

C  
Nr. 4021/17  
Politechnika Warszawska

WYDAWNICZA  
Pomocy Studentów Politechniki Warszawskiej.

# SILNIKI SPALINOWE

C Z Ę Ś Ć I I

według wykładów prof. K. TAYLORA

opracowane przez B. MĄCZEWSKIEGO-ROWIŃSKIEGO

№ wyd. 148.

Rok akad. 1923/24.

W A R S Z A W A.

Skład Główny Komisji Wydawniczej: Politechnika — Polna 3. Telefon 88-60.

Drukarnia i Litografia „SATURN” Marszałkowska 91. Telefon 20-44.



POLITECH

# SIŁNIKI SPALINOWE

Według wykładów  
Prof. K. TAYLORA  
na Wydziale Mechanicznym  
Politechniki Warszawskiej

C z ę ś ć II-ga.



№ Wyd. 110.



W A R S Z A W A  
AKŁADEM „KOMISJI WYDAWNICZEJ“ TOW. BR. POM. STUD. POL. WARSZ  
Drukarnia i Litografia SATURN Marszałkowska 91,  
ROK AKAD. 1921/22.

PROJEKT  
WZ  
MIEJ

~~C. 4021/II~~



rP. 219



8/18, 59, 3

BG 03 P/070-036

## OD WYDAWCÓW.

Ukazanie się niniejszych skryptów „Silników Spalinowych“ z atlasem, których brak odczuwał się wśród studujących, zawdzięczać należy p. prof. Taylorowi Karolowi, który łaskawie przejrzał i poprawił opracowany przez kol. kol. Skrzyńskiego Kazimierza, Rosinkiewicza Romana, Mączewskiego — Rowińskiego Bohdana i Szarejkę Romana materiał według jego wykładów na Politechnice Warszawskiej, dlatego też poczuwamy się do miłego obowiązku złożenia na tym miejscu p. prof. Taylorowi i wymienionym kolegom wyrazy serdecznej podzięk.

*Komisja Wydawnicza  
Towarzystwa Bratniej Pomocy  
Studentów Politechniki Warsz.*







ERRATA.

str.	Wiersz.	Wydrukowano.	Powinno być:
112	7 od dołu	do kilku atmosfer	do kilku mtr. słupa oliwy
136	5 od góry	"Zamiast pierścienia pod" - skreślić	Za łbami śrub.....
153	4 od dołu	<i>A</i>	<i>B</i>
"	2 od dołu	<i>B</i>	<i>A</i>
155	6 od dołu	<i>B</i>	<i>C</i>
"	5 od dołu	<i>C</i>	<i>B</i>
"	5 od dołu	<i>B</i>	<i>C</i>
"	2 od dołu	<i>B</i>	<i>C</i>
157	7 od góry	odciskającymi	przyciskającymi
"	6 od dołu	<i>a</i>	<i>a</i>
158	9 od góry	krawędź ramy ścinamy	krawędź ramy <i>A</i> ścinamy
168	10 " "	chłodzenie zaworu	chłodzenie grzybka zaworu
"	10 od dołu	od strony kołnierza	/na rys. inaczej/
171	1 " "	fig.2-3-4	fig.2-3-6
172	1 od góry	czwarte /fig.5/	czwarte /fig.4/ i piąte /fig.5/



181	2 od dołu	$P_z$	$P_c$
256	1 od góry	$\frac{P}{bcm} < 500 \text{ kg/cm}^2$	$\frac{P}{b} < 500 \text{ kg/cm}$

Na Tabl. XXIII fig. 3 przy 2-giej uszczelce z prawej strony brak litery C .



T Ł O K .

Tłok wykonywa się z dobrego ścisłego żeliwa, średniej twardości, lecz w każdym razie bardziej miękiego niż materiał cylindra w tym celu, aby pierścienie wycierały się a nie cylinder. W tłokach dzielonych donko robi się często ze stali lanej. Pierścienie tłokowe są robione z żeliwa nieco twardszego, lecz niezbyt kruchego, również miększego niż cylinder.

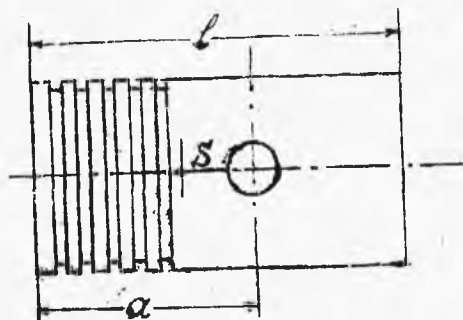
Tłoki silników jednostronnego działania są typu nurkowego otwarte z przodu, stanowią one prowadnice jednego końca korbowa, należy je tam robić długie co utrudnia uszczelnianie tłoka i przyspiesza zowalizowanie otworu cylindra; dlatego też przy większych silnikach stosuje się czasem krzyżulce.

W większych silnikach, w celu otrzymania możliwie lekkiego tłoka a dość pewnego daje się żebro, którego zadaniem jest wzmacnianie dna tłoka z piastą czopa tłokowego, a z pierwszą rzeczą powinny one ułatwić odprowadzenie ciepła z najbardziej rozgrzanej części tłoka t.j. donka. Dno tłoka nie należy dawać zbyt grubego.

Czop tłokowy najwłaściwiej byłoby umieszczać

*Silniki spalinowe*

*ark 4-*



rys.1.

nie w środku długości /t.j.  $\frac{l}{2}$ / lecz w środku ciężkości tłoka t.j. w punkcie S znajdującym się w tylnej części tłoka bliżej denka /rys.1/.

nie robi się tego jednak ze względu na to, że 1/ pozostawałoby mało miejsca na pierścienie tłokowe, które umieszczone bliżej dna w wyższej temperaturze byłyby znacznie gorzej smarowane co wywołałoby zapiekanie się pierścieni, i 2/ zachodziłaby obawa, że przy małych średnicach i długich tłokach korbowody mogłyby uderzać o ścianki tłoków. W praktyce umieszczamy czop w odległości  $a = 0,6 - 0,55l$  czyli bliżej otwartego końca tłoka.

Tłok ma zawsze pewien luz w cylindrze, uszczelniony zaś bywa za pomocą pierścieni sprężynujących osadzonych w tylnej jego części. W silnikach poziomych tłok ciężarem swym uszczelnia zawsze dobrze dolną część cylindra, w górnej zaś części pozostaje luz. Ponieważ tłok jest mniejszej średnicy niż cylinder, więc środki tłoka

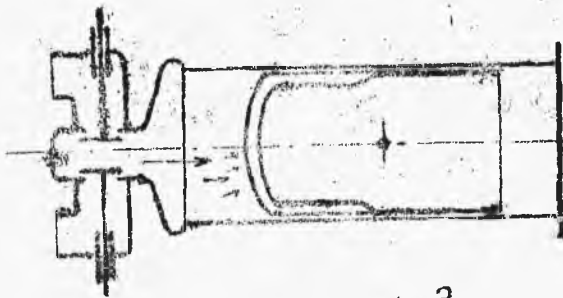






rys 2

i cylindra nie leżą w tej samej poziomej płaszczyźnie /rys. 2/. Gdy luz ten się powiększy przez wycieranie dolnej powierzchni cylindra, wtedy cylinder zmienia swój przekrój walcowy na owalny, czyli owalizuje się, szczelność znacznie się zmniejsza, należy go przetoczyć lub przeszlifować a tłoł zamienić na nowy.



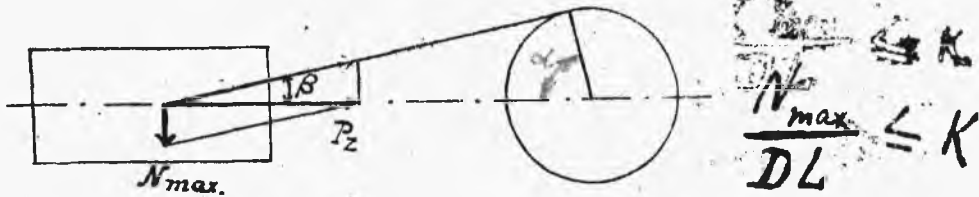
rys 3

Ze względu na konstrukcyjnych środków przestrzeni dawkowej wypada często poniżej osi

cylindra, wskutek czego w czasie wybuchu tłok bywa podrzucany do góry, co tworzy uderzenia niszczące ścianki cylindra. Pierścienie niweczą cokolwiek te uderzenia, gdyż zawsze dotykają ścianek na całym obwodzie dlatego też korzystniej jest dawać większą ilość a wazkich, niż

małą ilość szerokich pierścieni.

Długość tłoka oblicza się uwzględniając nacisk na jednostkę powierzchni tłoka, który nie powinien przekraczać pewnej wartości  $k$



tysy

$$N = P_2 \lg \beta, \text{ gdzie } P_2 = \frac{\pi D^2}{4} p_2$$

Przy kilkukrotnej długości korbowa w stosunku do promienia, wykorbienia wału, maksymalny nacisk  $N_{max} = 0,1 P_2$

Stąd 
$$L \geq \frac{N_{max}}{DK} = \frac{0,1 P_2}{DK} = \frac{0,1 p_2 \frac{\pi D^2}{4}}{DK} = \frac{1}{40} \frac{p_2 \pi D}{K} = \frac{p_2 \cdot 0,785 D}{10 K}$$

Ścisłe biorąc należałoby brać w rachubę tylko tę część tłoka, która faktycznie dotyka ścianek cylindra t.j. około  $\frac{2}{3}$  długości /po odjęciu pierścieni i zwężonej części tłoka/ lecz wtedy  $k$  można by wziąć odpowiednio większe. Łatwiejsze jest jednak obliczenie biorąc  $k$  mniejsze, a za to całą długość uważać za pracującą. W krzyżulcach silników parowych przyjmuje się  $k \approx 2,5 \text{ kg/cm}^2$ .

Jednakże w silnikach spalinowych gdzie cho-



dzi specjalnie o szczelność i długotrwałość ścianek tłoka i cylindra,  $k$  musi być znacznie mniejsze pomimo, że  $N_{max}$  wypada raz na 4 /względnie 2/suwu i w zasadzie  $N$  nie jest duże. Zwyczajnie

$k = 0,8 \div 1 \div 1,2 \text{ kg/cm}^2$  a barizo readko przyjmuje się  $k$  ponad  $1,25 \text{ kg/cm}^2$ . Przy  $k = 1,2$

$$L = 0,065 p_2 D \text{ cm.}$$

Dla siln. wybuchowych gdzie  $p_2 = 25 \text{ atm.}$

$$L \geq 1,625 D \text{ cm.}$$

\*Dla siln. wysokoprężnych gdzie  $p_2 = 35 \text{ atm.}$

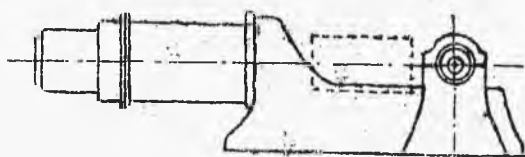
$$L = 2,3 D \text{ cm.}$$

Przy mniejszych silnikach najlepiej brać  $k = 0,8 -$

$$= 1,0 \text{ kg/cm}^2$$

Przy większych silnikach w celu uniknięcia zbyt dużych i ciężkich tłoków należy wziąć  $k = 1,5$ .

