej określić jedynie z doświadczeń. Łożysko czopa goleniowego mieści się ponajczęściej w połowie długości nurnika.

W nurnikach ponad 20 cm do 50 cm średnicy wzmacniają połączenie dna z płaszczem, żebrami od wewnątrz dolanymi po promieniu, w liczbie 4 do 6-u, dodając nadto żebro, które wspiera łożyska czopowe (rys. 817-q). W nurnikach jeszcze większych żebra, ułożone po promieniach, przedłużają się aż do otwartego końca nurnika, przynajmniej w dolnej jego połowie, jak to wskazano linią kropkowaną w rys. 817-q. Wzmacniają nadto płaszcz obwodowymi żebrami wewnętrznymi, albo pierścieniami. Sute uźebrowanie nurnika przyczynia się też do jego lepszego chłodzenia.

Ze względu na naprężenia odlewnicze, jako też na naprężenia, powstające w uźebrowaniu, skutkiem nierównomiernego rozszerzania się od ciepła, nie wypada przeceniać wzmocnienia ustroju, jakie otrzymujemy przez takie uźebrowanie. Należy unikać den wklęsłych, jakoteż pierścieniastego występu płaszczu nurnika, poza jego dno.

W dużych nurnikach stosują chłodzenie wodą, a obchłodek taki pokrywa zazwyczaj tylko dno nurnika i część jego płaszczu, zajęta przez pierścienie uszczelniające, reszta zaś płaszczu chłodzi się tylko uźebrowaniem.

Pierścienie uszczelniające. Nurniki (tłoki) silników miewają większą ilość pierścieni uszczelniających.

Wymiary pierścieni podane na str. 543 byłyby za wielkie w zastosowaniu do silników spalinowych, właściwsze będą tu (rys. 817-q):

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{1}{50} D + 0,2 \text{ cm}; \\ b &= 1,25 s \text{ do } 1,5 s; \\ \text{ilość obręczy } i &\propto \frac{D}{s b}; \end{aligned} \right\} \begin{aligned} a &\geq 1,5 \delta; \quad c \geq b; \\ t &= s + 0,1 \text{ do } s + 0,3 \text{ cm}, \\ &\text{zależnie od średnicy tłoka.} \end{aligned}$$

Przy otwartym końcu nurnika umieszczają niekiedy dodatkowo 1 do 3 pierścieni, a to w celu zmniejszenia tarcia i ścierania powierzchni się ślizgających, oraz w celu lepszego rozprowadzania smaru po całym nurniku.

6. Napęd korbowy. Ogólne zasady ustroju p. str. 551 i nast.

Wał korbowy. Korby osadzone na końcu wała, a więc poza łożyskami (wzgl. poza jednym łożyskiem) mniej znajdują zastosowania. Wadą ich jest i to, że się składają z kilku części, przede wszystkim zaś jednostronne parcie na łożysko. Dlatego też w silnikach spalinowych widzimy prawie wyłącznie wały wykorbione, a leżą one w dwóch łożyskach, spoczywających na oprawie silnika. W silnikach większych ponad 50 MK, jakoteż w silnikach o ciężkich kołach rozpodowych dodają zazwyczaj trzecie, zewnętrzne łożysko.

W zwykłych ustrojach dostatecznym będzie obliczać czopy i ramiona korbowe na siły, wywołane prężnością wzbuchową: one to bowiem powodują największe naprężenia. Największe naprężenie w czopie wała korbowego, przenoszącym moment obrotowy poza łożysko, pojawia się mniej więcej w chwili, gdy tłok, podczas suwu

wzbuchowego, wysunie się na 12% swego skoku. Na te same siły należy przeliczyć i ramiona korbowe, zwłaszcza gdy wywieszono koło rozpędowe jest bardzo ciężkie, albo gdy się daleko wywiesza, wreszcie gdy przewidzieć można znaczniejsze przesunięcia się największych sił wywołanych nieprawidłowością wzbuchów.

7. Zawory. Ogólne zasady ustroju p. str. 608 i nast.

Znakowanie podł. rys. 817-r, a nadto oznaczamy przez:

h skok grzybka zaworowego, w cm,

$f = \pi d h$, pełny, swobodny przelot pod obwodem grzybka, w cm^2 ,

D średnicę tłoka (nurnika), w cm,

s skok tłoka, w m,

F przekrój tłoka, w cm^2 ,

c średnią prędkość tłoka, w m/sek.,

v średnią prędkość gazów (mieszanki, wydyszyn i t. p.) w przelocie zaworowym, w m/sek.,

v_{\max} największą wartość takiejże prędkości w przelocie zaworowym.

Zakładając, że (z powodu ściśliwości gazów) w przybliżeniu ważnym będzie związek: $f = \frac{F c}{v}$, a nadto że $h \leq \frac{d}{4}$, otrzymamy:

$\pi d h = \frac{\pi D^2}{4} \frac{n s}{30 v}$; a nadto że $h \leq \frac{d}{4}$, otrzymamy:

$$\pi d h = \frac{\pi D^2}{4} \frac{n s}{30 v}; \quad d h = \frac{D^2 n s}{120 v} \text{ cm}^2.$$

A że średnia prędkość ssania, wzgl. wypychania, przez zawór powinna być $v \geq 25$ m/sek., więc

$$d h \geq \frac{D^2 n s}{3000}.$$

Jeżeli długość goleni korbowej (korbowodu) będzie: $2,5 s$, to w chwili największej prędkości tłoka, będzie: $v_{\max} \approx 1,6 v \geq 40$ m/sek., i aby nie przekroczyć tej prędkości powinien każdemu położeniu tłoka odpowiadać określony podnios (chwilowy) grzybka:

$$h_x \geq \frac{D^2 s n}{d 3000} \psi \text{ cm},$$

w którym to wzorze $\psi = \sin \alpha (1 \pm \lambda \cos \alpha)$, a $\lambda = \frac{r}{l}$, t. j. stosunkowi ramienia korby do długości goleni korbowej. Spółczynnik ψ

we wzorze powyższym uwzględnia zmienność prędkości tłoka, a dla wartości $\lambda = 1/5$, t. j. wartości najczęściej stosowanej podajemy poniższą tablicę.

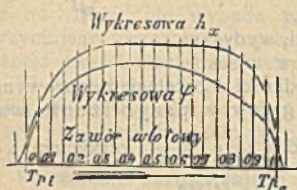
Tablica wartości ψ .

Bieg tłoka	→ naprzód	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
	← wstecz	0,98	0,96	0,94	0,92	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50
$\psi = \alpha (1 \pm 1/5 \cos \alpha)$		0,304	0,428	0,516	0,586	0,648	0,765	0,853	0,914	0,962	0,993	1,011	1,018	1,014
Bieg tłoka	→ naprzód	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	1,00
	← wstecz	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0,08	0,06	0,04	0,02	0,00
$\psi = \alpha (1 \pm 1/5 \cos \alpha)$		1,00	0,976	0,939	0,892	0,832	0,759	0,668	0,554	0,496	0,433	0,355	0,251	0,00

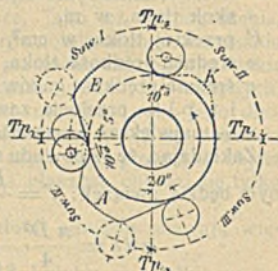
Jeżeli w układzie spórzędnych prostokątnych (rys. 817-s), odetniemy drogi tłoka jako odcięte, a przynależne wartości ψ jako rzędne, to otrzymamy **wykresową wartości ψ** , a w podobny sposób odcinając jako rzędne wartości h_x , obliczone dla danego silnika podług wzoru powyżej podanego, otrzymamy **wykresową podniosów zaworowych h_x** .

Wykresowa ψ powinna zawsze leżeć wśród pola, obwiedzonego wykresową h_x , a da się to osiągnąć (jak się można przekonać z wykresów rys. 817-s) jedynie przez przedzwrotowe odmykanie i pozwrotowe przemykanie zaworów. Z wykresowej h_x (rys. 817-s) łatwo wykreślić kształt tarczy rozrządzącej zaworami (rys. 817-t).

Rys. 817-s.



Rys. 817-t.



Rozmiary grzybków zaworowych podług oznaczeń w rys. 817-r. W zaworach rozrządzanych bywa (p. str. 419):

$$\delta = \sqrt{\frac{p_B (0,5 d_0)^2}{450}}$$

Ze względu na wysoką temperaturę, w jakiej pracuje zawór, jako też w celu umożliwienia ponownego przetoczenia grzybka liczone we wzorze powyższym gięcie bezpieczne $\sigma_b \approx 400 \text{ kg/cm}^2$. W zaworach samoczynnych, t. j. nierozrządzanych, w celu zmniejszenia prędkości domykania, przez zmniejszenie wagi grzybka, stosują jako bezpieczne gięcie $\sigma_b = 800 \text{ kg/cm}^2$, co zmieniliby cyfrę w mianowniku wzoru powyższego na 900. Grzybki większej średnicy (ponad 10 cm) ścieniają się ku obwodowi w ten sposób, że $\delta_0 = \frac{4}{3}$ do $\frac{2}{3} \delta$.

$$b = 0,5 (d_0 - d) = 0,01 d + 0,4 \text{ cm},$$

w zaworach samoczynnych b bywa jeszcze większe.

Kąt wierzchołkowy stożka uszczelniającego bywa 90 do 110°.

$$s = \frac{1}{3} d + 0,5 \text{ cm};$$

w zaworach wydychowych bywa s większe, a to w celu lepszego odprowadzania ciepła. Długość prowadnicy trzonu grzybka ma być tem większa, im krótsze jest ramię dźwigni, rozrządzające zaworem, oraz im większy jest opór odmykania zaworu.

Zawory rozrządzone naciągają się przez sprężynę, naciążeniem 0,4 do 0,5 kg na 1 cm² przelotu w siedle zaworowym, zawory nierozrządzone zaś: 0,05 do 0,07 kg/cm², a to zależnie od ilości obrotów na minutę, jako też od wagi grzybka.

Siedło zaworu wydechowego najlepiej wytoczyć bezpośrednio w chłodzonej wodą ścianie skrzynki zaworowej, oddzielne bowiem siedła wsadzone, zmniejszając przewodnictwo ciepła, utrudniają chłodzenie zawora. Zawory wydechowe dużych silników chłodzą się swoiście, bądźto wodą krążącą w ich wnętrzu, bądź też napryskiwaniem grzybka wodą.

Wyjątkowo chłodzą zawór wydechowy powietrzem, a mianowicie w ten sposób, że łączą go z zaworem wlotowym w jeden wspólny zawór o działaniu zdwojonym.

Aby uniknąć odmykania zaworu wydechowego pod wielkiem ciśnieniem spalin wysoko jeszcze sprężonych, co z konieczności nadwęża i sam zawór i przyrządy nim rozrządzające, zaleca się przedzwrotowe wypuszczanie spalin, przez oddzielny kanał na wydech przedzwrotowy, do którego to kanału wylotkę odmyka sam tłok pod koniec swego wysuwu.

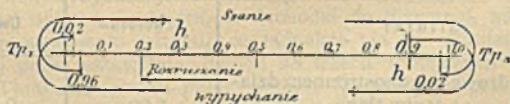
8. Rozrząd. Przyrządy do rozrządzania biegiem silnika przystosowują się do rodzaju jego ustroju (p. str. 1100 i nast.), dla tego też drudno podać wzory ogólne obowiązujące na obliczanie i wykonywanie części rozrządowych.

Tarcze rozrządowe, z obrysem na wzór przedstawionego w rys. 817-t, albo poszczególne ksiuki rozrządowe są prawie jedynymi przyrządami, które znajdują zastosowanie do rozrządu silnikami spalinowymi.

Rys. 817-t przedstawia tarczę rozrządczą silnika czworosuwowego, która obraca się dwa razy powolniej niż wał korbowy, dlatego też 90° obrotu tej tarczy odpowiada jednemu suwowi, czyli 180° obrotu wała korbowego. Kąt odmyku przedzwrotowego, względnie kąt przymyku pozwrotowego, mierzony na obwodzie korby, będzie zatem dwa razy większy od tychże kątów na tarczy. W rys. 817-t *L* jest ksiukiem wlotczym, *A* wylotczym, *K* wreszcie ksiukiem, zmniejszającym spręż podczas rozruszania silnika.

Wykres rys. 817-u przedstawia przebieg poszczególnych okresów pracy i suwów zwykłego silnika czworosuwowego, sprowadzonych do

Rys. 817-u.



drogi czopa korbowego. W wykresie tym *h* oznaczają chwile, w których grzybki zaworowe dochodzą do najwyższego podniosu, *Tp_i* od korbowy punkt zwrotu, *Tp_a* kukorbowy punkt zwrotu.

W rozrządceży tarczy ksiukowej (rys. 817-t) obrys poszczególnych ksiuków powinien przechodzić stycznie i możliwie łagodnie w obwód tarczy właściwej, przystosowując się do wykresowej h_x (rys. 817-s).

Im większą będzie średnica tarczy ksiukowej, tem dokładniejszy może być rozrząd zaworami, gdy jednak (skutek zwiększenia średnicy) prędkość obwodowa tej tarczy przekroczy 1 m/sek., pojawiają się szkodliwe zderzenia ksiuków z krążkami wodzącymi, wskutek czego zamąci się znów rozrząd.

9. Koła rozpędowe.

Wzór ogólny na wagę G w kg, wieńca koła rozpędowego silników, podanej na str. 618; t. j. wzór:

$$G = \frac{c}{\delta_s} \cdot \frac{N}{n V^2},$$

przystosował Güldner do silników spalinowych*), oznaczając wartość współczynnika c wzoru powyższego, dla różnoustrojowych silników spalinowych, a mianowicie:

$$c = k(0,75 + \varrho) 90000.$$

We wzorze tym k oznacza współczynnik stały dla danego ustroju silnika, a $\varrho = \frac{p_c}{p_i}$, t. j. stosunkowi średniej prędkości podczas suwu sprężczego i średniej prędkości wskazanej całego okresu pracy.

Po wprowadzeniu wartości na c we wzór ogólny, otrzymamy wzór na wagę G w kg wieńca koła rozpędowego silników spalinowych:

$$G = \frac{k(0,75 + \varrho) 90000 N_i}{\delta_s V^2 n} \text{ kg},$$

który możemy przekształcić na wzór, wyrażający tęże wagę w tonach, a określony z mocy wskazanej silnika N_i i z promienia R koła rozpędowego:

$$G = \frac{k(0,75 + \varrho) 8200 N_i}{\delta_s R^2 n^3} \text{ t}.$$

Dla średniej wartości $\varrho = 0,30$, Güldner z szeregu wskaz silników spalinowych, przeróżnego ustroju, oznaczył stosowne dla nich wartości k , podane w poniższej tablicy:

Tablica wartości k .

Silniki	Czworosuw	Dwusuw
jedno cylindrowe o jednostronnem działaniu tłoka	1,00	0,40
" " o obustronnem działaniu tłoka	0,615	0,110

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1901, str. 365. Güldner, obliczanie wagi koła rozpędowego do silników spalinowych.

Silniki	Czworosuw	Dwusuw
dwucylindrowe współłoczyskowe . .	0,40	0,40
„ „ o łbicach przeciwnych	0,645	0,085
„ „ sprzężone (obok siebie), kąt przestawienia korb 360°	0,40	0,40
„ „ sprzężone (obok siebie), kąt przestawienia korb 180°	0,645	0,085

Wartości średnie stopnia niejednostajności δ_s , stosownie do przeznaczenia silnika, podano na str. 619. Ustrój piasty i ramion koła rozpedowego bywa tęższy w silnikach spalinowych w porównaniu z parowymi, mimo to wpływ ich masy na bezwładność koła liczy się również tylko jako równoważny wartości 0,1 G.

Wpływ miarkowania biegu na jego niejednostajność δ_s .

W silnikach precyzyjnych δ_s zmniejsza się wraz z mocą wydaną. Dlatego też zaleca się, do obliczenia koła rozpedowego oznaczać wartość N_i z wartości mocy krańcowej $N_{e \max}$, którą w tym celu należy podzielić przez sprawność wskazano-pożytkową η_{mech} . Naodwrot δ_s zwiększa się przy zmniejszonym obciążeniu silnika, gdy bieg jego miarkujemy opustami wzbuchów. Jeżeli na jeden wzbuch urzeczywistniony przypada x opustów, to jednostajność biegu pogarsza się, a δ_s przybiera wartość:

$$\delta_{s0} = \frac{\left(1 - \frac{0,250}{1+x}\right) + \varrho}{0,750 + \varrho} \delta_s.$$

Zakładając $\varrho = 0,30$, otrzymamy z wzoru powyższego:

dla $x =$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\frac{\delta_{s0}}{\delta_s} =$	1,120	1,158	1,178	1,190	1,197	1,203	1,207	1,210	1,213.

Okoliczności te wypada uwzględnić, zwłaszcza gdy niezbędna jest pewna jednostajność biegu, nawet przy zmniejszonym obciążeniu silnika.

10. Dodatkowe części silnika.

Garnek wydychowy. Objętość garnka żeliwnego równa się 4 do 5-krotnej objętości cylindra, a dochodzi do 8-krotnej, gdy zależy na lepszym stłumieniu szumu, co jednakże da się uskutecznić i lepiej i taniej przez ustawienie dwóch do trzech mniejszych garnków za sobą. Tłumienie szumu przez zmiany przekrojów przewodu wydychowego i jego kierunków pozwala stosować mniejsze garnki, zwiększa ono natomiast opór wypychania wydyszyn. Przy silnikach wielocylindrowych stawiają oddzielne garnki dla każdego cylindra. Wlot do garnka i wylot z niego powinny wedle możliwości być od-

miennie skierowane i znajdować się w znaczniejszej od siebie odległości, np. wlot po promieniu, tuż nad dnem garnka, wylot zaś poosiowo, z wierzchu garnka.

Grubość ścianek w garnkach żeliwnych bywa:

$$\delta \approx \frac{D}{50} + 0,6 \text{ cm, lecz } \delta \geq 1,5 \text{ cm,}$$

a wysokość równa się 1,25 do 1,5 średnicy.

U dna wstawia się kurek spustowy, o dostatnim przelocie. Garnki z blachy żelaznej mniej są właściwe, przeżera je bowiem z łatwością ciecz, osadzająca się z wydyszyn. Garnki przy silnikach o wydychu, rozrządzanym przez tłok, otrzymują wymiary większe, aniżeli przy silnikach zaworowych.

Zbiornik wody chłodzącej, która się studzi bądźto przez wydawanie z siebie oparów, bądź też krążąc w przewodach ochładzanych od zewnątrz powietrzem. Zbiorniki te wyrabiają z cynkowanej blachy żelaznej, 1,5 do 2 mm grubej, wzmacnianej w płaszczu, obręczami, w miarę potrzeby, i z dnem, wspartem na deskowaniu, albo usztywnionem kształtownikami. Wysokość ponajczęściej 1,75 do 2,25 średnicy, a pojemność:

$$V = 0,04 \approx N_n \text{ m}^3.$$

Do dużych silników pojemność zbiornika może być nieco mniejsza. We wzorze powyższym z oznacza liczbę godzin pracy silnika na dobę. Gdy $V > 5 \text{ m}^3$, dogodniej będzie, zastąpić jeden wielki zbiornik dwoma mniejszymi. Do silników ponad 50 do 60 ME , zalecałoby się wielkie zbiorniki zastąpić studzeniem wody w chłodnicach tęźniowatych, albo w chłodnicach przeponowych, na zewnątrz uźebrowanych, licząc po 3 do 4 m^2 powierzchni żebrowej na ME . Zbiorniki lub chłodnice ustawiamy w miejscu możliwie przewiewnem, a bliżkiem silnika. Przewody możliwie przestronne (p. tablicę poniższą) bez nagłych zmian w przekrojach lub kierunkach. Woda wypływa z dna zbiornika, a wstępuje do niego z powrotem na głębokości około 15 cm pod poziomem wody. Po krętych przewodach krążenie wody, powodowane różnicami temperatur, okazuje się ponajczęściej niedostatecznem, jak również do prawidłowego chłodzenia silników ponad 60 ME ; a natenczas wzmacniamy je sztucznie, posilkując się oddzielną pompą.

Przewody na wodę chłodzącą. Tablica poniższa podaje między innymi i średnice przewodów na wodę chłodzącą, przy jej krążeniu samoczynnem. Stosując pompę przetłaczającą, możemy zmniejszyć odpowiednio średnice, np. do wartości podanych w tablicy na przewody, doprowadzające wodę wodociągową, których średnica określa się wzorem:

$$d = \sqrt{0,15 N_n} \text{ cm.}$$

We wzorze tym założono zużycie wody 40 l/ ME i prędkość przepływu $\approx 0,95 \text{ m/sek}$. Średnica przewodu, odprowadzającego wodę z silnika, bywa 1,25 do 1,75 d , a to w zależności od spadku i długości przewodów.

Tablica średnic przyłązek przewodowych do silników.