W silnikach poziomych, w których tłok wyjmuje



rys 5.

się i wsa-  
dza od stro-  
ny korby,  
należy zwró-  
cić uwagę

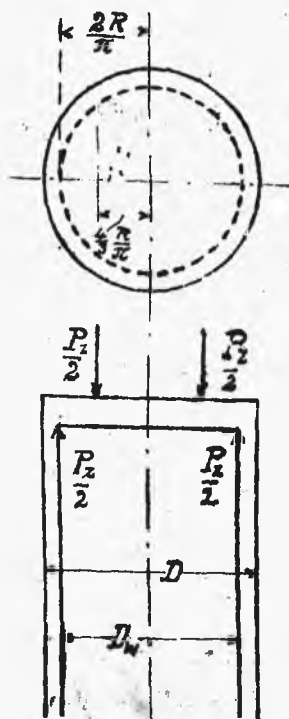
aby dość było pozostawionego miejsca pomiędzy cylindrem, a wałem wykorbionym na wyjęcie tłoka

/rys. /5/.

Waga niechłodzonych tłoków nurnikowych wraz z pierścieniami i czopami tłokowymi wynosi 0,05 ÷ 0,1 kg. na 1 cm<sup>2</sup> przekroju podłużnego DL, a więc w stosunku do k nie jest znaczna.

Waga tłoków chłodzonych wodą wzrasta znacznie o podwójne ścianki dna /i ciężar wody doprowadzonej/.

Grubość dna tłoka /bez żeber/ oblicza się rozpatrując go jak płytę okrągłą, przystającą na obwodzie koła o średnicy D<sub>w</sub>/rys. 6/ i równomiernie obciążoną ciśnieniem P<sub>z</sub>.



$$D_w = 0,85 D$$

rys 6.

Niebezpieczny przekrój leży jak przy zwykłej pokrywie cylindra na średnicy okrągłej powierzchni i podlega ciśnieniu gazu

$$\frac{P_z}{2} = \frac{D_w^2 \pi P_z}{4 \cdot 2} = \frac{4 R_w^2 \pi P_z}{4 \cdot 2}$$

Ramię momentu gnącego =

$$= \frac{4}{3} \frac{R_w}{\pi}$$

Więc

$$M_{g_1} = \frac{R_w^2}{2} \pi P_z \frac{4}{3} \frac{R_w}{\pi} = \frac{2}{3} R_w^3 P_z$$

Od tego odejmujemy

ciśnienie z przeciwnej

strony  $R_w^2 \pi \frac{P_z}{2}$



na ramieniu  $\frac{2 R_W}{\pi}$

$$M_{g_2} = R_W^2 \frac{\pi \cdot p_z}{2} \cdot \frac{2 R_W}{\pi} = R_W^3 p_z \quad \text{stad}$$

$$M_g = M_{g_2} - M_{g_1} = R_W^3 p_z - \frac{2}{3} R_W^3 p_z = \frac{1}{3} R_W^3 p_z$$

Moment wytrzymałości dna płaskiego o grubości  $\delta$

$$W = \frac{1}{6} D_W \delta^2 = \frac{1}{3} R_W \delta^2 \text{ cm}^3$$

czyli  $M_g \leq W \cdot k_g$  lub  $\frac{1}{3} R_W^3 p_z \leq \frac{1}{3} R_W \delta^2 k_g$

skąd  $\delta^2 \geq \frac{R_W^2 \cdot p_z}{k_g}$  lub  $\delta \geq \sqrt{\frac{R_W^2 p_z}{k_g}} = R_W \sqrt{\frac{p_z}{k_g}}$

Przy danem  $\delta$

$$k_g \geq \frac{p_z \cdot R_W^2}{\delta^2}$$

Zwykle przyjmuje się dla tłoków bez żeber:

dla silników wybuchowych:

tłok z żeliwa  $k_g = 375 \text{ kg/cm}^2$

$$\delta = R_W \sqrt{\frac{25}{375}} = 0,26 R_W = 0,11 D \text{ cm.}$$

" ze stali lanej  $k_g = 500 \text{ kg/cm}^2$

$$\delta = R_W \sqrt{\frac{25}{500}} = 0,224 R_W = 0,095 D \text{ cm.}$$

dla silników wysokoprężnych:

tłok z żeliwa  $\delta = R_W \sqrt{\frac{38}{375}} = 0,315 R_W = 0,135 D \text{ cm.}$

" ze stali lanej

$$\delta = R_W \sqrt{\frac{38}{500}} = 0,276 R_W = 0,12 D \text{ cm.}$$

Dla obliczenia dna żebrowego należy wziąć

zamiast  $W = \frac{1}{6} D_W \delta^2$  odpowiedniego przekroju, jednakowoż nie należy przeceniać wpływu żeber na wytrzymałość dna, wskutek dodatkowych naprężeń odlewniczych i naprężeń powstających przez

różnorodność wydłużeń spowodowanych ciepłem.

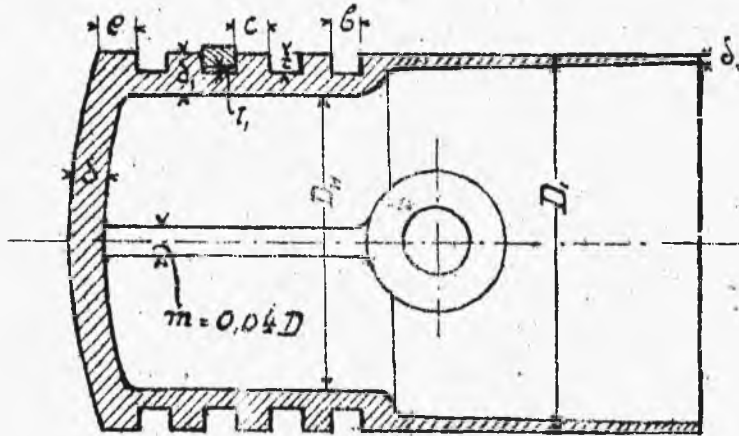
Zwyczajnie przyjmuje się grubość dna z żebrami odlanych z żeliwa dla:

silników wybuchowych  $\delta = 0,075 \div 0,1 D$

" " wysokoprężnych  $\delta = 0,1 \div 0,125 D$

Przy zastosowaniu dna wypukłych lub wklęsłych, należy uwzględnić w rachunku zmienione warunki.

Grubość ścianek tłoka /rys. 7/.



rys. 7

Grubość ścianki tłoka oblicza się ze wzoru empirycznego

$$\delta_1 = \frac{D}{30} + t + 1 \text{ cm}$$

gdzie  $D_N$  średnica wewnętrzna

$$D_K = 2 R_K = (0,8 \div 0,85) D$$

W celu zmniejszenia wagi tłoka, począwszy od ostatniego pierścienia, ścianki tłoka zmniejsz-

swaja swą grubość tak, że przy otwartym końcu  
tłoka grubość

$$\delta_0 = \frac{1}{2} \div \frac{1}{3} \delta_1$$

Dno tłoka niechłodzonego wodą posiada tempe-  
raturę znacznie wyższą aniżeli temperatura ścia-  
nek cylindra, dlatego też należy zrobić śred-  
nicę dna zimnego tłoka, mniejszą niż średnicę  
cylindra.

Jeżeli przyjmiemy temp. dna  $275^{\circ}$  C. zaś temp.  
ścianek cylindra  $75^{\circ}$  C. to okazuje się że przy  
rozszerzalności żeliwa i stali 0,0011 na  $100^{\circ}$ ,  
różnica temperatur  $275^{\circ} - 75^{\circ} = 200^{\circ}$  wywoła sil-  
niejsze rozszerzenie się dna o  $\frac{200}{100} \cdot 0,0011 = 0,0022$   
czyli o  $1/4$  %.

Zwyczajnie robi się średnicę D, jeszcze mniej-  
szą celem zabezpieczenia przed możliwym zatar-  
ciem się tłoka.

$$D_1 \cong 0,99 \div 0,995 D$$

/dla tłoków o małym D / → /dla tłoków o  
dużym D /

Odległość pierwszego pierścienia od dna ro-  
bi się  $e \cong 1,2 \div 1,5 \delta$  ze względu na to, że przy  
zbyt bliskim umieszczeniu pierścienia od dna,  
w wysokiej temperaturze pierścień ten bli-

by źle smarowany i łatwo by ulegał zapieczeniu  
czyli zostałby unieruchomiony i przestałby na-  
leżycie sprężynować.

Odległość między pierścieniami  $C$  powinna  
być nieco większa niż szerokość samego pierście-  
nia.  $C = 1,1 - 1,2 b$ . Jest to konieczny zapas  
na roztoczenie.

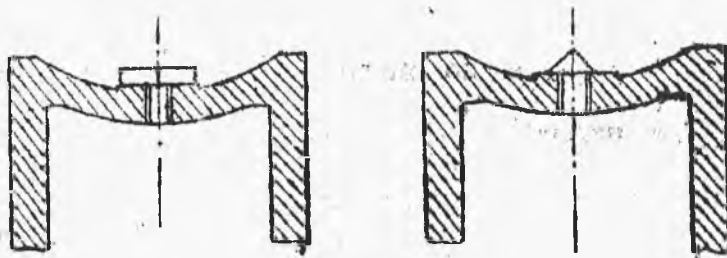
Luz  $t$ , pomiędzy pierścieniem a kanałem po-  
winien wynosić  $t = 1/4 - 1/2$  mm. Jednak  
nie więcej, w przeciwnym bowiem razie pod pier-  
ścień przez luz pomiędzy boczną ścianką pier-  
ścienia a ścianką kanału dostaje się smar i  
części stałe pozostałe z paliwa, zapiekają o  
tam i również szkodliwie oddziałują na sprę-  
żynowanie pierścieni.

Na tabl I jest pokazane kilka typów tłoków.  
Rys. 1 przedstawia normalny typ t.zw. nurni-  
kowy. Denko robi się czasami wypukłe co ma tę  
zaletę, że zmniejsza przestrzeń dawkową cylin-  
dra i pozwala na stosowanie cienkiej ścianki. Jest  
ono wzmocnione dwoma żebrami na krzyż,  
przy mniejszych średnicach wystarczy dać jedno  
zębro łączące piasty czopa z dnem. Na otwartym  
końcu tłoka daje się czasami nadlew, do którego



przymocowuje się za pomocą 2 śrub miseczkę do zbierania smaru /przy smarowaniu kroplowem czopa tłokowego/ oraz zatoczenie w celu oparcia tej miseczki. Jeżeli smar jest doprowadzony pod ciśnieniem to na tłoku, robi się kanałiki głębokości  $1 \text{ m/m}$  i szerokości 1,5 - 2 mm. do rozprowadzania smaru. Takie same kanałiki robi się między pierścieniami, przy smarowaniu jednak kroplowem /bez ciśnienia/ kanały te są raczej szkodliwe, gdyż smar zatrzymuje się w nich, twardnieje i wyciera potem cylinder.

Tłoki silników wysokoprężnych bywają dłuższe i cięższe z powodu swej bardzo solidnej budowy, związanej z wysokimi ciśnieniami panującymi w cylindrze. W tych tłokach ścianki należy wzmocnić żebrami, lepiej cienkimi /10 ± 12 mm./ ale za to w większej ilości. Denka bywają w tych tłokach czasami wklęsłe, co robi się ze względu na brak miejsca w cylindrze na zawory. Denka te posiadają niekiedy wkręczone w środku grzybki lub płaskie płytki rys. 8, które służą do tego aby paliwo wtryskiwane lepiej się rozbryzgiwało. Z gwintem w depku trzeba być ostrożnym i nie osłabiać zanadto dna. Przy



rys 8.

zakładaniu nowego grzybka w miejsce przepalonego należy postępować bardzo ostrożnie gdyż może nastąpić pęknięcie dna, wskutek nieprzewidzianych naprężeń.