Moc silnika kW_e	Przewód na gaz Cali ang.	Gazomierz na ilość palników	Przewód wodociągowy Cali ang.	Przewód odprowadzający z silnika wodę wodociągową	Przewody na krążenie samoczynne
2	$\frac{3}{4}$	20	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$
4	I	30	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$
6	I	40	$\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	$1\frac{3}{4}$
8	$1\frac{1}{4}$	50	$\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	$1\frac{3}{4}$
10	$1\frac{1}{4}$	60	$\frac{3}{4}$	I	2
12	$1\frac{1}{2}$	80	$\frac{3}{4}$	I	$2\frac{1}{4}$
15	$1\frac{1}{2}$	100	$\frac{3}{4}$	I	$2\frac{1}{2}$
20	2	150	$\frac{3}{4}$	I	$2\frac{1}{2}$
25	2	150	$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$
30	$2\frac{1}{2}$	200	$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$
35	$2\frac{1}{2}$	200	I	$1\frac{1}{4}$	3
40	3	250	I	$1\frac{1}{4}$	3
50	3	250	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{4}$
60	$3\frac{1}{2}$	300	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$
70	$3\frac{1}{2}$	300	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$.
80	$3\frac{1}{2}$	350	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$.
100	4	400	$1\frac{3}{4}$	2	.
125	4	400	$1\frac{3}{4}$	2	.

Przewody na powietrze. Do paliwa ciekłego, t. j. gdy objętość jego jest mała względnie do objętości powietrza, średnica przewodu na powietrze bywa:

$$d = \sqrt[3]{\frac{D^2 s n}{30 v}} \text{ m,}$$

a prędkość v w przewodzie: 10 do 20 m/sek., zależnie od długości i oporów przewodu. Krańcowa wartość $v = 20$ będzie właściwa tylko w krótkich przewodach, do 10 m długości i to bez zagięć, a w tych warunkach szczególnych wzór powyższy przekształca się na:

$$d = \sqrt[3]{\frac{D^2 s n}{60000}} \text{ cm,}$$

w którym to wzorze wszystkie długości, t. j. d , D i s liczone w cm.

Gdy przewody powietrza są długie, oznaczamy ich średnice, obliczając opory, względnie spad prężności podł. str. 300.

Do paliwa lotnego (np. gazu świetlanego), posiadającego w stosunku do powietrza objętość już dość znaczną, można średnice przewodów na powietrze brać nieco mniejsze od powyżej podanych.

Przewody na gaz. O ile długość przewodu na gaz świetlany, między silnikiem a płucami (workiem) gumowemi, wzgl. miarkownikiem prężności gazu, nie przekracza 8 do 10 m, można średnicę przewodu dobrać podł. danych tablicy powyższej.

Przewód rozczepiający się od głównej rury na gaz, a wiodący aż do miarkownika, wzgl. do płuc gumowych, mógłby mieć przekrój ciaśniejszy, albowiem w tej części przewodu płynie gaz strumieniem bez przerwy, podczas gdy od płuc do silnika płynie on z dłuższymi przerwami. Ze względu jednak na bardzo małą prężność gazu w przewodach ulicznych, oraz na zwykle większą długość przewodu prowadzącego do płuc, przewód ten otrzymuje zazwyczaj średnice równe, a nawet i większe niż w przewodzie poza płucami.

Miarkownik prężności gazu nastawia się na prężność do 15 mm słupa wodnego, mierzonego przy płucach. Przewód do palników zapalających odgałęzia się jeszcze przed płucami, a średnica jego bywa $\frac{1}{4}$ do $\frac{1}{2}$ cala ang.

Przewody na inne gazy silnicze obliczamy najczęściej na spad prężności 6 do 10 mm słupa wodnego, na każde 100 m. przewodu, oznaczając opory podł. str. 300.

Przewody wydychowe. Od silnika do garnka wydychowego przekrój tego przewodu zależnie od długości bywa 1,1 do 1,3 razy większy od swobodnego przelotu w zaworze wydychowym. Poza garnkiem można przewód, o ile jest prosty, a niezbyt długi, zwężyć, nawet poniżej swobodnego przelotu w zaworze wydychowym. Wprowadzanie wydyszyn do wspólnych kominów i t. p. jest wadliwe, wydyszyny należałoby zawsze prowadzić oddzielnym przewodem aż ponad strzechę budynku.

D O D A T E K.

Uzupełnienie rozdziału o turbinach parowych, por. str. 943 i nast.

A. Uzupełnienie mechanicznej teorii ciepła, por. str. 324 i nast.

a. Uwagi wstępne i znakowanie.

Wzory wyprowadzone na str. 324 i nast., dawniej ogólnie używane, nie są dogodnie w zastosowaniu do turbin parowych. Dlatego podajemy poniżej powtórnie krótkie streszczenie mechanicznej teorii ciepła z wyprowadzeniem wzorów przekształconych, bardziej podatnych w przystosowaniu do teorii turbin parowych, jako też i do niektórych innych działów techniki.

W poprzednim opracowaniu tego przedmiotu, na str. 324 i nast., U oznaczało energię (pracę mechaniczną) wewnętrzną 1-go kg czynnika, wyrażoną w kgm, obecnie zaś U oznaczać będzie tęże energię wewnętrzną, lecz nie 1-go kg, a pewnej, określonej ilości czynnika i wyrażoną nie w kgm lecz w ciepłostkach. Natomiast u oznaczać będzie tęże energię, lecz 1-go kg w ciepłostkach. Podobnie Q oznaczało poprzednio przybytek lub ubytek ciepła w cpl. na 1 kg czynnika, obecnie zaś oznaczać będzie tę samą wartość, lecz dla pewnej określonej ilości czynnika, podczas gdy q oznaczać będzie tę samą wartość na 1 kg czynnika. Jeżeli zatem we wzorach poniżej wyprowadzonych zastąpimy u przez AU , a q przez Q , to przekształcimy je na wzory poprzednio (str. 325 i nast.) podane.

Nadto przez J oznaczać będziemy całkowite ciepło, zawarte w określonej ilości czynnika, a ciepłik całkowity, t. j. na 1 kg czynnika, przez i , podczas gdy poprzednio wartość w końcu wspomnianą oznaczaliśmy przez λ (p. str. 283), a przez J oznaczaliśmy ciepłik pary na 1 kg (p. str. 284).

W poniższych wywodach i wzorach oznaczać zatem będziemy przez:

Q ilość ciepła doprowadzoną (wzgl. odprowadzoną) do całej, badanej ilości czynnika, podczas jego zmiany stanu, a więc całkowity przybytek lub ubytek ciepła, w cpl.

q tę samą wartość na 1 kg czynnika, w cpl.,

p prężność gazów lub par, wzgl. ciśnienie cieczy, w kg/m^2 ,

G wagę badanej ilości czynnika, w kg,

V objętość czynnika, w m^3 ,

v objętość 1-go kg w m^3 (objętość właściwą),

t temperaturę w stopniach C,

$T = t + 273$ temperaturę bezwzględną (p. str. 276),

U ciepło czynnika, np. pary (z wyłączeniem zużytego na rozprężanie), w cpl.,

- u tęże wartość na 1 kg, a więc ciepłik pary, w cpl/kg,
 S entropię oznaczonej ilości czynnika (określenie pojęcia entropii p. str. 1132) i nast.
 s entropię na 1 kg czynnika,
 J ciepło całkowite czynnika, przy stałym ciśnieniu, w cpl.,
 i ciepłik całkowity czynnika, w cpl/kg, przy stałym ciśnieniu,
 $A = \frac{1}{428}$ równoważnik cieplikowy jednostki pracy mechanicznej (por. str. 325),
 c_p ciepłik właściwy przy stałym ciśnieniu, } (por. str. 317)
 c_v ciepłik właściwy przy stałej objętości, }
 L zewnętrzną pracę mechaniczną, wykonaną przez określoną ilość czynnika, w kgm.

Oznaczenia, zależne od ilości czynnika, jako to: V , U , S , J dotyczą ilości czynnika, określonej wagą G kg; te same zaś małe litery oznaczają takie same wielkości lecz sprowadzone do jednostki wagi silnika, a więc v , u , s , i , dotyczą 1-go kg czynnika. Z powyższego wynikają związki:

$$V = Gv, \quad U = Gu, \quad S = Gs, \quad J = Gi.$$

b. Dwa prawa zasadnicze mechanicznej teorii ciepła:

1) Ciepło i praca są równoważne.

Gdy do czynnika doprowadzamy z zewnątrz energię w postaci ciepła, to część tej energii zużywa się zazwyczaj na pokonanie oporów zewnętrznych, reszta zaś powiększa całkowitą energię wewnętrzną czynnika. Jeżeli zatem oznaczymy przez E_1 całkowitą energię wewnętrzną (w kgm) czynnika w początkowym jego stanie, a przez E_2 taką energię w końcowym stanie czynnika, to dla zmiany stanu czynnika, spowodowanej doprowadzaniem z zewnątrz ilości Q ciepła, pierwsze prawo mechanicznej teorii ciepła wyrazi się wzorem:

$$\frac{Q}{A} = E_2 - E_1 + L \dots \dots \dots 1.$$

Dla cieczy, gazów i par, rozpatrywanych poniżej wyłącznie, praca zewnętrzna L polega ponajczęściej tylko na przewyciężeniu ciśnienia zewnętrznego, które przy odwracalnych zmianach stanu jest zawsze równe ciśnieniu wewnętrznemu (prężności) badanych czynników, a natenczas będzie:

$$dL = p dV, \quad L = \int p dV.$$

Całkowita energia wewnętrzna E badanego czynnika składa się z energii wewnętrznej (U), zależnej jedynie od wewnętrznego stanu czynnika, oraz z zewnętrznej pracy rozpędu (energii ruchu); w wypadkach szczególnych można uwzględniać nadto pracę przyciągania ziemi. Praca rozpędu odgrywa rolę tylko w zjawiskach związanych z przepływem płynów; jeżeli ją zatem w równ. 1 założymy równą 0, to otrzymamy:

$$dQ = A p dV + dU, \text{ oraz } Q = \int_{v_1}^{v_2} A p dV + U_2 - U_1,$$

wreszcie

$$U_2 - U_1 = Q - \int_{v_1}^{v_2} A p dV,$$

którem to równaniem określa się zarazem pojęcie energii wewnętrznej U , a mianowicie:

Przyrost energii wewnętrznej równa się sumie algebraicznej ciepła, doprowadzonego do czynnika i pracy sił zewnętrznych, weń włożonej. Jeżeli zatem siły zewnętrzne będą oporami, które czynnik przewycięża, to praca weń włożona będzie ujemna.

Nie poznaliśmy jeszcze doświadczalnie żadnego ciała w takim stanie, w którymby energia w niem zawarta równa była zeru, mierzymy zatem nie bezwzględną ilość energii, zawartą w danym czynniku, lecz tylko jej różnice, spowodowane zmianą stanu czynnika.

2) Wśród ciała, względnie wśród układu ciał, mających jednakową temperaturę we wszystkich cząsteczkach, nie można z ich energii cieplikowej osiągnąć żadnej pracy mechanicznej.