W tablicy 4-ej /rys.3/ jest pokazany tłok silnika wys.pr., którego żebra mają kształt łopatek wirnika. Żebra, te ochładzają lepiej dno niż żebra zwyczajne posiadają bowiem większą powierzchnię. Widać tam również dwa otwory /b/ w które wkręca się pręty służące do wyciągania tłoka z cylindra w silnikach pionowych. Jeden otwór w środku nie byłby wystarczający ze względu na znaczny ciężar tłoka. Tłok ten ma specjalne żebra /a/ wspierające piastę. Stosuje się również bardzo często żebra pierścieniowe /c/

W silnikach wysokoprężnych stosuje się tłoki składane tabl 1, rys. 3. Mają one tę zaletę, że można wymienić samo tylko dno, które często, podlegając działaniu największej siły

tłokowej, pęka lub przepala się w bezpośrednim zetknięciu z gazami o najwyższej temperaturze. Na początku tłoka, od strony otwartej, daje się jeden lub dwa pierścienie, których zadaniem jest rozprowadzanie smaru w cylindrze. Śrub daje się 6 - 10, które pracują na małe obciążenie i są zabezpieczone zawłoczkami. Obie części są centrowane i wsadza się między nie pakunek azbestowy dla należytego uszczelnienia.

Czasami tłoki silników wysokoprężnych większej mocy mają boczne ściany jako wymiarne części, wylowane białym topem tabl. III rys. 2. Widać tam symetryczne nakładki scentrowane występnym i dąkręcnym śrubami od środka. Cały szeroki żeber wzmacnia występ. Oprócz tego daje się nakładki excentryczne <sup>tabl. 4,</sup> rys. 2 z jednej strony tłoka zależnie o kierunku obrotów wału t.j. tam, gdzie wytwarza się naciśnięcie maksymalne na ściankę cylindra.

Tak samo w silnikach wysoko-prężnych daje się specjalnej konstrukcji denka tabl. II. Zbyt duża pochylność dna w silnikach poziomych nie jest wskazana, ponieważ części stale zatrzy-

mują się na niej i zapalają się przy zwiększonym ciśnieniu w cylindrze, wywołując przedwczesne wybuchy. Zeby oliwa z czopa tłokowego nie dostawała się na dno i nie spalała wewnątrz tłoka, daje się czasami nad czopem specjalne blaszki.

Tłoki silników dwusuwowych mają zwyczajnie na denku specjalny występ tabl. I rys. 2, tabl. IV rys. 1 którego zadaniem jest lepsze kierowanie powietrza przepływającego cylinder.

W małych silnikach jak n.p. firmy Daimler, buduje się tłoki, które nie posiadają stałych piast lecz specjalnego kształtu pierścieni /a/ przesuwający się wewnątrz tłoka tabl. IV rys. 4, co umożliwia zmienianie przestrzeni dawkowej przy stosowaniu w jednym silniku rozmaitych gatunków paliwa. Przy pracy paliwem wymagającym większego sprężania, czop tłokowy umieszcza się bliżej przodu tłoka wstawiając z tyłu podkładki, naodwrot zaś przy pracy paliwem wymagającym mniejszego sprężania, podkładki umieszcza się z przodu a czop z pierścieniem bliżej dna. Pierścień ten jest ustalany przy pomocy podkładek /b/, śrub o jedno-



stronnym łbie, chwytających o występ w tłoku.

Tłoki te wypadają jednak dość ciężkie i nadają się tylko do małych średnic cylindrów.

Tłoki mogą być chłodzone wodą lub oliwą, przy czem zwiększa się skutek użyteczny w silnikach. Tam gdzie są stosowane tłoczyska doprowadza się wodę wewnątrz drąga łożyska. Oliwa, która dostaje się na ścianki cylindra tworzy mieszanke wybuchającą i dlatego należy dążyć do tego aby oliwa nie dostawała się do rozgrzanych części tłoka. Chłodzenie oliwą jest mniej skuteczane, lecz nie powoduje rdzewienia ścianek cylindra. Jako wadę należy wymienić to, że oliwa łatwo się spala na gorących ściankach tłoka i na nich osiada, powodując gorsze chłodzenie. Daje się to również zauważyć po zatrzymaniu silnika, kiedy długo jeszcze paruje, wydając nieprzyjemny zapach. Rozchód oliwy jest dość znaczny.

~~Dlatego~~ Tę wodę doprowadza się rurkami giętkimi z dwiema podwójnymi rurkami, jak pokazano na tabl. II rys. 1.

Woda dostaje się wewnętrzną rurką do komory tłoka i wypływa z drugiej stron podobną rurką.

Arkusz 2-ci.

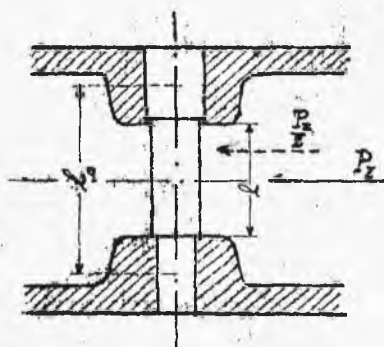
Silniki Spalinowe, cz. II, Nr. 110.



nr. 219

Rurka ta, jak i też pochwa zewnętrzna, są nieruchomo przymocowane do cylindra, gdy między nimi jest umieszczona rurka poruszająca się razem z tłokiem. Ponieważ rurki nie są uszczelniane, więc woda w niewielkiej ilości kroplami dostaje się na dno pochwy i jest odprowadzone drugą rurką. Szczelina między rurkami jest tak mała, że bardzo niewiele wody dostaje się do pochwy i jest zupełnie wykluczone przedostawanie się wody do podstawy.

C Z O P   T Ł O K O W Y.



Średnicę czopa tłokowego oblicza się na zginanie zakładając, że czop jest sztywno umocowany w piąście i że siła nacisku drąga korbowego działa

ła w jednym punkcie po środku czopa. Wtedy

$$M_g = \frac{P_2 \cdot l_0}{2} = P_2 \cdot \frac{l_0}{4} = p_2 \cdot \frac{\pi D^2 \cdot l_0}{4}$$

$$M_g = W \cdot k_g \quad M_g = 0,1 d^3 k_g \quad d = \sqrt[3]{\frac{10 M_g}{k_g}}$$

$$0,1 d^3 k_g \geq p_2 \frac{\pi D^2 \cdot l_0}{4}$$

Przy danem

$$k_g = \frac{p_2 \cdot \frac{\pi D^2 \cdot l_0}{4}}{0,1 d^3}$$

Dla stali zlewnej

$$k_g = 800 - 850 \text{ kg/cm}^2$$



$$K_{max} = \frac{P_2}{d \cdot l} = \frac{p_2 \frac{\pi D^2}{4}}{d \cdot l} < 140 \text{ kg/cm}^2$$

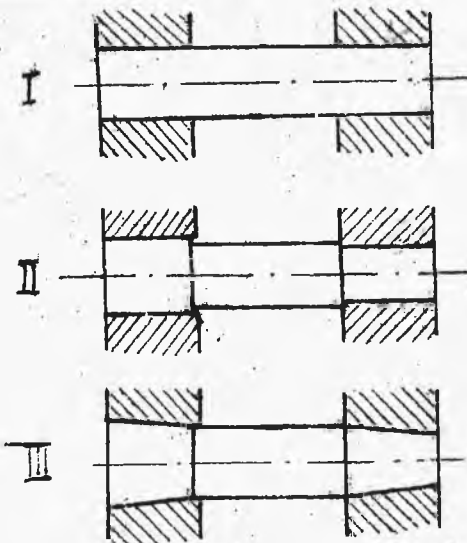
$$l \geq \frac{P_2}{d \cdot K_{max}} = \frac{p_2 \frac{\pi D^2}{4}}{140 d}$$

Dla silników wybuchowych  $l \geq \frac{25 \cdot \frac{\pi D^2}{4}}{140 d} = \frac{20 D^2}{140 d} = \frac{0,14 D^2}{d}$

\* \* \* \* \*  
 $l \geq \frac{38 \frac{\pi D^2}{4}}{140 d} = \frac{30 D^2}{140 d} = 0,22 \frac{D^2}{d}$  <sup>wysokopr.</sup>

W wyjątkowych wypadkach np. w silnikach o dużym  $\frac{D}{d}$  przyjmuje się  $K_{max}$  nawet 150 - 160 kg/cm<sup>2</sup> głównie ze względu na to, że przy małej średnicy cylindra lub korbowału nie mógłby się zmieścić w tłoku, lecz wtedy czop powinien być dobrze smarowany.

Czopy korbowe robi się z najlepszych gatunków stali, a powierzchnie ślizgające się hartowane, umocowane zaś w piastach odpuszczane



RODZAJE CZOPÓW.

/rys.10/.

Czopy mogą być

I cylindryczne, II stopniowe /najczęściej używane/, III stożkowe.

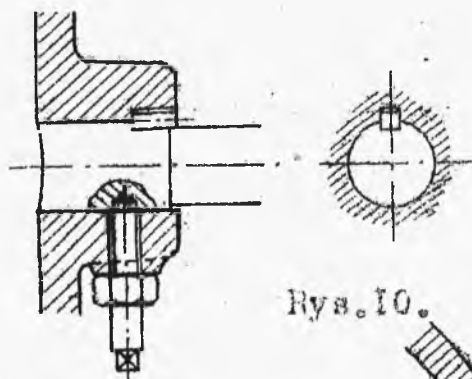
Najtańszymi i najprostszymi w wykonaniu



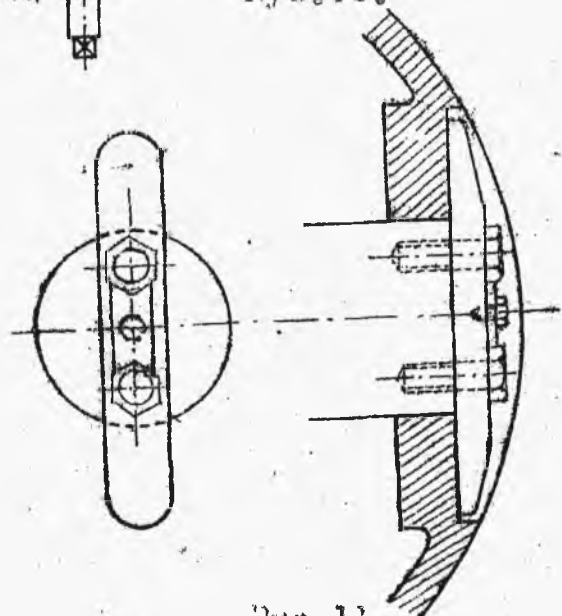
jest czop cylindryczny.

W czopach stopniowych średnicę czopa zmniejsza się przy każdym stopniu o 2 - 5 mm. Czopy stożkowe mają zbieżność  $\frac{1}{20}$ . Są one droższe w wykonaniu niż czopy cylindryczne i stopniowe.

Czop bywa często wydrążonym,  $\varnothing d = 10 - 12 \text{ mm.}$  dla doprowadzenia smaru np. w silnikach pienowych. Kanał łączy się z powierzchnią czopa w krótkich czopach jednym, w długich dwoma otworami.



Rys.10.



Rys.11

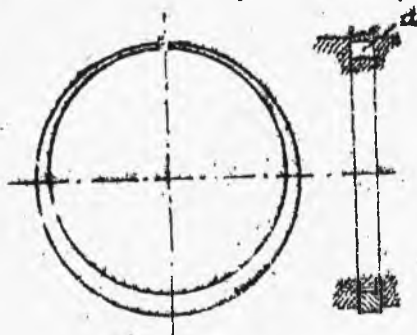
Czop zamocowuje się w mniejszych silnikach przy pomocy śrub zakończonych stożkiem lub śrub wpuszczonych /rys.10/, nadto w celu łatwiejszego utrafienia w otwór ustala się położenie czopa małym

klinem.

W większych silnikach stosuje się jako umocowania specjalne zamki z których jeden wiadać na rysunku 11.

PIERŚCIENIE TŁOKOWE, które służą do uszczelnienia tłoka, są to wazkie pierścienie samospężynujące wpuszczone w odpowiednie kanały tłoka. Pierścieni tych powinno być dużo o małej szerokości wtedy bowiem praca tarcia jest mniejsza.