Taki stan ciała określamy nazwą: zupełnej równowagi cieplikowej.

Uwaga. Rozumie się, że ciała lub układy ciał w tym stanie, przez oddawanie ciepła na zewnątrz czynnikom o niższej temperaturze, zdolne są do wydawania pracy. Również czynnik, znajdujący się w zupełnej równowadze cieplikowej, może równocześnie znajdować się w stanie nierównowagi mechanicznej, chemicznej, elektrycznej i t. p., a natenczas możemy z niego osiągnąć pracę mechaniczną.

Tę samą zasadę wyraża niejako **prawo Clausius'a**, że ciepło nie może samoczynnie przejść z ciała zimniejszego na cieplejsze.

Drugie to prawo w zastosowaniu do odwracalnych zmian stanu, t. j. do przebiegów ciągłych lub zrównoważonych określić możemy wzorem:

$$dQ = T dS,$$

czyli:

$$S = \int \frac{dQ}{T}.$$

Wielkość S , określona wzorem powyższym otrzymała nazwę **entropii**, (p. str. 1132) a zależy ona, tak samo jak wielkości p , V , T , U , jedynie od wewnętrznego stanu ciała. Jeżeli przeto dla ciała badanego znamy prawa warunkujące zależność wzajemną wielkości p , V , T i U , to entropię jego możemy oznaczyć z równania:

$$T dS = dU + A p dV. \dots \dots \dots 2.$$

Z drugiego prawa mech. teor. ciepła, wynika określenie **odwracalności**, a mianowicie: odwracalnemi są zmiany stanu, przy których suma entropii ciał, biorących udział w przebiegu, pozostaje niezmienną. Natomiast przy wszystkich **nieodwracalnych zmianach** stanu, t. j. przebiegach połączonych z zakłóceniem równowagi cieplikowej, suma entropii się powiększa. Entropia układu ciał, cieplikowo zupełnie odosobnionego, nie może się nigdy zmniejszyć.

c. Praca uzyskalna.

Aby uzyskać z danego układu ciał jak największą ilość pracy mechanicznej, należy ciała te doprowadzić drogą odwracalnych zmian aż do stanu zupełnej równowagi, czyli, innymi słowy: **praca uzyskalna** ciała jest to wielkość, o jaką da się zmniejszyć całkowita jego energia bez zmiany entropii.

Dla wszelkiej prawie zmiany stanu czynników, stosowanej w technice do uzyskania pracy mechanicznej, otoczenie zewnętrzne stanowi odjemny niejako zbiornik ciepła i ciśnienia, a więc wchłonięciem nieograniczonej prawie pojemności, o przybliżeniu niezmiennem ciśnieniu i temperaturze. By zatem możliwie korzystnie wyzyskać rozporządzalną energię czynników, należy je sprowadzić jakąkolwiek drogą odwracalną do ciśnienia i temperatury ich otoczenia.

Strata pracy wynika w tych razach z tego, że pewna część zmiany stanu odbywa się w przebiegu nieodwracalnym. Strata ta wyraża się w ciepłostkach, jako iloczyn z temperatury bezwzględnej otoczenia i z przyrostu entropii, powstałego podczas nieodwracalnej części przebiegu.

Często, ze względów praktycznych, zupełna wymiana ciepła między czynnikiem pracy, a jego otoczeniem nie da się uskuteczyć, np. wskutek braku wody do chłodzenia, albo wskutek słabego przewodnictwa ciepła. Nie mogąc natenczas sprowadzić temperatury czynnika do temperatury otoczenia, sprowadzamy przynajmniej prężność czynnika do ciśnienia otaczającego.

d. Wzory, wynikające z obu praw zasadniczych.

Równanie zasadnicze drugiego prawa, po wprowadzeniu wartości, odpowiadającej jednostce wagi (1 kg) przekształca się na:

$$dq = T \cdot ds = du + A p dv,$$

z którego otrzymujemy związki:

$$c_v = \left(\frac{dq}{dt} \right)_v = T \left(\frac{ds}{dt} \right)_v; \quad c_p = \left(\frac{dq}{dt} \right)_p = T \left(\frac{ds}{dt} \right)_p;$$

$$c_p - c_v = A T \left(\frac{dv}{dt} \right)_p \cdot \left(\frac{dp}{dt} \right)_v;$$

$$ds = A \left(\frac{dp}{dt} \right)_v dv + c_v \frac{dt}{T} = - A \left(\frac{dv}{dt} \right)_p dp + c_p \frac{dt}{T};$$

$$A \left(\frac{dp}{dt} \right)_v = \left(\frac{ds}{dv} \right)_t; \quad - A \left(\frac{dv}{dt} \right)_p = \left(\frac{ds}{dp} \right)_t;$$

Oprócz ciepłika u czynnika, w wielu technicznych zastosowaniach ma pewne znaczenie wprowadzenie wielkości jemu pokrewnej, t. j. ciepłika całkowitego:

$$i = u + A p v.$$

Całkowity ciepłik danego czynnika przedstawia ilość ciepła potrzebną na doprowadzanie czynnika do danego stanu, a mianowicie pod **niezmiennem ciśnieniem**.

Po wprowadzeniu powyższej wartości na i w równanie zasadnicze, otrzymamy:

$$d_i = T ds = d_i - A v dp;$$

a nadto:

$$\begin{aligned} \left(\frac{du}{ds}\right)_v &= T; & \left(\frac{di}{ds}\right)_p &= T; \\ \left(\frac{du}{dv}\right)_s &= -Ap; & \left(\frac{di}{dp}\right)_s &= Av; \\ \left(\frac{du}{dt}\right)_v &= c_v; & \left(\frac{di}{dt}\right)_p &= c_p; \\ \left(\frac{du}{dv}\right)_t &= AT \left(\frac{dp}{dt}\right)_v - Ap; & \left(\frac{di}{dp}\right)_t &= -AT \left(\frac{dv}{dt}\right)_p + Av; \\ \left(\frac{dc_v}{dv}\right)_t &= AT \left(\frac{d^2p}{dt^2}\right)_v; & \left(\frac{dc_p}{dp}\right)_t &= -AT \left(\frac{d^2v}{dt^2}\right)_p. \end{aligned}$$

e. Wykresy.

Przy wszystkich technicznych zastosowaniach mechanicznej teorii ciepła dogodnymi będą wykresy, przedstawiające na płaszczyźnie obrazowo zmiany stanu badanego czynnika. Za osie współrzędnych prostokątnych obieramy dwie z wielkości: p , T , v , i , s , u . Najszerze zastosowanie znajdują:

1) **Wykres $p v$** , t. j. **wykres pracy**, o ile nakreślamy go wskaźcem (indykatorem), zwiemy go **wskazą**. Pole między osią odciętych a wykresową zmiany stanu przedstawia otrzymaną pracę:

$$\int p dv.$$

2) **Wykres $T s$, wykres ciepła**, ma za odcięte entropie, a za rzędne temperatury bezwzględne. Polem między wykresową zmianą stanu, osią s i skrajnemi rzędnymi, przedstawia się ciepło, wchłonięte przez czynnik. Adiabaty i izotermy w tym wykresie są liniami prostymi, równoległymi do osi współrzędnych.

Wykres ciepła nadaje się szczególnie do badań silników ciepłokowych, zwłaszcza spalinowych, gdyż przedstawia on bardzo jasno przebieg działania.

3) **Wykres $i s$** ma za rzędne ciepło całkowite $i = u + A p v$, a entropię jako odcięte. Zastosowanie wykresu tego do silników ciepłokowych jest nadzwyczaj dogodne, gdyż wszystkie wartości dotyczące pracy i ilości ciepła, występują w nim w postaci kres prostych, co będzie ułatwieniem dokonywania pomiarów i obliczeń tych wielkości. Nadto wykres ten jest również bardzo poręczny do przedstawiania wszelkich stanów podczas przelotu lub dławienia pary.

f. Wykresy $T s$, oraz $i s$, dla pary wodnej.

Oprócz oznaczeń ze str. 1125 wprowadzamy dodatkowo (por. str. 283):

Wykres Ts (rys. I) składa się z dwóch części, rozgraniczonych wykresową nasylenia $C'U_1$. W części lewej przebiegają wykresy pary mokrej, w prawej zaś wykresy pary przegrzanej. Szereg wykresowych podobnych do $C'U_1$ w części lewej przedstawia zmiany stanu mieszanin pary z wodą, w założeniu $x = \text{stałe}$. Wykresowe stałego ciśnienia, $p = \text{stałe}$, przedstawiają się w lewej części wykresu, t. j. dla pary mokrej, jako równoległe do osi odciętych, a poza wykresową nasylenia wznoszą się do góry (w rys. I liczonono $cp = 0,48$). Wykresowe dla stałego ciepłika całkowitego, $\lambda = \text{stałe}$, zbliżają się w części lewej, t. j. dla pary mokrej, łagodnie do wykresowej nasylenia, a przecinając ją, załamują się i przechodzą w prawej części wykresu, t. j. dla pary przegrzanej, w kierunku bardziej zbliżonym do kierunku osi entropii.

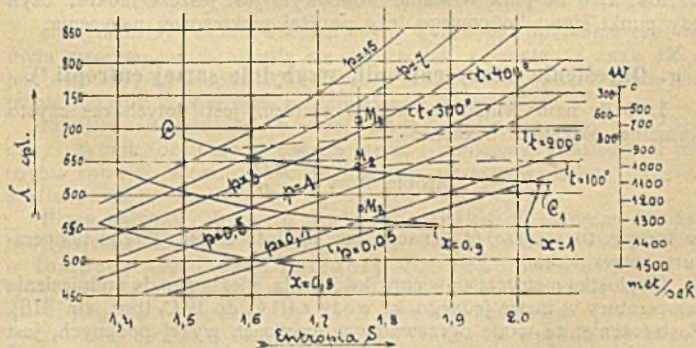
Na wykresowej nasylenia załamują się jeszcze ostrzej wykresowe $p = \text{stałe}$, a także, niemal na niej przecinają się wykresowe stałej objętości właściwej $v = \text{stałe}$. Adiabatyczne rozprężenie, bez tarcia, ze stanu określonego położeniem punktu M_1 do stanu o prężności p_2 wyznaczy nam punkt M_2 , który leży na przecięciu rzędnej punktu M_1 z wykresową $p_2 = \text{stałe}$.

Przykład: Wybrany w rysunku 1 stan M_1 , któremu odpowiada $p_1 = 4,2$; $v = 0,6$; $t = 270^\circ \text{ C.}$ ($T = 543^\circ \text{ C.}$); $\lambda = 710$. Po adiabatycznym rozprężeniu do stanu M_2 otrzymamy (w przybliżeniu): $p = 1,0$; $v = 1,75$; $t = 107^\circ \text{ C.}$ ($T = 380^\circ \text{ C.}$); $\lambda = 640$. Entropia obu tych stanów będzie niezmienna $s = 1,763$.