Pierścienie bywają jednakowej grubości na całym obwodzie, czasem jednak spotyka się pierścienie ekscentryczne, rys.12, mianowicie po środku



rys.12

grubsze, przy rozcięciu zaś cieńsze. Ekscentryczność ta ma na celu wywołanie równomiernego nacisku na ścianki cylindra. Wskutek tego jednak, że wykonanie ich jest znacz-

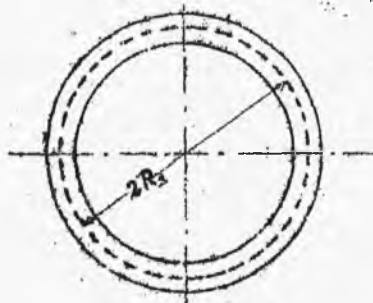
nie droższe i ponieważ zwiększamy jednostronny luz /a/ pomiędzy pierścieniem i ścianką tłoka w kanale, który zapełniając się twardniejącym smarem utrudnia rozszerzanie się i dobre sprężynowanie pierścieni, powodując szybsze zużycie się

ich, konstrukcja ta spotyka się coraz rzadziej. W celu zwiększenia elastyczności pierścieni w tych miejscach gdzie ona jest zbyt małą stosuje się t.zw. hamowanie z wewnątrz, które polega na tem, że naprzeciwko rozcięcia uderza się gęsto specjalnym młotkiem z wewnątrz zmieniając gęstość uderzeń zbliżając się ku rozcięciu. Powoduje to rozszerzenie się materiału pod wpływem uderzeń, a zatem zwiększenie powierzchni.

**OBLICZENIE PIERŚCIENI, rys.13.** Pierścienie oblicza się na podstawie wzorów empirycznych podanych przez Reinhardt /Z.d. V.D.I.1901 r./.

Jeśli średnica wewnętrzna cylindra  $a$  zewnętrzna pierścienia wynosi  $D = 2R$ , promień średni  $R_s = \frac{D-s}{2}$

$a$  dopuszczalne naprężenie na gięcie  $k_g$   $kg/cm^2$   
to z równania:  $\frac{k_g}{s} = \frac{D}{2s} = \sqrt{\frac{k_g}{72 \rho} + 0,5 cm}$



rys.13

można obliczyć grubość pierścienia potrzebną do wytworzenia ciśnienia uszczelniającego  $P$  między cylindrem i pierścieniem, a mianowicie

$$s = \frac{0,5 D}{\sqrt{\frac{k_g}{72 \rho} + 0,5}} \quad cm.$$

Dopuszczalne naprężenie w niebezpiecznym przekroju leżącym naprzeciw rozcięcia przyjmuje się dla żeliwa 800 - 1200 kg/cm ponieważ mamy tu do czynienia z obciążeniem jednostajnym, działającym w jednym tylko zawsze kierunku.

Wpuszczone pierścienie tłokowe są najbardziej narażone przy zakładaniu na blok, co jest możliwe dotąd, dokąd

$$\frac{R_s}{s} = \frac{D - s}{2s} \geq \sqrt{\frac{E}{2,5 kg}}$$

Jeżeli pierścień przy nakładaniu i przy pracy ma podlegać jednakowym naprężeniom to dla

$$E = 800,000 \quad s = R_s = \sqrt{\frac{2,5 kg}{E}} =$$
$$= R_s \cdot \frac{\sqrt{kg}}{560} \text{ cm} \approx \left( \frac{1}{30} D \quad \text{dla małych} \quad \frac{1}{35} D \quad \text{dla dużych} \right)$$

średnic cylindrów.      średnic cylin.

p t.j. siła naprężenia wpuszczonego pierścienia czyli jej nacisk na powierzchni, waha się od 0,25 - 0,5 kg/cm Nacisk ten zależy, jak doświadczenia okazują, do pewnego stopnia od szybkości tłoka, a mianowicie p zmniejsza się wraz z większą szybkością. Przy danych wymiarach

$$p = \frac{kg}{12 \frac{kg}{s^2}} = \frac{kg s^2}{12 R_s^2} \text{ kg/cm}^2$$

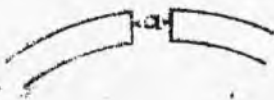
Szerokość pierścienia nie zależy ani od nacisku p ani od naprężenie kg lecz tylko od

ilości pierścieni i waha się

od  $b = 0,75s$  do  $1,5s$

Opólnie dla siln. wybuch. daje się 4 -6 pierścieni, dla wysokoprężnych 6 -8. Wazkie pierścienie w większej ilości lepiej uszczelniają i dlatego szczególnie w siln. wysokopr. daje się wazkie a grube pierścienie, często o przekroju kwadratowym  $b = s$ , dla otrzymania jaknajmniejszego oddziaływania masy na powierzchnię uszczelniającą. Praca tarcia pierścieni jest bardzo duża, ponieważ gazy przedostają się do kanałów i dociskają pierścienie do ścianek cylindra. Szególniej praca tarcia ostatniego pierścienia jest aż trzy razy większa niż pierwszego od czopa i dlatego musi on być doskonale dopasowanym z boków.

Wycięcie pierścieni /rys.14/



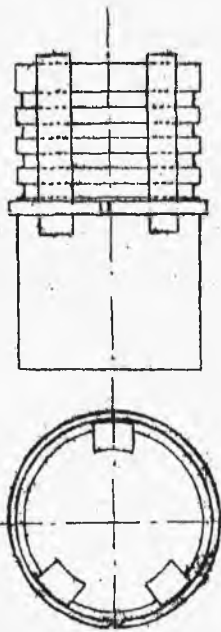
$$a = 9,5 \frac{D-s}{2} \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{kg}{s \cdot E} = 9,5 R_s \frac{\pi kg}{5E}$$

$$= \frac{1}{75} \div \frac{1}{125} D$$

ilość pierścieni  $i \geq \frac{D}{46}$

rys.14 Pierścienie zakłada się przez

górne denko zaczynając od najdalszego t.j. położonego najbliżej czopa tłokowego. Między tłok i pierścien /rys.15/ wkładamy 2 - 3 stalowe blaszki, po których przesuwamy pierścien.



rys.15

Zwyczajnie

Po obróbieniu

$$D_z = D \left(1 + \frac{x}{\pi}\right) + 0,3 \text{ cm}$$

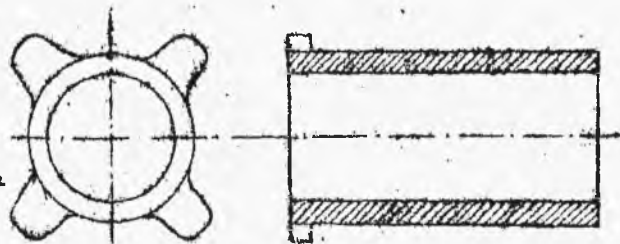
$$D_w = D \left(1 + \frac{x}{\pi}\right) - 2s - 0,3 \text{ cm}$$

aby nie wpadł w pierwszy rowek z brzegu. Przy dużych tłokach gdzie jest wielkie niebezpieczeństwo pęknięcia pierścienia używa się do zakładania specjalnych przyrządów.

**OBROBKA PIERŚCIENI.** Jeżeli wycięcie  $a = xD$  czyli  $x = \frac{a}{D}$  to surowy odlew powinien mieć śred. zew.  $D_z' = D \left(1 + \frac{x}{\pi}\right) + 1 \text{ cm}$

" wewn.  $D_w' = D \left(1 + \frac{x}{\pi}\right) - 2s - 1 \text{ cm}$

$$x = 0,08 - 0,1 D$$



rys.16

Po wycięciu  $a$  średnica zewnętrzna ściśniętego pierścienia

$$D_0 = \frac{D_z \pi - a}{\pi} = D + 0,3 \text{ cm.}$$

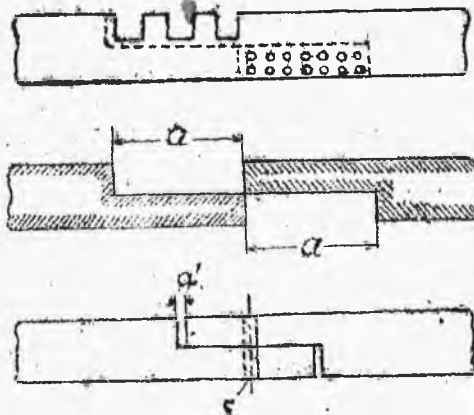
0,3 cm. pozostawia się na ostateczne obtoczenie. Dla dokonania odlewu na pierścienie wykonuje się model w kształcie pierścienia o średnicach  $D_z'$  i  $D_w'$  zaopatrzony w nasy, za pomocą których



można umocować odlew na tokarni /rys.16/.

Sposób obróbki jest następujący:

Po obtoczeniu surowego odlewu według wymiarów podanych powyżej, obcina się poszczególne pierścienie na szerokość dokładnie odpowiadającą ostatecznej szerokości pierścienia tak, że pierścien po nieznaczem oszlifowaniu może być włożony do kanału, przyczem zwyczajnie robi się go o  $0,1 \text{ mm}$  węższym niż szerokość rowka. Następnie wycina się odpowiedni kawałek a



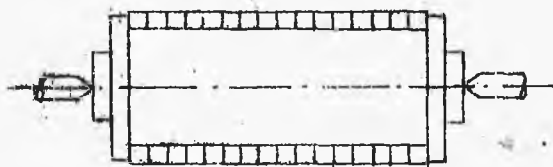
rys.17

za pomocą heblowania, frezowania lub wierceń /rys.17/. Śięnięty pierścień nabiera wskutek tego wyidealnej formy eliptycznej co się wyrównywa w małych pierścieniach pozostawieniem pewnego naddatku na obróbkę, w dużych zaś za pomocą t.zw. hamrowania wewnętrznej powierzchni pierścienia

Dzięki temu zwiększa się również siła naprężenia.

Tak przygotowany pierścien zlutowuje się /przy zwyczajnem, skośnem rozcięciu/ lub łączy się oba końce czopikiem /c/.

Następnie obtacza się albo cały szereg pierścieni



razem, wsadzonych na wałek i ściśniętych /rys. 18/, albo każdy pierścien osobno przymocowuje się

Rys. 18

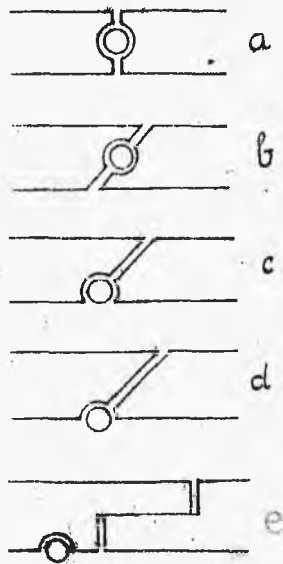
do tarczy, przy czem powinno się toczyć równocześnie kilkoma nożami i po każdym wiorunku przekręcać nieco pierścien aby w ten sposób wyrównać nierówne naprężenia w odlewie. Potem wytacza się je na wymaganą średnicę wewnętrzną, wsadzając pierścienie w specjalną tuleję ściskającą.

W końcu należy wypilować odpowiedni kawałek  $a'$  na rozszerzanie się pierścienia wskutek wzrostu temperatury.

$$a' = 0,006D + 0,0075D$$

W dużych tłokach chłodzonych wodą  $a'$  robi się znacznie mniejsze.

Rozcięcia pierścieni bywają albo proste /fig.a/ albo skośne /fig.b,c,d/, lub też na zakładkę



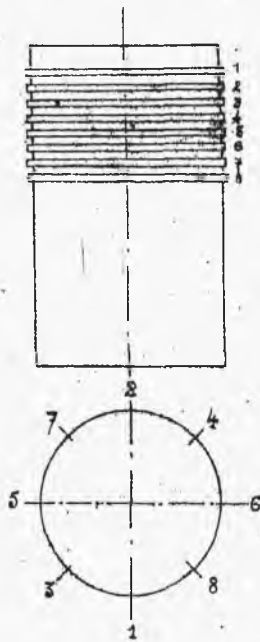
rys.19

/fig.e/, rys.19. Pierwsze nie są praktyczne, ponieważ gazy mają bardzo łatwą drogę do przejścia i pierścienie te uszczelniają nie dobrze; znacznie lepsze pod tym względem są pierścienie o rozcięciu skośnym. Pierścienie z rozcięciem na zakładkę są najlepsze, zapewniają dokładne uszczelnienie

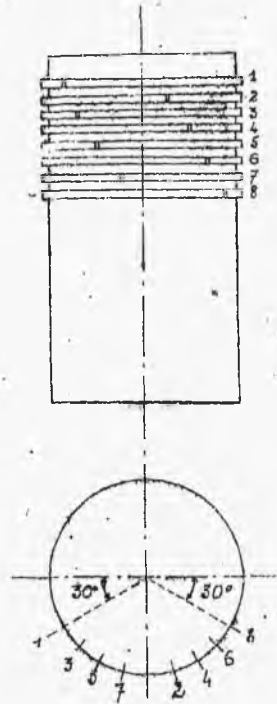
i stosowane typają w silnikach wysoko-  
prężnych i szybkoobrotowych. dają się jednak stosować przy pierścieniach /powyżej 8<sup>m</sup>/m/, w przeciwnym bowiem razie rozcięcie to zanadto osłabia materiał, stają się one zbyt kruche i łatwo ulegają pęknięciu.

Jest ważnem, aby rozcięcia pierścieni nie leżały na jednej prostej, bo wtedy gazy łatwo uciekają na zewnątrz, zmniejszając wysokość sprężenia w cylindrze. Zwyczajnie robi się t.zw. uszczelnienie labiryntowe, które polega na tem, że rozcięcia ustawia się w silnikach pionowych /rys.20/ symetrycznie na obwodzie, w poziomych zaś /rys.21/ w

części dolnej tłoka, (ponieważ tłok swym ciężarem uszczelnia doskonale dolną część cylindra,) tak aby rozcięcia nie następowały w dwu kolejno za sobą pierścieniach

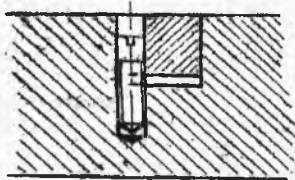


rys. 20



rys. 21

W celu uniemożliwienia przesuwania się pierścieni stosuje się /rys. 22/ albo sztyfciki ustalające /otworu na sztyfcik nie należy przewiercić

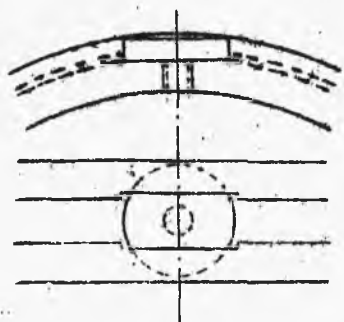


rys. 22

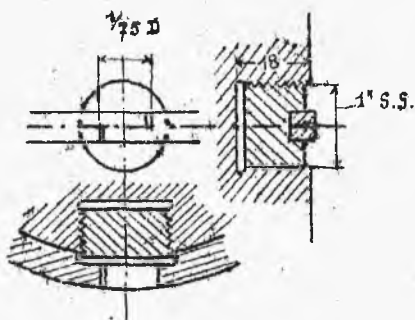
na wylot/, albo specjalne zamki, rys. 23, rys. 24.

Sztyfciki te umieszczają się albo z boku /rys. 19 c/ w ten sposób, że połowa sztyfcika wchodzi w pierścień, druga zaś połowa w

ściankę tłoka, albo też na końcu rozcięcia /r.19c,d/



rys.23



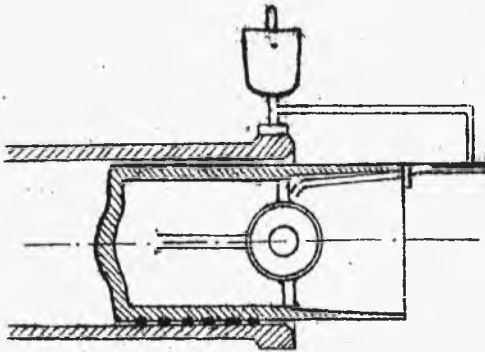
rys.24

Pierścienie winny być zupełnie szczelne, jednak muszą mieć pewną swobodę posuwania się, powinien więc być zachowany pewien luz w kanałach po dokładnem dotarciu pierścieni. Jeżeli kanały zapiekają się, stwardniałym od przepalenia smarem należy przeczyścić je naftą. W razie jeżeli luz jest zbyt duży należy przetoczyć kanały cienkim wiórem zmieniając jednocześnie pierścienie. Raz na 4 -6 tygodni należy tłok przemyć naftą.

#### SMAROWANIE TŁOKÓW I CZOPÓW.

Smarowanie tłoków odbywa się przeważnie pod ciśnieniem /rys.1 tabl.V/. Oliwa jest odprowadzana rurkami i w odpowiedniej chwili wytryskiwana. Rurki są tak umieszczone, aby oliwa dostawała się najwyżej między 2 i 3 pierścieniami, a nigdy ponad tłok. Przy smarowaniu kroplowem doprowadza-

nie oliwy rurkami nie jest celowe, ponieważ rurki zapychają się spieczoną oliwą i smarowa-



rys. 25.

nie wtedy zupełnie ustaje.

Wtryskiwanie oliwy powinno się odbywać

podczas suwu

zasysania, ewen-

tualnie części wydechu t.j. wtedy gdy ciśnienie w cylindrach jest najmniejsze.

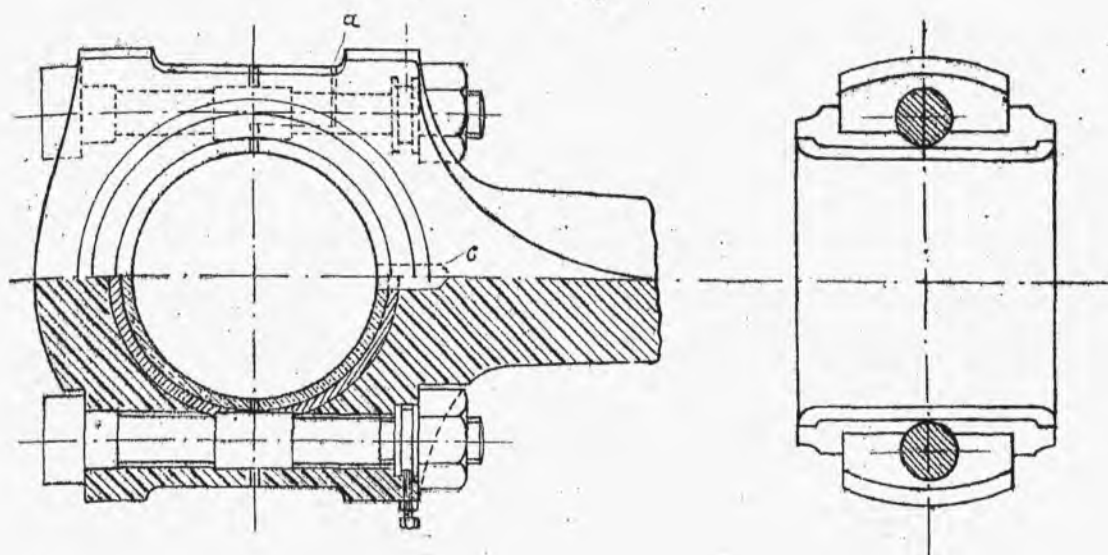
Smarowanie czopa tłokowego odbywa się albo pod ciśnieniem przez otwór c /rys. 1.V/ albo też w mniejszych silnikach sposobem kroplowym, jak pokazano na rys. 25

### K O R B O W Ó D .

Korbowody robi się ze stali zlewnej. Mogą być one przekroju pierścieniowego, całkowicie obrabianego, lub o przekroju  $I H \square$  w których obrabia się tylko łby.

Łeb korbowodu od strony wału korbowego jest zawsze dzielony i jako najczęstszy typ spotykamy t.zw. łeb marynarski rys. 26.





rys. 26

Między obie połówki głowicy wstawia się płytki odpowiedniego przekroju, zwykle jedną miedzianą lub mosiężną grubości 3 mm. i kilka płytek stalowych po  $1/3 - 1/2$  mm.

Pozwala to, przez wyjęcie płytki, po wyrobieniu się panewki, ponownie ją dopasować i dociągnąć bez zamiany na nową.

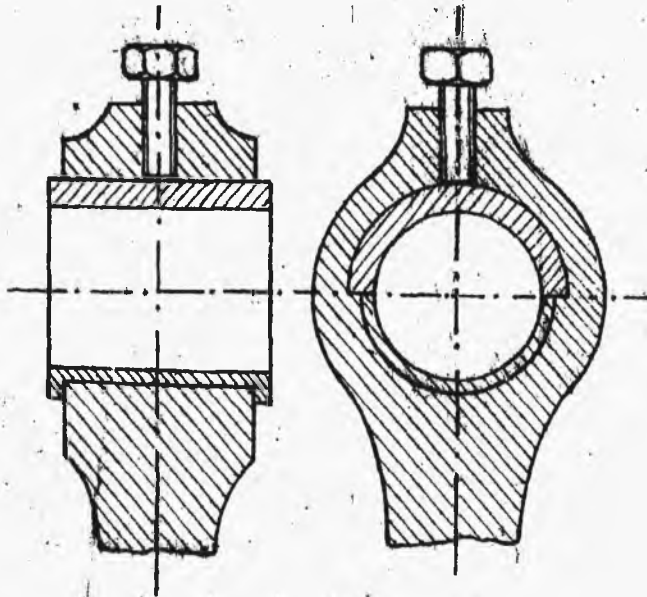
W mniejszych silnikach panewki robi się z brązu, w większych zaś ze stali wylanej białym stopem. Wskazaniem jest ustawianie ówiczka "c"

$\phi = 12 - 16$  mm. / celem unieruchomienia panewki.

Na tymże rysunku kreskami z oznaczeniem a jest pokazana ulepszona konstrukcja łba marynarskiego, mianowicie śruby łączące są wtedy narażone wyłącz-

nie na rozrywanie, gdy w zwyczajnym łbie pracują one od sił mały również na gięcie.

. Łob od strony tłoka jest najczęściej zamknięty niedzielony /rys. 27/ Panewki robi się brązowe i



rys. 27

dociska przy pomocy śruby s, do której dostęp jest bardzo trudny. W większych silnikach czasami robi się łyby tłokowe

dzielone, lecz konstrukcja ta ma tę wadę, że wewnątrz tłoka bardzo trudno dokręcić nakrętki i mało jest miejsca na umieszczenie śrub. Na tabl. 5 rys. 3 jest pokazana inna konstrukcja łyby.

**OBLICZENIE KORBOWODU.**



rys. 28

Korbowod oblicza się według Eulerowskiej formuły na wybieczenie.

$$P_k = \frac{\pi^2 E J}{72 L^2}$$

gdzie E = 2,000,000 dla stali

m współczynnik bezpieczeństwa przyjmuje się 10 - 20


zależnie od prędkości tłoka, a mianowicie im większa prędkość, tem mniejsze  $m$ .