Gdybyśmy ze stanu M_1 przeszli do stanu M_3 , to byłoby dlań: $s = 1,763$; $p = 0,2$; $v = 7,5$; $t = 80^\circ \text{ C.}$ ($T = 333^\circ \text{ C.}$); $\lambda = 550$; $s = 0,92$.

Wykres is czyli dla pary wodnej, wykres ciepłika całkowitego λ, s (rys. II). Wykresowe stałego ciśnienia: $p = \text{stałe}$, przebiegają bez załamывania się na wykresowej nasylenia $C'U_1$.

Rys. II.



Do użytku praktycznego zaleca się wykreślić wykresowe dla rozmaitych mieszanin pary z wodą ($x = \text{stałe}$), a także wykresowe stałej temperatury: $T = \text{stałe}$. Każda rzędna wykresu przedstawia równanie $s = \text{stałe}$, t. j. odpowiada tak samo, jak w wykresie Ts ,

odwracalnemu rozprężaniu adiabatycznemu, jak również przepływowi pary bez strat przez dysze. Rozprężeniu od stanu M_1 o ciśnieniu p_1 do ciśnienia p_2 odpowiada rzędna, przeprowadzona przez M_1 , a wyznaczająca stan M_2 na wykresowej p_2 . Kresa $M_1 M_2$, mierzona w wymiarce rzędnych wykresu, wyznacza bezpośrednio zmniejszenie ciepła całkowitego, w cpl.

Proste wykresowe poziome przedstawiają równania: $\lambda = \text{stałej}$, a więc zmianę stanu przy niezmiennym się ciepłiku całkowitym.

Gdy się zmiana stanu odbywa bez przybytku lub ubytku ciepła, jako też bez oddawania pracy na zewnątrz, całkowity ciepłik pary nie może ulec zmianie. Jeżeli zatem, np. podczas przepływu pary (bez strat ciepła na zewnątrz) przez zwężenie przewodu, skutkiem tarcia lub rozszerzenia się przewodu tracimy pozornie pewną ilość energii rozpędu, to praca tarcia, przemieniając się powrotnie w ciepło i oddając je znów parze, pokrywa straty ciepła poniesione przez tarcie tak samo, jak prężność, wznagająca się napowrót w rozszerzeniu, równoważy straty energii rozpędu pary, wylatującej ze zwężenia. A więc w przebiegu ostatecznym ciepłik całkowity nie ulegnie zmianie. Wspomniane powyżej wykresowe poziome ($\lambda = \text{stałej}$) przedstawiają przeto przebieg zmian stanu podczas dławienia pary zwężeniami przewodu. Chcąc oznaczyć stan końcowy po zdławieniu pary, ze stanu, określonego położeniem punktu M_1 w wykresie, a więc określić jej stan po rozprężeniu z prężności początkowej p_1 do końcowej p_2 , przeprowadzamy poziomą przez punkt M_1 aż do jej przecięcia się z wykresową prężności p_2 , a punkt tego przecięcia się wyznaczy nam stan końcowy. Położenie tego punktu względem roju wykresowych: $T = \text{stałej}$, wyznacza temperaturę końcową, położenie zaś względem roju wykresowych: $x = \text{stałej}$, wyznacza wartość x , o ile para w stanie końcowym jest jeszcze mokra, czyli gdy punkt stanu końcowego leży poniżej wykresowej nasylenia.

g. Określenie miary entropii, względnie samej entropii *).

1. O ile nam wiadomo, pojęcie entropii jest dotychczas czysto formalne, określone wzorem:

$$\text{Entropia } S = \int_0^T \frac{dQ}{T},$$

w którym to wzorze Q oznacza pewną ilość ciepła, T zaś temperaturę bezwzględną.

Ciepłotką metryczną zwiemy ilość ciepła, niezbędną do podniesienia temperatury w masie jednego kg wody z 0°C . do 1°C . (por. str. 316). Zastrzeżenie, że wodę ogrzewamy w granicach wyżej podanych, jest niezbędne, bo ciepłik właściwy wody c_w jest zmienny w zależności od temperatury (p. str. 285). Zastrzeżenie to byłoby zbyteczne, gdybyśmy posiadali w przyrodzie wodę ciepłikowo doskonałą, t. j. o niezmiennym

*) Określenie powyższe podał do Podręcznika główny jego Redaktor, inż. K. Obrębowicz.

nym ciepliku właściwym $c = 1$. W poniższych wywodach przez wodę cieplikowo doskonałą rozumiemy będącymy nieistniejące w przyrodzie ciało, któreby posiadało niezmienny ciepłik właściwy $c = 1$, począwszy od temperatury zera bezwzględnego (-273° C.), aż do temperatur najwyższych, i któreby w ciągu całego przebiegu przez te temperatury nie wchłaniało, ani nie wydawało z siebie ciepła utajonego.

Jeżeli z dowolnego czynnika, o temperaturze bezwzględnej T , zabrać chcemy ilość ciepła dQ cpl. za pośrednictwem dx kg wody cieplikowo doskonałej, o temperaturze bezwzględnej $T_0 = 0$, a mianowicie zużywając możliwie jak najmniejszą ilość wody, to musimy tak ustosunkować ilość owej wody dx , aby się ona zagrzała do temperatury czynnika, a więc z 0° do T° , czyli o T° , przyczem wchłonie ona w sobie $dx \cdot T$ cpl.

Najmniejsza ilość owej wody, niezbędna do osiągnięcia założonego celu, oznacza się zatem z równania:

$$dx \cdot T = dQ,$$

które przekształcamy na wzór:

$$dx = \frac{dQ}{T},$$

albo po scałkowaniu w granicach od T° do 0° , co odpowiada ochłodzeniu danego czynnika aż do zera bezwzględnego:

$$x = \int_T^0 \frac{dQ}{T}.$$

Wzór ten możemy przedstawić w postaci odmiennej, a mianowicie:

$$-x = \int_0^T \frac{dQ}{T}.$$

Otrzymaliśmy zatem wartość $-x$, wyrażoną dokładnie tym samym wzorem, jakim określa się dotychczas entropia, a znak dla x jest odjemny, bo chłodziliśmy czynnik z T° do 0° , podczas gdy entropię liczymy w kierunku przeciwnym, t. j. od 0° do T° .

Ponieważ x jest ilością owej wody, niezbędną, aby schłodzić dany czynnik do bezwzględnego zera, i ponieważ ilościowo x jest równe entropii S , więc dochodzimy do określenia miary entropii, a mianowicie:

Miarą entropii danego ciała (czynnika) w danym stanie jest **najmniejsza** ilość masy wody cieplikowo doskonałej, o temperaturze bezwzględnej 0° , zapomożą której to ilości wody moglibyśmy dane ciało doprowadzić z danego stanu do temperatury zera bezwzględnego.

2. Jeżeli chodzi o określenie samej entropii, wypada uprzednio oznaczyć, jakich wymiarów wielkością jest owa entropia. Wiemy, że wymiar jej jest wymiarem energii (ciepła) Q , podzielonej przez temperaturę T . Znamy wymiar energii ($m^1 l^2 t^{-2}$ *), lecz nie znamy

*) W nawiasach podawać będziemy wzory wymiarowe w systemie jednostek miar bezwzględnych, a mianowicie: masy m , długości l i czasu t .

wymiaru temperatury, do oznaczenia którego to wymiaru niezbędnym jest stosowne założenie co do wymiaru jakiegokolwiek wielkości zasadniczej, np. wymiaru ciepłika właściwego c .

Ciepłik właściwy określamy zazwyczaj jako ilość ciepłostek, potrzebną do podniesienia temperatury w masie jednego kg danego ciała o 1° (p. str. 316), a natenczas ciepłik właściwy ma wymiar: energii podzielonej przez masę, a więc wymiar kwadratu prędkości ($m^0 l^2 t^{-2}$). A ponieważ ciepło, tkwiące w pewnej masie, wyraża się wzorem: $Q = mcT$, a mc ma wymiar energii, t. j. ten sam wymiar co wielkość Q , więc (w założeniu powyższem) wymiar temperatury będzie: ($m^0 l^0 t^0$), czyli temperatura będzie liczbą oderwaną, a natenczas entropia otrzyma wymiar energii ($m^1 l^2 t^{-2}$), czyli uważać ją można za ciepło.

W założeniu, że temperatura ma wymiar liczby oderwanej, określamy entropię danego ciała w danym stanie jako ilość ciepła, potrzebnego na ogrzanie o 1° całej tej najmniejszej ilości masy wody ciepłikowo doskonałej, jaka, mając temperaturę zera bezwzględnego, starczyłaby na doprowadzenie danego czynnika z danego stanu do temperatury zera bezwzględnego.

A zatem entropia wyrażałaby się taką ilością ciepłostek, jaką ilość kg wody ciepłikowo doskonałej trzeba zużyć na doprowadzenie ciała do zera bezwzględnego.

3. Dogodniej, aczkolwiek sprzecznie z dotychczasowemi zapatrywaniami, może będzie nadać ciepłikowi właściwemu wymiar liczby oderwanej: Ciepłik właściwy danego ciała jest bowiem poniekąd stosunkiem ciepła, niezbędnego na ogrzanie jednego kg danego ciała o 1° , do ciepła niezbędnego na ogrzanie jednego kg wody doskonałej również o 1° . Jeżeli zatem założymy, że ciepłik właściwy jest liczbą oderwaną, a więc stosunkiem dwóch ilości ciepła, czyli że ma wymiar ($m^0 l^0 t^0$), to z wzoru wymiarowego: $Q = mcT$, otrzymalibyśmy odmienny wymiar temperatury, a mianowicie: wymiar energii Q , podzielonej przez masę m , czyli wymiar kwadratu prędkości ($m^0 l^2 t^{-2}$). Natenczas entropia otrzymałaby wymiar: energii Q , podzielonej przez temperaturę T , t. j. wymiar energii, podzielonej przez kwadrat prędkości, czyli, przy założeniu powyższem, entropia miałaby wymiar masy ($m^1 l^1 t^0$).

W założeniu, że nie temperatura, lecz ciepłik właściwy jest liczbą oderwaną, określamy entropię danego ciała w danym stanie jako najmniejszą ilość masy wody ciepłikowo doskonałej, o temperaturze bezwzględnej 0° , zapomocą której to wody moglibyśmy dane ciało doprowadzić z danego stanu do temperatury zera bezwzględnego.

4. Jeżeli ciepłik właściwy c danego ciała jest niezależny od temperatury, to wprowadzając w zasadniczy wzór na entropię wartość: $dQ = cdT$ (na 1 kg ciała), przekształcimy ów wzór na:

$$S = \int_0^T \frac{dQ}{T} = c \int_0^T \frac{dT}{T} = c \ln \frac{T}{0} = \infty.$$

*) Dogodność założenia, że ciepłik właściwy jest liczbą oderwaną, potwierdza się otrzymanym z tego założenia wymiarem temperatury, jako wymiarem kwadratu prędkości. Temperatura bowiem gazu doskonałego, jak wiadomo, pozostaje w prostym stosunku do kwadratu prędkości ruchu cząsteczek gazu, czyli mogłaby być mierzona kwadratem tej prędkości. Jeżeli więc istotną miarą temperatury gazu jest kwadrat prędkości (ruchu cząsteczek gazu), to dogodniejszemy się wydawało nadanie samej temperaturze bezpośrednio tego wymiaru, jakim ją mierzyć możemy. Przy tom założeniu i entropia otrzymałaby ten sam wymiar, jakim ją mierzyć możemy, t. j. wymiar masy, co znów potwierdzałoby dogodność założenia powyższego.

Jeżeli nawet c będzie zależnem od temperatury, lecz nie będzie nigdy zerem, czyli jeżeli w bliskości zera bezwzględnego wyraz: $\frac{c}{T}$ nie nabierze wartości $\frac{0}{0}$, to całka: $\int^0 \frac{c dT}{T}$ będzie zawsze miała wartość nieskończenie wielką.

Entropia zatem, jeżeli ją liczyć będziemy od zera bezwzględnego, będzie zawsze (z zastrzeżeniem że c nie jest równa zeru) wielkością nieskończoną.

Stosunki te uwydatniają się bardzo jasno z powyżej podanych określeń entropii, względnie jej miary: By dane ciało schłodzić z temperatury T do temperatury dość blizkiej zera bezwzględnego, lecz zawsze jeszcze wielkości określonej, np. do $0,00001^{\circ}$ temperatury bezwzględnej, starczy skończona ilość wody ciepłikowo doskonałej, o temperaturze bezwzgl. 0° . Aby jednakże dane ciało schłodzić jeszcze dalej, t. j. do zera bezwzgl., a zatem aby odjąć temu ciału drobną resztkę pozostałego w nim jeszcze ciepła, np. $0,00001$ cpl. (jeżeli mamy do czynienia z masą 1 kg ciała o $c=1$), za pośrednictwem wody ciepłikowo doskonałej 0° , t. j. aby doprowadzić owe ciało do 0° , potrzebaby dodać nieskończoną ilość owej wody chłodzącej. Jeżeli bowiem najmniejsza nawet ilość ciepła (np. $0,00001$ cpl.) ma być wchłonięta przez ową wodę, a na krańcu całego przebiegu, t. j. tuż przy zerze bezwzględnem, temperatura wody nie ma się przytem podwyższyć, to ilość owej wody musi być nieskończona, bo tylko taka nieskończona ilość wody może w siebie wchłonąć chociażby najmniejszą, lecz określoną ilość ciepła, nie podwyższając swej temperatury.

5. Ponieważ entropia jest zawsze nieskończenie wielką, więc stosunek dwóch entropii tej samej ilości tego samego ciała w dwóch różnych stanach, nie dosiegających zera bezwzględnego, ma zawsze wartość równą jedności, albowiem stosunek ten da się wyrazić wzorem:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{a + z_1}{a + z_2},$$

w którym $a = \infty$, z_1 zaś i z_2 posiadają wartości skończone. Wzór ten możemy przekształcić na:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{1 + \frac{z_1}{a}}{1 + \frac{z_2}{a}} = \frac{1 + 0}{1 + 0} = 1.$$

Natomiast stosunek dwóch entropii dwóch mas m_1 i m_2 tej samej materji, bez względu na rozmaitość ich stanów (o ile żaden ze stanów nie dosięga zera bezwzględnego) będzie miał zawsze wartość $\frac{m_1}{m_2}$.

6. W obliczeniach technicznych działania ilościami nieskończenie wielkimi są niedogodne, dlatego też, ściśle biorąc, w zastosowaniach technicznych uwzględniamy ponajczęściej nie całą (nieskończenie

wielką entropię, lecz raczej tylko różnice entropii dwóch stanów, albo stosunek entropii dwóch ciał.

Miarą różnicy entropii dwóch stanów danego ciała będzie zatem najmniejsza ilość masy wody cieplikowo doskonałej, o temperaturze bezwzględnej 0° , zapomocą której to ilości wody moglibyśmy dane ciało sprowadzić z jednego stanu do drugiego.

W celu uniknięcia ilości nieskończenie wielkich, liczymy entropię zazwyczaj nie od zera bezwzględnego, lecz od innej, wyższej temperatury, np. od 273° bezwzgl. = 0° C., a czynimy to zwłaszcza w zastosowaniach technicznych, np. do pary. Od tej też granicy, t. j. od 0° C., liczone entropię we wykresach rys. I i II, str. 1130 i 1131.

B. Turbiny parowe.

I. Obliczanie turbin parowych.

a. Znakowania.

Oprócz użytych na str. 1125 i poczęści odmiennie, oznaczać będziemy przez:

L pracę zewnętrzną, wykonaną przez 1 kg pary przy zmianie stanu, w kgm/kg;

λ ciepłok całkowity pary, w cpl/kg. (por. str. 283);

w prędkość przelotu lub wylotu pary, w m/sek.;

g przyspieszenie ciężkości = $9,81$ m/sek²;

N_n moc pożytkową (na wale turbiny), w MK;

N_s moc straconą na tarcie w łożyskach, na napęd pompy powietrznej, i t. d., w MK;

N_i moc wskazaną *) turbiny:

$$N_i = N_n + N_s;$$

η sprawność turbiny (η_n oraz η_i p. poniżej);

C_n całkowity, pożytkowy rozchód pary na godz. i MK, w kg/MK;

C_i całkowity, wskazany *), t. j. całkowity rozchód pary na godz. i MK, w kg/MK;

Nadto: wskaźnik 1 u dołu dotyczy stanu początkowego

"	2	"	"	-	końcowego
"	0	"	"		turbiny bezstratnej
"	s	"	"		strat
"	n	"	"		mocy pożytkowej
"	i	"	"		wskazanej *), czyli całkowitej.

*) Ponieważ przy turbinach parowych nie można posługiwać się wskaźcem (indykatorem), przeto nazwę „wskazany” wprowadza się jedynie dla upodobnienia z silnikami parowymi. Niektórzy mianują N_i mocą całkowitą silnika.

b. Uwagi teoretyczne.

Obliczanie turbin parowych opiera się na Zeunerowskim równaniu zmian stanu pary, przelatującej przez przewód. Jeżeli początkowy stan pary określimy przez p_1, v_1, w_1 i u_1 , a końcowy przez p_2, v_2, w_2 i u_2 , to równanie Zeunera przybierze postać:

$$[u_1 + A p_1 v_1] - [u_2 + A p_2 v_2] = AL + q_s + A \left[\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right]$$

lub, wprowadzając wartość λ podł. str. 1130, otrzymamy wzór:

$$\lambda_1 - \lambda_2 = AL + q_s + A \left[\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right], \dots \dots \dots 1)$$

który wyrazić możemy określeniem: Ubytek całkowitego ciepła pary (t. j. na 1 kg) równa się równoważnikowi ciepłokowemu tak zewnętrznej pracy wykonanej (L), jak i przyrostu pracy rozpędu pary, zwiększonemu o ciepło stracone na zewnątrz (q_s).

Gdy zmiana stanu polega jedynie na adiabatycznym przelocie pary, t. j. bez ubytku lub przybytku ciepła, a nadto bez wykonania pracy zewnętrznej, to wzór 1 upraszcza się na:

$$\frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} = \frac{1}{A} (\lambda_1 - \lambda_2), \dots \dots \dots 2)$$

to znaczy: Przyrost pracy rozpędu pary, przelatującej adiabatycznie i bez dokonywania pracy zewnętrznej, równa się mechanicznemu równoważnikowi ubytku ciepła całkowitego pary.

Jeżeli przez λ_1 określimy początkowy stan pary, wlatującej do turbiny, a przez λ_2 stan pary odlatującej, po adiabatycznym rozprężeniu, to z wzoru 2 otrzymamy **pracę teoretyczną turbiny**, bezstratnej, wydawaną z 1 kg pary, a mianowicie:

$$L_0 = \frac{\lambda_1 - \lambda_2}{A} \dots \dots \dots 3)$$

Taką samą pracę otrzymalibyśmy w bezstratnym silniku parowym, t. zn. działającym bez tarcia, bez dławienia pary, bezwzględnie otulonym od strat ciepła i nie mającym przestrzeni szkodliwych, czyli niedosuwów.

Wartość L_0 można oznaczyć albo z wykresów entropii (por. rys. I i II str. 1130 i 1131), albo analitycznie, a mianowicie z rozchodu pary. Skoro bowiem 1 MK/godz. = 270000 kgm = 631 ciepłostek, to 1 kg pary wytwarza pracę:

$$L_0 = \frac{270000}{C_0} \text{ kgm,}$$

a ciepło, zawarte w kg pary i przetworzone na pracę będzie:

$$\lambda_1 - \lambda_2 = A \cdot L_0 = \frac{631}{C_0} \text{ cpl.} \dots \dots \dots 4)$$

Na rozchód C_0 pary nasyconej Mollier podaje wzór:

$$C_0 = \frac{6,87 - 0,9 \log p_2}{\log \left(\frac{p_1}{p_2} \right)}, \dots \dots \dots 5)$$

a Rateau wzór odmienny:

$$C_0 = 0,85 + \frac{6,95 - 0,92 \log p_1}{\log \left(\frac{p_1}{p_2} \right)} \dots \dots \dots 6)$$

Rozchód pary przegrzanej, według Mollier'a:

$$C_0' = \frac{C_0}{1 + 0,000755 \left[(T' - T) - T' \cdot \ln \frac{T'}{T} \right] C_0} \dots \dots 7)$$

We wzorach powyższych oznacza: p_1 bezwzględną prężność początkową, p_2 końcową pary nasyconej, w kg/cm^2 , T' oznacza bezwzględną temperaturę pary przegrzanej, T pary nasyconej, o tejże prężności, a wartość C_0 we wzór ostatni należy wprowadzić podług jednego z wzorów poprzednich.

Jeżeli 1 kg pary wytwarza w turbinie pracę pożytkową L_n i pracę wskazaną L_i , to pożytkowa sprawność ciepła zużytego w turbinie będzie:

$$\eta_n = \frac{L_n}{I_0}, \dots \dots \dots 8)$$

a jej wskazana sprawność ciepła zużytego w turbinie:

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_0} \dots \dots \dots 9)$$

c. Obliczanie sprawności turbin parowych.