Dla przekroju kołowego  moment bezwładności

$$J = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{wzrost średni przekrój korbowodu.}$$

$$d_s = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot m \cdot P_2 \cdot L^2}{\pi \cdot E \cdot \pi^2}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot m \cdot P_2 \cdot L^2}{\pi \cdot 2,000,000 \cdot 10}} = \sqrt[4]{\frac{m \cdot P_2 \cdot L^2}{7000000}}$$

Przekrój ten znajduje się w odległości  $\frac{1}{5} L$  od łba tłokowego /rys. 28/ i zmniejsza się na 0,75  $d_s$  przy tym łbie, wzrasta zaś odpowiednio w kierunku łba korbowego do 1,1  $d_s$  przy nadaniu korbowodowi kształtu stożkowego.


Dla przekroju prostokątnego  gdzie

$h = (1,7 \div 2) b$ .  $J_{min} = \frac{b^3 h}{12}$  w kierunku pionowym do płaszczyzny ruchu

$$P_2 = \frac{10 \cdot 2000000 \cdot b^3 h}{m \cdot 12 \cdot L^2} \text{ kg.}$$

Dla  $m = 30$  i  $h = 1,85 b$

$$P_2 = 160,000 \frac{b^4}{L^2} \text{ kg} \quad b = \sqrt[4]{\frac{P_2 \cdot L^2}{150000}} \text{ cm.}$$

Dla przekroja   $J_{max} = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$ ; należy jeszcze skontrolować

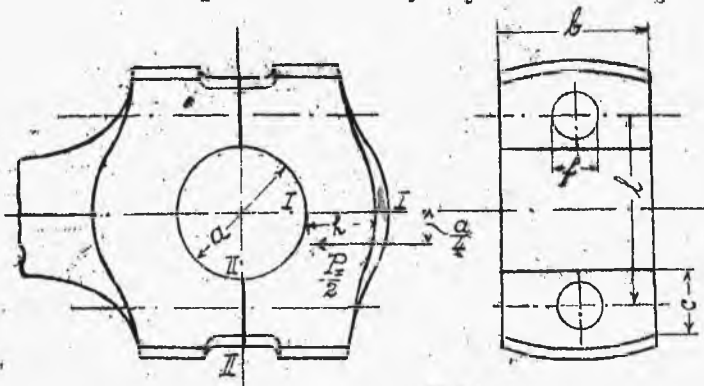
$$J_{min} = \frac{(H-h)B^3 + h(B-b)^3}{12} \quad \text{dla } \text{H}$$

Dla silników wolnobiętnych ze względu na oszczędność materiału, jest brany przekrój kołowy, zaś dla silników szybkobieżnych, gdzie odgrywają poważną rolę siły bezwładności mas zginające korbowód,

najlepiej jest używać przekroju I.

Długość panewek jest zależna od długości czopów tłokowych. Należy pamiętać, że termiczny współczynnik rozszerzalności materiału z którego są zrobione panewki /brąz, biały metal/ jest większy niż u czopa /stal/ i dlatego długość panewek powinna być przynajmniej o  $1/2\%$  mniejsza niż swobodna długość czopa.

ŚRUBY powinny być liczone bardzo ostrożnie i wykonane z pierwszorzędných materiałów.



rys. 29

Podlegają one działaniu sił bezwładności mas przyspieszenia i opóźnienia ( $P_p$ )

$$P_p = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p \quad \text{gdzie } d \text{ średnica tłoka i}$$

$p = 5 \text{ kg/cm}^2$  dla siln. wybuchowych

$p = 7 - 8 \text{ "}$  " wysokoprężnych

Przy obliczeniu średnicy śruby  $f$  przyjmujemy, że panewka dolega na całej długości do czopa, w przeciwnym bowiem razie powstają bardzo niebezpieczne uderzenia.

Grubość  $h$  zewnętrznej połowy łba w przekroju

I - I /rys.29/ obliczamy z momentu gnącego

$$M_g = \frac{P}{2} \cdot \left( \frac{l}{2} - \frac{a}{4} \right) \quad W = \frac{b \cdot h^3}{6}$$

$$k_g = \frac{M_g}{W} < 600 \text{ kg/cm}^2$$

Naprężenie rozrywające  $k_r$  w przekroju II - II obliczamy

$$k_r = \frac{0,5 \cdot P}{c \cdot b - \frac{\pi \cdot d^2 \cdot i}{4}} \quad \text{gdzie } i \text{ ilość śrub}$$

Srednicę śruby obliczamy na rozrywanie

$$k_r = i \frac{P}{\pi \cdot d^2}$$

gdzie  $k_r < 250 \div 300 \text{ kg/cm}^2$

dla żel.zlew.

i  $k_r < 300 \div 400 \text{ kg/cm}^2$

dla stali

W głowicach zamkniętych

$$k_r = \frac{0,5 \cdot P}{c \cdot b}$$

W obliczeniu śruby należy wziąć, że do ślasy



przyspieszenia

$P_p$  dochodzi

jeszcze siła

osiowa odśro-

kowa, wywoł-

rys.30

jące głębie, oraz znaczne naprężenia początkowe,

z jakimi się śruby dociąga. Przy wyłączaniu śrub

/rys.30/ należy zwrócić uwagę, aby w miejscach,

gdzie się zmieniają przekroje, były zaokrąglone.

o dużym przekroju aby śruba miała ten sam przekrój co i otwór na śrubę i żeby żadnego luzu nie było. Gwint powinien być możliwie drobny, bo wtedy rdzeń jest grubszy i łatwiej go dokręcić. Czopik ustalający /c rys.30/ daje się zawsze z zewnątrz głowy, gdyż nie powinien osłabiać przekroju.

Śrub w łbie korbowym bywa zawsze tylko 2; w łbie tłokowym niekiedy 4 ze względu na brak miejsca w tłoku na duży łeb korbowy, który jest większych rozmiarów przy 2 śrubach, jednakże wtedy powstaje trudność równomiernego dokręcania wszystkich śrub. Jako nakrętkę używa się nakrętki Penna z zabezpieczeniem pierścieniowem, lub śrubką.

Materiałem na śruby bywa stal nikielowa lub żelazo zlewne w dobrym gatunku, które posiada tę wyższość nad stalą, że nie staje się kruchem przy nagłym ochłodzeniu, co może nastąpić przy zagrzananiu się panewek.

Przy wykonaniu śrub trzeba się trzymać następujących reguł:

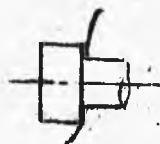
1/ Śrub korbowych nie należy kuć, a tylko toczyć z pełnego materiału. Żelazo pod młotem traci na wartości i staje się mniej pewnem.

2/ Przejścia pomiędzy łbem i śrubą należy robić



bardzo łagodne z płaskimi zaokrągleniami. Ostatni zwój gwintu powinien być płaski i nie ostry.

3/ Śruba powinna być ściśle dopasowana do otworu i zabezpieczona od obracania się. Nie winien ściśle dolegać do powierzchni korbowodu, gdyż ina-



rys.31

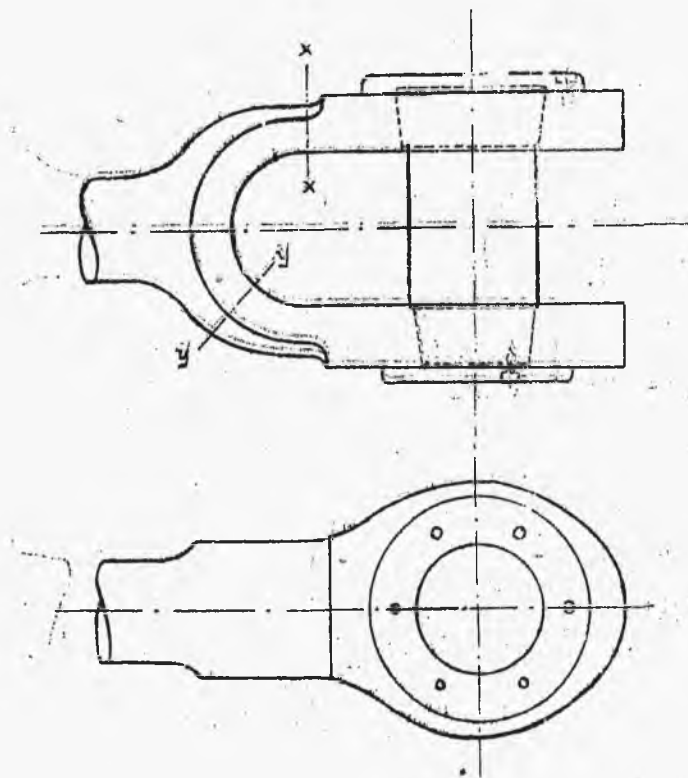
czej powstałby niebezpieczny moment gnący /rys.31/.

4/ Należy dociągać śruby bardzo ostrożnie i wszystkie równomiernie /z dużym naciskiem i wprawą/. Przeciągnięcie jednej śruby może wywołać zgubne wypadki.

5/ Ze względu na poprzednie, należy dawać przekładki z blachy nie tylko między panewki ale także między obie połówki łba.

6/ Każde zapieczenie się czopa jest niebezpieczne dla śrub, gdyż panewki znacznie silniej się rozszerzają niż śruby i może być uważane za próbę na rozzerwanie dla śrub.

Na rys. 2 tabl.V jest pokazana konstrukcja łba korbowodu, pozwalająca zmieniać jego długość a temsamem i objętość przestrzeni dawkowej. Głowica jest dzielona i można wstawić i wyjmować szereg płytek 1,2,3. Korbowód ten nie nadaje się do dużych obrotów z powodu ciężkiego łba, oraz długich śrub.



W wielkich silnikach z krzyżulcem, korbowody mają jeden lub widlasty, jak pokazano na rys. 32. Niebezpieczne przekroje są x - x, y - y.

WAŁ  
-----  
KORBOWY.  
-----

Jako materiał

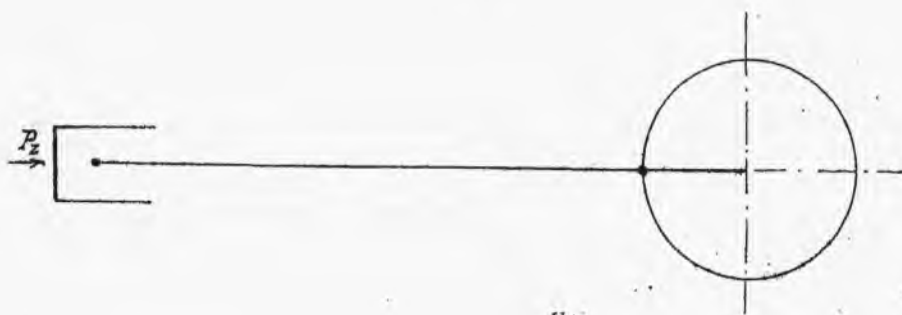
stosuje się

rys. 32

stal martenowską lub tyglową o wytrzymałości 5000  $\text{kg/cm}^2$  i 22 - 25 % rozciągliwości. Dla silników wysokopiętnych używa się stal chromoniklową o 10000  $\text{kg/cm}^2$  wytrzymałości i 12 - 15 % rozciągliwości.

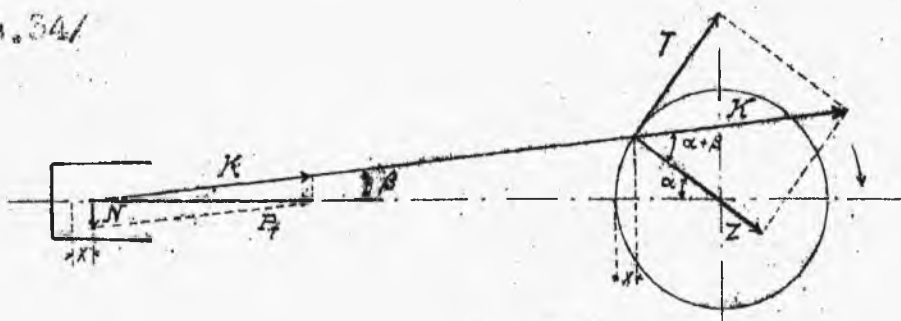
Dozwolone naprężenie 800  $\text{kg/cm}^2$  przy pierwszorzędnym materiale i dobrym rozkładzie sił - 1000  $\text{kg/cm}^2$

Przy obliczaniu wału trzeba uwzględnić 2 krytyczne momenty, w których naprężenia są maksymalne: punkt zwrotny, w którym mamy do czynienia z maksymal-



rys.33

na siłę  $F$  czyli  $P_z$  /rys.33/, oraz położenie w którym siła styczna jest największa t.j.  $P_T$  i  $T_{max}$ . /rys.34/



rys.34

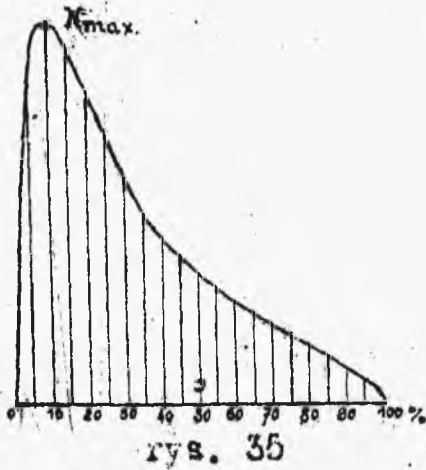
Siła  $P_T$  powstająca od ciśnienia gazów na tłok, wywołuje nacisk normalny na ścianki cylindra

$$N = P_T \operatorname{tg} \beta \quad \text{dla } \beta = 6^\circ \quad \operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} 6^\circ \approx 0,1$$

$$N_{max} = 0,1 P_z$$

Siła  $N$  rośnie i maleje w silniku wysokoprężnym jak pokazano na wykresie /rys.35/ i osiąga maksimum przy 10 % skoku tłoka. W wykresie tym nie są uwzględnione siły przyspieszeń mas.

Siła działająca wzdłuż korbowodu  $K = \frac{P_T}{\cos \beta}$  dla używanych długości korbowodu można przyjąć, że  $K \approx P_T$



Sila obwodowa, której wykres jest pokazany na rys. 36.

$$T = K \cos [90 - (\alpha + \beta)] \\ = \frac{P_t}{\cos \beta} \cdot \sin (\alpha + \beta)$$

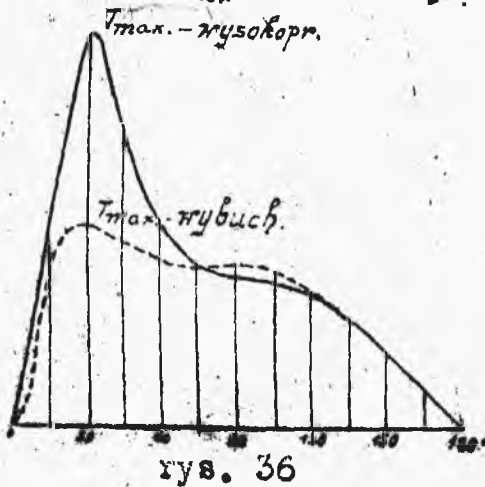
W silnikach wysokoprężnych

Dla  $\alpha = 35^\circ$  i  $\beta = 6^\circ$

otrzymujemy

$$T_{max} = P_t \cdot \frac{\sin (35 + 6)}{\cos 6} = 0,66 P_t$$

a zatem  $T_{max} = 0,66 P_t$ .



Nacisk na czop wału

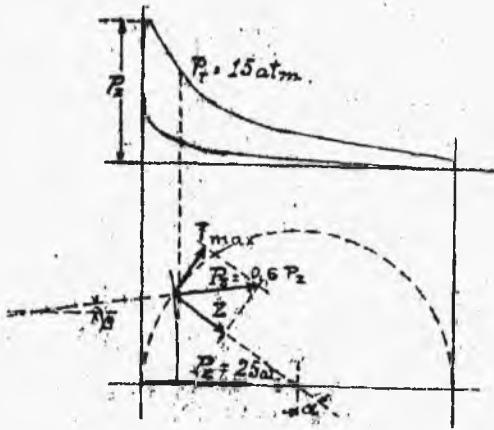
$$Z = \frac{P_t}{\cos \beta} \cdot \cos (\alpha + \beta) \\ = K \cdot \cos (\alpha + \beta)$$

dla  $\alpha = 35^\circ$ ,  $\beta = 6^\circ$

$$\frac{\cos (35 + 6)}{\cos 6} = 0,75$$

$$Z = 0,75 P_t$$

Jak widać na rys. 37 i rys. 38 dla silnika wybuchowego i wysokoprężnego, zależność siły  $P_t$  w chwili największego momentu obrotowego na wale od siły  $P_z$  w chwili zapłonu, jest następująca.



rys. 37

Dla siln. wybuch.

$$P_1 = p_1 \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

$$P_2 = p_2 \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{p_1}{p_2} = \frac{15}{25} \approx 0,65$$

$$P_1 = 0,65 \cdot P_2$$

A więc dla siln. wybuch.  $T_{max} = 0,66 P_1 = 0,66 \cdot 0,65 P_2 = 0,43 P_2$

" " wysopr.  $T_{max} = 0,66 P_1 = 0,66 \cdot 0,88 P_2 = 0,58 P_2$

Siła dośrodkowa, oddziałująca na łożyska

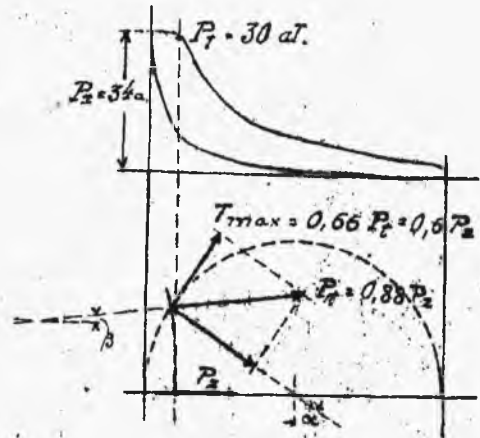
dla siln. wybuch.  $Z = 0,75 \cdot 0,6 P_2 = 0,45 P_2$

" " wysopr.  $Z = 0,75 \cdot 0,88 P_2 = 0,66 P_2$

OBLICZENIE WAŁÓW WYKORBIONYCH.

a/ Obliczenie odporów w zwrrotnym punkcie od siły  $P_2$   
/silniki poziome/.

Rozróżniamy 3 typy w zależności od ilości i usta-

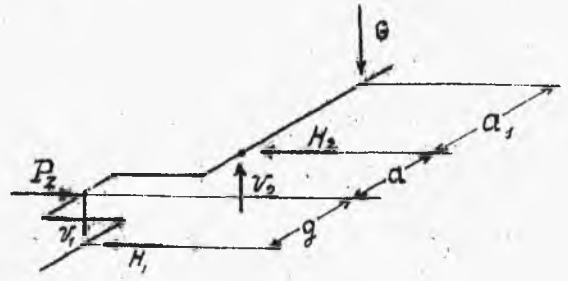
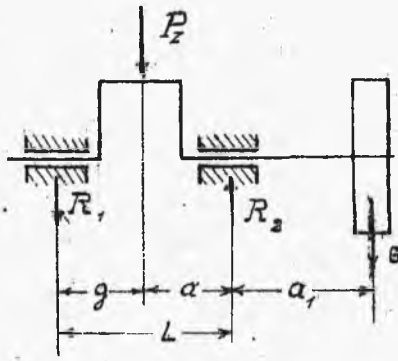


rys. 38

Dla siln. wysokoprężnego.

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{p_1}{p_2} = \frac{30}{34} \approx 0,88$$

$$P_1 = 0,88 P_2$$



rys. 39

wienia, koła zamachowego.

I. Jest to typ normalny dla małych silników. Jedno koło rozrachowane ustawione z jednego końca wału /rys.39

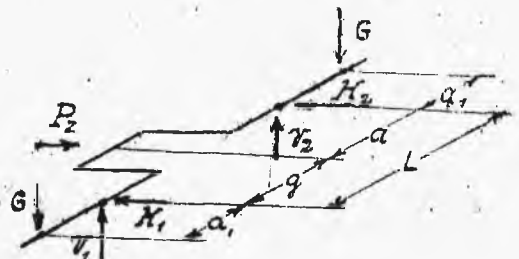
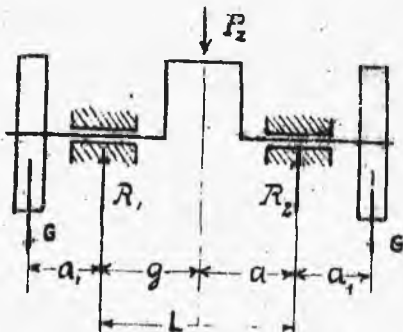
Reakcje łożysk obliczamy przyjmując  $a = g, L = 2a$

$$\left. \begin{aligned} H_1 &= P_2 \cdot \frac{a}{L} = \frac{P_2}{2} \\ H_2 &= P_2 \cdot \frac{g}{L} = \frac{P_2}{2} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{od} \\ \text{siły} \\ P_2 \end{array}$$

$$\left. \begin{aligned} V_1 &= G \cdot \frac{a_1}{L} \\ V_2 &= G \cdot \frac{a_1 + L}{L} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{od} \\ \text{siły} \\ G \end{array}$$

$$R_1 = \sqrt{H_1^2 + V_1^2} \quad R_2 = \sqrt{H_2^2 + V_2^2}$$

II. Silniki z 2 kołami rozrachowanymi /rys.40/.



rys. 40



$$H_1 = P_2 \frac{a}{L} = \frac{P_2}{2}$$

$$V_1 = S \frac{L+a}{L} - S \frac{a}{L} = S$$

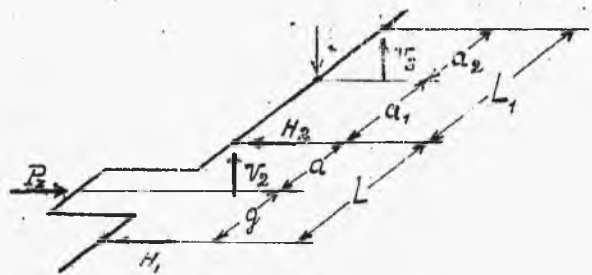
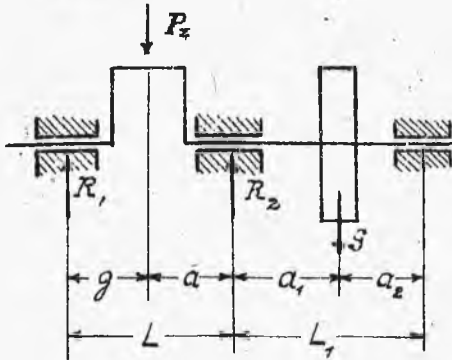
$$H_2 = P_2 \frac{g}{L} = \frac{P_2}{2}$$

$$V_2 = S \frac{L+a}{L} - S \frac{a}{L} = S$$

$$R_1 = \sqrt{H_1^2 + V_1^2}$$

$$R_2 = \sqrt{H_2^2 + V_2^2}$$

III. Silniki większej mocy z 3 łożyskami /rys.41/.



rys. 41

$$H_1 = P_2 \frac{a}{L} = \frac{P_2}{2}$$

$$V_1 = 0$$

$$V_2 = S \frac{a_2}{L_1}$$

$$H_2 = P_2 \frac{g}{L} = \frac{P_2}{2}$$

$$V_3 = S \frac{a_1}{L_1}$$

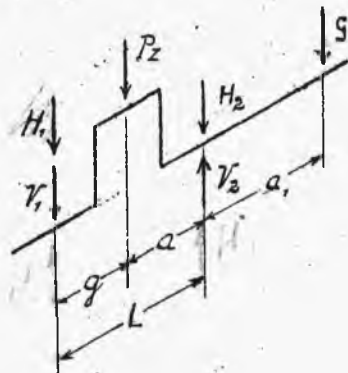
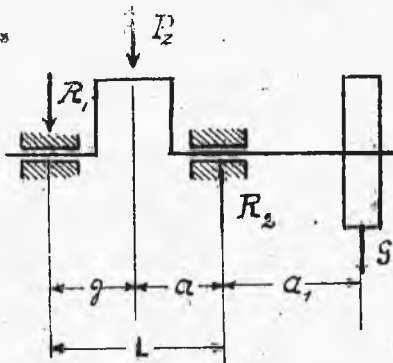
$$R_1 = H_1$$

$$R_2 = \sqrt{H_2^2 + V_2^2}$$

$$R_3 = V_3$$

b/ podobnie dla silników pionowych.