Zmierzywszy rozchód pary C_n w turbinie pracującej, mocą N_n , obliczamy lub oceniamy moc N_s , straconą na opory (por. poniżej pod e), poczem oznaczamy rozchód pary C_i , podług wzoru:

$$C_i = C_n \frac{N_n}{N_n + N_s} = C_n \frac{N_n}{N_i} \dots \dots \dots 10)$$

A znając C_0 ze wzorów 5, 6 lub 7, otrzymamy wskazaną sprawność ciepła zużytego w turbinie.

$$\eta_i = \frac{C_0}{C_i} \dots \dots \dots 11)$$

Rozumie się, że ciepło zużyte w turbinie, jako różnica ciepła pary dolatującej i ciepła pary odlatującej z turbiny, jest mniejsze od ciepła zabieranego z kotła.

Dokładne pomiary sprawności turbiny pracującej opieramy na wzorze 1), w którym:

a) Zakładamy: $w_1 = 0$,

czyli uważamy kocioł za naczynie, o objętości nieskończenie wielkiej, lecz nie zanedbujemy oporów dyszy, kierującej parę na łopatki wirnika.

b) Wartość $\lambda_1 (= q + xr)$ jest wiadoma dla danej prężności w kotle, bądźto z tablic str. 286, bądź też z wykresów entropii, rys. I i II str. 1130 i 1131.

c) Wartość $AL_i = \frac{631}{C_i}$, analogicznie z wzorem 4), a C_i oznaczamy z wzoru 10), poczem otrzymamy:

$$AL_i = \frac{631}{C_n} \cdot \frac{N_i}{N_n}.$$

d) Wartość q_s , t. j. stratę ciepła przez rozpromieniowanie i przewodnictwo, oceniamy, a bywa ona stosunkowo bardzo niewielka.

e) Wartość w_2 , t. j. prędkość odlotu pary z ostatniego wirnika, zależy od stanu pary odlatującej, a więc od p_2 i x_2 . Znając p_2 , oceniamy x_2 , poczem oznaczamy przybliżoną wartość λ_2 , bądźto z tablicy str. 286 i 287, bądź też z wykresu entropii, rys. I i II str. 1130 i 1131, a, zakładając rozprężenie adiabatyczne i $w_1 = 0$, obliczamy przybliżoną wartość w_2 z wzoru 2).

Przybliżone oznaczenie wartości w_2 podług ocenionej wartości x_2 starczy do obliczenia przedwstępnego, podług poniższego wzoru 12), na którego wynik ma w_2 wpływ względnie nieznaczny, tem bardziej, że oznaczywszy z tego wzoru przedwstępnie wartości λ_2 , a więc x_2 , powtarzamy obliczenie, gdy błąd jest znaczniejszy.

Po wprowadzeniu określonych powyżej wartości we wzór 1), przekształcamy go na wspomniany już powyżej wzór:

$$\lambda_1 - \lambda_2 = \frac{631}{C_n} \cdot \frac{N_i}{N_n} + q_s + \frac{A w_2^2}{2g} \dots \dots \dots 12)$$

d. Kolejność obliczeń przy projektowaniu turbin.

Oceniwszy straty ciepła q_s i straty pracy N_s dla turbiny projektowanej, (wzorując się pod tym względem na turbinach już pracujących, a pod względem strat pracy posiłkując się i wywodami ustępu poniższego e), dobieramy dla każdego silnika, podług zamierzonego stopniowania (co do prędkości, albo prężności pary, por. str. 943) wartości w_2 , poczem obliczamy λ_2 z wzoru 1-go lub 12-go. W obliczeniach tych nader dogodnymi okażą się wykresy entropii*), zwłaszcza jeżeli sporządzimy sobie nadto wymiarke, na którejbyśmy mogli odmierzać bezpośrednio wartości w długością, przedstawiającą w wykresie wartość $\lambda_1 - \lambda_2$. W rys. II, na str. 1131, wymiarke taką podano po prawej stronie wykresu.

*) Por. A. Stodola. Die Dampfturbinen etc. Berlin 1904 str. 77.

e. Straty pracy w turbinach.

1. Dysza Laval'a.

Prawo przepływu pary przez dyszę określa się wzorem 2, przedstawiającym związek między przyrostem prędkości, a spadem ciepła w sposób podobny, jak znanymi wzorami prędkość przepływu cieczy określamy z danego spadku ciśnienia.

Dla początkowej prędkości pary w kotle (jako naczyniu o pojemności bardzo dużej) możemy założyć $w_1 = 0$, a wówczas, dla pary nasyconej lub przegrzanej i ciśnienia p_x , prędkość wylotowa w_x z kotła wyrazi się*), podl. str. 295, wzorem:

$$w_x = \varphi \sqrt{2g \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_x}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \quad \dots \quad 13)$$

Ponieważ przelot pary przez dyszę odbywać się ma adiabatycznie, t. j. bez przybytku i ubytku ciepła, zachodzi przeto zależność (por. str. 291):

$$v_x = v_1 \left(\frac{p_1}{p_x} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad \dots \quad 14)$$

a nadto, ponieważ dana ilość pary G (kg/sek.) ma przelatywać przez dyszę strumieniem ciągłym, więc przekrój dyszy f_x (w m²) musi czynić zadość równaniu:

$$G \cdot v_x = f_x w_x \quad \dots \quad 15)$$

Dla danego G , wartość powyższa $\frac{w_x}{v_x}$ staje się największością, a równocześnie f_x najmniejszością, gdy:

$$\frac{p_m}{p_1} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad \dots \quad 16)$$

w którym to wzorze p_m oznacza prężność w najciaśniejszym przekroju f_m dyszy, a prędkość w_m w nim będzie:

$$w_m = \sqrt{2g \frac{n}{n+1} p_1 v_1} \quad \dots \quad 17)$$

Dla pary nasyconej w najciaśniejszym przekroju dyszy, t. j. w jej początku, zakładając $n = 1,135$ (według Zeunera), otrzymamy:

$$\left. \begin{aligned} p_m &= 0,5744 p_1 \\ w_m &= 323 \sqrt{p_1 v_1} \\ G &= 199 f_{min} \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad 18)$$

*) Zeuner. Theorie der Turbinen. Lipsk 1899. str. 268 i .

Przekrój f_m obliczamy ze wzoru podobnego do wzoru 15), a mianowicie:

$$G \cdot v_m = f_m w_m,$$

w którym wartość v_m oznacza się z p_m , podług znanego związku:

$$p_m v_m^n = p_1 v_1^n.$$

Przekrój krańcowy f_2 określa się stosunkiem:

$$\frac{f_2}{f_m} = \frac{v_2}{v_m} \cdot \frac{w_m}{w_2}.$$

Zeuner podaje następujące zestawienie:

$p_1 : p = 1,732$	2	4	6	8	10	20	50	80	100
$f_2 : f_{\min.} = 1$	1,015	1,349	1,716	2,069	2,436	3,966	7,980	11,555	13,802

Prędkość pary w najwęższym przekroju dyszy okazuje się mało zależną od ciśnienia w kotle, albowiem

$$\text{dla } p_1 = 5 \text{ kg/cm}^2 \quad w_m = 442,4 \text{ m.}$$

$$\text{dla } p_1 = 12 \text{ kg/cm}^2 \quad w_m = 454,3 \text{ m.}$$

Wykresowe wartości: f , v , w i p , przedstawiono w rys. III, a przekrój dyszy w rys. IV str. 1142. By niepotrzebnie nie zwiększać tarcia o ścianki, część wlotowa dyszy, aż do przekroju najwęższego, bywa możliwie krótka. Od tego najwęższego przekroju począwszy, dysza rozszerza się stożkowato aż na przekrój f_2 , przyczem prostolinijne tworzące stożka przecinają się z jego osią zazwyczaj pod kątem 5° . Długość tego stożka określamy z pochylenia jego tworzących i wielkości przekrojów f_m i f_2 .

Praktyka dowiodła, że dysza wyliczona według wzorów Zeunera, okazuje się nieco za krótką. W dyszy zbyt krótkiej, jak również i

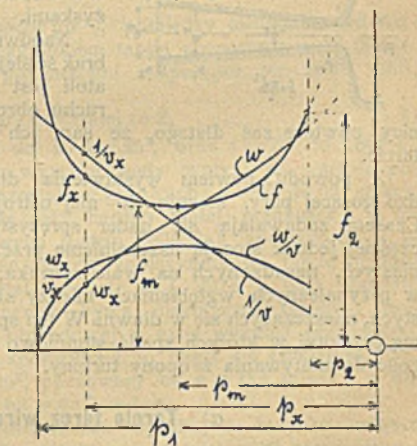
za dłuższej, lub ze stożkowatością niewłaściwą, powstają spadki i wzmoczenia ciśnienia, przypominające zjawiska drgań dźwiękowych, a połączone zawsze ze stratą energii, zawartej w parze.

Mimo zawile stosunki przelotu pary przez dyszę, stratę energii pary w dyszy właściwie zbudowanej można ostatecznie liczyć średnio:

$$\text{dla dysz krótkich: } 5 - 8 \%,$$

$$\text{dla dysz długich: } 10 - 15 \%.$$

Rys. III.



2. Straty przy przelocie pary przez wirnik.

Dla nienadmiernych krzywości łopatek wirnika i stałki turbiny można uważać przelot pary przez nie za pokrewny przelotowi przez dyszę, i stosować do niego wzory wyprowadzone dla dysz.

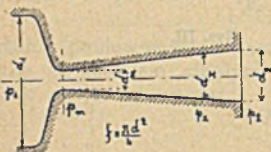
Dotychczasowe badania nad teorią turbin nie ustaliły jeszcze wzorów do ścisłego obliczania strat przy owym przelocie. Wiadomo jednak z doświadczeń, że straty te, przy całkowitem obciążeniu turbiny, dosięgają 20 do 30% całej uzyskalnej energii pary.

3. Straty wskutek tarcia boków wirnikowych o parę, oraz tarcia w łożyskach i dławnicach.

Straty te bywają w małych turbinach 10%, w dużych 7% uzyskalnej energii pary.

W turbinach wielostopniowych straty spowodowane tarclem wirników o parę, zmniejszają się. albowiem praca tarcia wirników pierwszych, przemienia się na ciepło, wchłaniane powrotnie przez ulatującą z nich parę, która ze wzmożoną w ten sposób energią wpada na wirniki następujące.

Rys. IV.



Pewne wskazówki, co do istotnych wartości strat przez tarcie, otrzymać możemy z podanych poniżej doświadczeń nad tarczami wirującymi i łożyskami.

Naodwrot o tarcie w dławnicach, brak ściślejszych danych; wielkość jego atoli jest nieznaczna, raz z powodu ruchu obrotowego osi wirnika w dławnicy, powtórę zaś dlatego, że sam ich ustroj wyklucza nadmierne tarcie.

Z powodu bowiem wystawienia dławnicy na działanie bardzo gorącej pary, stosują do niej ustroje powodujące małe tarcia: Czasem zadawalają się nader sprężystym nabojem szczeliwnym, częściej jednak stosują uszczelnienie przez szereg pierścieni grzebieniastych, nasadzonych na wale wirnika, a obracających się luźno w przynależnych wgłębieniach między szeregiem tarczy pierścieniastych, mieszczących się w dławni. W ten sposób wytwarza się cały szereg przelotni, w których spada stopniowo ciśnienie pary, mającej dążność do ulatywania z opony turbiny.

a) Tarcie tarcz wirujących.

Na podstawie doświadczeń Odell'a *) i własnych podaje Stodola następujący wzór na moc zużywaną przez tarczę gładką, o zwykłej szorstkości, wirującą swobodnie w powietrzu, bez wszelkiej opony.

$$N = 3,14 D^{2,5} \left(\frac{c}{100} \right)^3 \gamma,$$

*) Engineering 1904. Styczeń str. 33.

$k=2$ do $2,5$ dla łożysk zwykłych, choćby z panwiami wahlwemi, $k=5$ do 6 dla łożysk z panewkami, wytworzonymi z kilku wsuniętych w siebie tulei, między które dostaje się smar; w ten sposób oparcie całości staje się zdolnym do łagodnego poddawania się (ustrój Parson'a).

A ponieważ praca tarcia w łożysku

$$a_r = l \cdot d \cdot \mu \cdot p \cdot v \quad (\text{por. str. 490}), \dots \dots \dots 3)$$

więc, aby temperatura łożyska nie wzrastała nadmiernie, powinno być $a_r = a_s$, z którego to warunku, wprowadzając w równanie wartość na μ , z równ. 1: $p = \frac{\text{stałej}}{t}$, otrzymujemy wzór do obliczenia rozgrzewania się łożyska:

$$k t (t - t_0) = \frac{v \cdot \text{stałej}}{\pi} \dots \dots \dots 4)$$

A że już przy 125° C. zdolność smarownicza olejów nagle się zmniejsza, należy przeto stosować sztuczne ochładzanie do panewek, któreby wykazywały zbyt wielkie rozgrzewanie się (podł. równ. 4).

Zaufniejszym niż chłodzenie samej tylko panewki jest przetłaczanie przez nią smaru, ochładzanego w oddzielnej chłodnicy.

4. Straty wskutek nieszczelności.

Straty te (obliczane zazwyczaj wraz z nieszczelnościami dławnic p. 3 str. 1142), zależą głównie od ustroju całej turbiny, a więc od wielkości luzu między wirnikiem i kierownicą lub oponą wirnika. Liczebna ich wartość bywa 10% całej energii pracy w mniejszych turbinach, a 5% w większych.

5. Straty, spowodowane prędkością pary odlatującej,

dosięgają 10% dla małych, a 5% dla dużych turbin.

II. Znamiona ważniejszych ustrojów turbin parowych.

Turbina Parson'a (p. str. 944) jest turbiną osną, naporową, o wielu stopniach prężności pary.

Turbina Laval'a (p. str. 947) jest turbiną osną, odrzutną, jedno-stopniową i posiada dyszę rozprężczą.

Turbina Riedler'a & Stumpf'a jest turbiną odrzutną osną, i polega na zespoleniu wirnika układu Pelton'a (por. str. 838) z przekształconą dyszą Laval'a, w której przekroje kołowe zastąpiono prostokątnymi, a to w celu otrzymania wlotu strumienia pary w pełnej szerokości łopatek wirnika. Większym turbinom nadają dwa stopniowania prędkości, przy prężności raz tylko stopniowanej.

Turbina Zöllly'ego jest turbiną osną, odrzutną, wielostopniową. Zajmuje ona pośrednie miejsce między turbiną Laval'a i Parson'a, gdyż łopatki kierownicze stanowią poniekąd krótkie dysze.

Turbina Curtis'a jest turbiną osną, odrzutną, wielostopniową, o kilku stopniowaniach prędkości. Para dolatuje szeregiem dysz Lavalowskich, zamykanych oddzielnymi zaworkami. Turbinę wykonywują o osi pionowej.

Turbina Rateau'a jest turbiną osną, odrzutną, wielostopniową, a piewsze jej wirniki mają cząstkowy obszar wlotu. Wirniki wytłaczają się z blachy w postać dennie stożkowatych, a łopatki nitują się do obłuczyny wirnika.

Turbina Schulz'a jest niejako zespołem dwóch wielostopniowych turbin osnych, a mianowicie: wysokoprężnej odrzutnej i niskoprężnej naporowej. Obydwie te części osadzono na wspólnym wale w ten sposób, aby się naciski pary na tarcze wirników wzajemnie znosiły (por. str. 944).

Turbina Lindmark'a jest turbiną wielostopniową, po części osną, po części promienniczą, a może być wykonana jako naporowa lub odrzutna. Znamieniem jej jest zastosowanie odwróconej dyszy Laval'a, w celu zamiany pracy rozpędu pary na ciśnienie, aby tym sposobem zmniejszyć prędkość przelotu pary.

Turbina Gepkego & Kugel'a jest turbiną wielostopniową, promienniczą. Przypomina ona turbinę Parson'a, składa się bowiem ze stopniowanego bębna (por. rys. 725); para przelatuje wężykowato, kolejno przez oponę kierowniczą na wirnik (t. j. ku osi), w którym zmienia kierunek i odlatuje ku oponie (t. j. od osi) i t. d.

Turbina Jana Procznera *) wykonana w Pabianicach, jest nawrotną turbiną odporową, działa w niej bowiem odpór strumienia pary, wylatującej z dysz osadzonych na obwodzie wirnika, a mianowicie w końcach ramion, które są zarazem przewodami pary z piasty do dysz. Para doprowadza się do piasty, siedzącej na wale poziomym. Wszystkie dysze są obrotne na ramionach, lecz zwrócone w tym samym kierunku, t. j. przeciwnym kierunkowi obrotu wirnika. Za pośrednictwem swoistego urządzenia można wszystkie te dysze, tak w czasie spoczynku wirnika, jako też podczas jego biegu, przekręcać o 180° , nawracając w ten sposób bieg wirnika.

III. Zastosowania turbin parowych.

Pomimo dobrej sprawności turbin parowych, nie mogły one do niedawna pozyskać sobie zaufania z powodu olbrzymich ilości obrotów. Niezwykłe te prędkości, wyężdżając materiał w wirniku, budziły obawę jego rozerwania, a wzmagając pracę tarcia w łożyskach, wzbudzały obawę ich zagrzewania i zacierania. Nadto znaczne pojawiały się trudności w należytem uszczelnieniu, a całość wykonania wymagała niezwyklej dokładności. Wszystkie te obawy okazały

*) Rudolf Mewes, Dampfturbinen, deren Eutwicklung, Bau, Leistung u. Theorie, Berlin, M. Krayn 1904 str. 35.

się z czasem plonnemi. Turbiny parowe idą już dziś w zawody z tłokowymi silnikami parowymi, tak pod względem sprawności, jak i pod względem mocy; wykonano już bowiem turbiny Parson'a na 10000 MK. Zalety turbin parowych są: nieznaczna ilość poruszających się części składowych, niewielka waga, mała przestrzeń potrzebna do ustawienia, łatwość rozebrania i naprawy, brak potrzeby smarowania wewnątrz, doskonale miarkowanie biegu, szybkie rozruszanie, jednostajność biegu, podatność do pary wysoko przegrzanej, wysoka sprawność, a jak twierdzi Stodola*), ustępują one pod tym względem tłokowym silnikom parowym jedynie ustroju sprzężonego trójcylinndrowego, a nawet, w stosunku do tych, najoszczędniejszych silników parowych, sprawność turbin jest zaledwie o kilka % mniejsza. Turbiny niektórych ustrojów, w stanie przeciążenia pracą, przewyższają swą sprawnością nawet tłokowe silniki parowe podczas pracy w takich samych warunkach.

Z powodu wielkiej ilości obrotów, turbiny nadają się przede wszystkim do napędzania prądnic. Do **napędu fabrycznego** stosują przeważnie turbiny Laval'a, raz z powodu, że istniejąca już w nich przekładnia zębata zmniejsza ilości obrotów wała napędnego; powtórze zaś z powodu, że turbiny te jako odrzutne i jednostopniowe nadają się na silniki o bardzo nawet małej mocy.

Turbiny znalazły już zastosowanie do **napędu parowców**, a zastosowanie to w przyszłości prawdopodobnie się jeszcze wzmoże, rozstrzygającym będzie tu dobre rozwiązanie turbiny nawrotnej. Dotychczas na wsteczny bieg parowca ustawiają oddzielną turbinę, która, jako osadzona na wale głównym śruby, wiruje bez pożytku podczas biegu parowca naprzód. I zbyt wielka prędkość wirowania przedstawia pewne trudności, bo za prędko wirująca śruba parowcowa, wytwarzając próżnię przed łopatkami, pracuje niesprawnie.

Dla tego też Parson stosuje do statków kilka turbin działających na kilka mniejszych śrub, i daje im 500 do 1000 obrotów.

Dalej zwolnienie biegu parowca nie zmniejsza rozchodu pary w turbinie tak znacznie, jak w silniku tłokowym: np. turbina Parson'a**), wydając 4500 MK, wskutek zmniejszenia ilości obrotów z 580 na 380, zużywała o 31% więcej pary na MK godz.; podobnie gdy przy mocy 1500 MK zwolniono bieg dokładnie jak powyżej, t. j. z 580 na 380, obrotów na min. jednostkowy rozchód pary zwiększył się o 21%. Rozchód pary na MK, godz. w pierwszym wypadku wzrósł z 7,2 na 9,4 kg, w drugim zaś z 19,4 na 23,3. Jednym z ciekawszych i lepszych rozwiązań tego zadania byłoby osadzenie na wspólnym wale kilku turbin niejednakowej wielkości, i pędzenie ich w rozmaitych kombinacjach, a mianowicie: bądźto jako turbiny oddzielne, bądźto jako bliźniacze, bądź też wreszcie jako sprzężone. Gdy chodzi o najwolniejszy bieg, i moc najmniejszą, wszystkie turbiny działałyby powinny jako jedna turbina sprzężona, a więc para powinna naten-

*) Stodola l. e. str. 278 i n.

**) Marine Rundschau 1904 str. 44.

czas przelatywać kolejno przez wszystkie turbiny. Największą zaś moc i ilość obrotów otrzymamy, gdy wszystkie turbiny będą działały jako turbiny bliźniacze, t. j. gdy każda oddzielnie otrzymywać będzie świeżą parę z kotła. Pędząc zaś nie wszystkie, a nawet tylko jedną turbinę parą świeżą z kotła, otrzymamy mniejszą moc przy wielkiej ilości obrotów.