IV.



rys. 42

$$H_1 = P_2 \cdot \frac{a}{L} = \frac{P_2}{2}$$

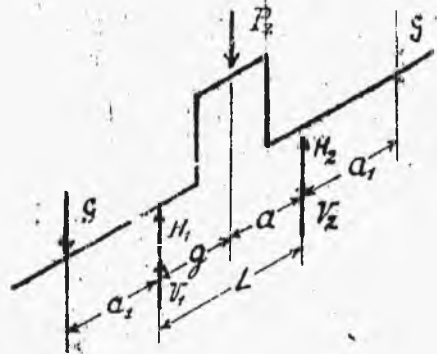
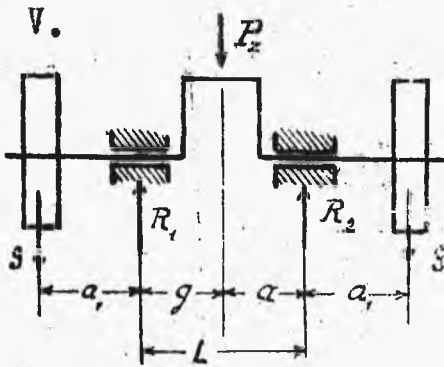
$$H_2 = P_2 \cdot \frac{g}{L} = \frac{P_2}{2}$$

$$R_1 = H_1 + V_1$$

$$V_1 = -S \frac{a_1}{L}$$

$$V_2 = S \frac{a_1 + L}{L}$$

$$R_2 = H_2 + V_2$$



rys. 43

$$H_1 = P_2 \frac{a}{L} = \frac{P_2}{2}$$

$$H_2 = P_2 \frac{g}{L} = \frac{P_2}{2}$$

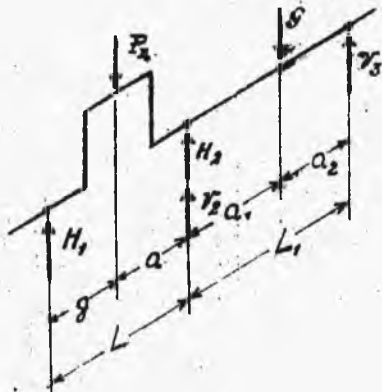
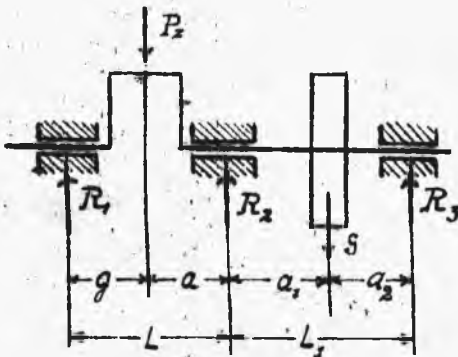
$$R_1 = H_1 + V_1$$

$$V_1 = -S \frac{a_1}{L}$$

$$V_2 = S \frac{L + a_1}{L} - S \frac{a_1}{L} = S$$

$$R_2 = H_2 + V_2$$

V1.



rys. 44

$$H_1 = P_2 \frac{a}{L} = \frac{P_2}{2}$$

$$H_2 = P_2 \frac{g}{L} = \frac{P_2}{2}$$

$$V_1 = 0$$

$$V_2 = S \frac{a_2}{L_1}$$

$$V_3 = S \frac{a_1}{L_1}$$

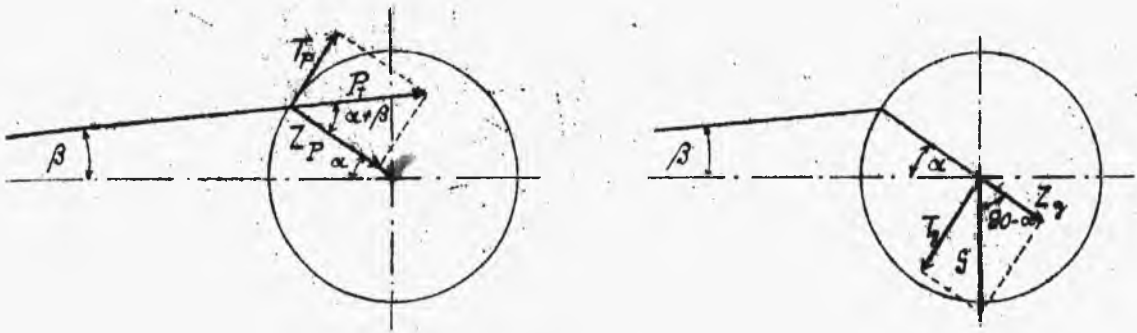
$$R_1 = H_1 \quad R_2 = H_2 + \sqrt{V_2} \quad R_3 = \sqrt{V_3}$$

Obliczenie odporów łożysk dla wypadku, gdy otrzymujemy największy moment skrecający, przy  $\alpha = 35^\circ$

$\beta = 6^\circ$ ; (dokładniej dla siln. wybuch.  $\alpha = 36^\circ, \beta = 6,5^\circ$

dla wysokopr.  $\alpha = 34^\circ, \beta = 6,3^\circ$

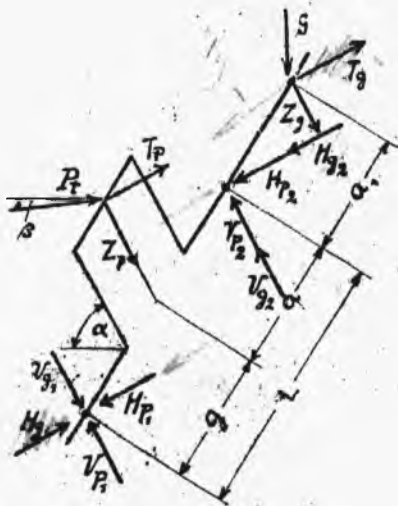
a/ Silniki poziome /rys. 45 i 46/



rys. 45 i 46

$$Z_p = P_T \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad Z_g = S \sin \alpha$$

$$T_p = P_T \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad T_g = S \cos \alpha$$



$$V_{p1} = Z_p \frac{\alpha}{L} = \frac{Z_p}{2}$$

$$V_{p2} = Z_p \frac{g}{L} = \frac{Z_p}{2}$$

$$V_{g1} = -Z_g \frac{a_1}{L}$$

$$V_{g2} = Z_g \frac{a_1 + L}{L}$$

rys. 47

Wypadkowa dla sił pionowych

$$N_1 = V_{p_1} + V_{g_1}$$

$$H_{p_1} = T_p \cdot \frac{a}{L} = \frac{T_p}{2}$$

$$H_{p_2} = T_p \cdot \frac{g}{L} = \frac{T_p}{2}$$

$$N_2 = V_{p_2} + V_{g_2}$$

$$H_{g_1} = -T_g \frac{a_1}{L}$$

$$H_{g_2} = T_g \frac{a_1 + L}{L}$$

Wypadkowa sił poziomych

$$K_1 = H_{p_1} + H_{g_1}$$

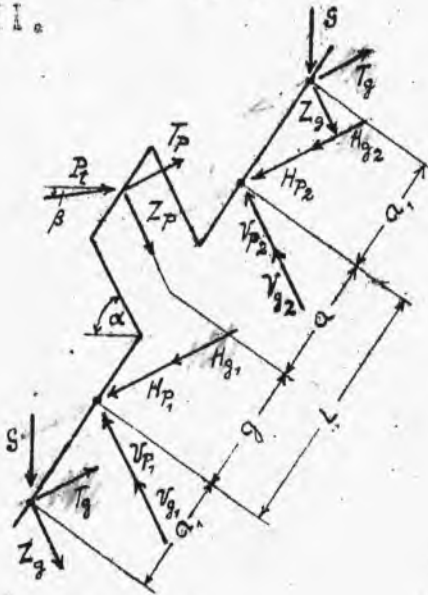
$$K_2 = H_{p_2} + H_{g_2}$$

Reakcje łożysk

$$Q_1 = \sqrt{N_1^2 + K_1^2}$$

$$Q_2 = \sqrt{N_2^2 + K_2^2}$$

II.



rys. 48

$$H_{p_1} = T_p \frac{a}{L} = \frac{T_p}{2}$$

$$H_{g_1} = T_g \frac{a_1 + L}{L} - T_g \frac{a_1}{L} = T_g$$

$$H_{p_2} = T_p \frac{g}{L} = \frac{T_p}{2}$$

$$H_{g_2} = T_g \frac{a_1 + L}{L} - T_g \frac{a_1}{L} = T_g$$

Wypadkowa sił pionowych

$$K_1 = H_{p_1} + H_{g_1}$$

$$K_2 = H_{p_2} + H_{g_2}$$

Wypadkowa sił pionowych

$$N_1 = V_{p_1} + V_{g_1} \quad N_2 = V_{p_2} + V_{g_2}$$

$$V_{p_1} = Z_p \frac{a}{L} = \frac{Z_p}{2}$$

$$V_{p_2} = Z_p \frac{g}{L} = \frac{Z_p}{2}$$

$$V_{g_1} = Z_g \frac{a_1 + L}{L} - Z_g \frac{a_1}{L} = Z_g$$

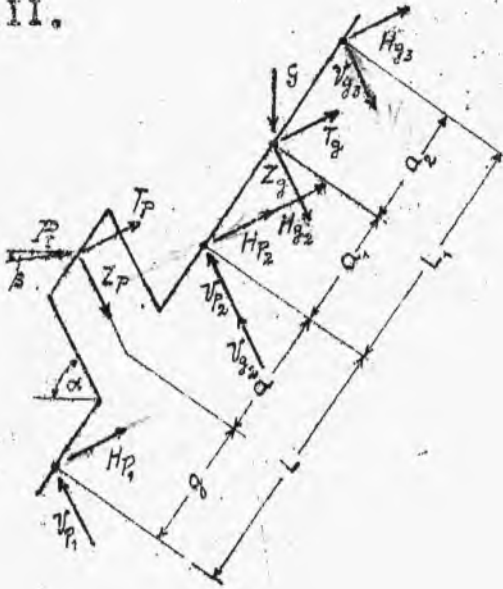
$$V_{g_2} = Z_g \frac{a_1 + L}{L} - Z_g \frac{a_1}{L} = Z_g$$

Reakcje łożysk

$$O_1 = \sqrt{N_1^2 + K_1^2}$$

$$O_2 = \sqrt{N_2^2 + K_2^2}$$

III.



$$V_{P1} = Z_P \frac{a}{L} = \frac{Z_P}{2}$$

$$V_{P2} = Z_P \frac{a}{L} = \frac{Z_P}{2}$$

$$V_{g1} = 0$$

$$V_{g2} = Z_g \frac{a_2}{L}$$

$$V_{g3} = Z_g \frac{a_1}{L}$$

$$N_1 = V_P$$

$$N_2 = V_{P2} + V_{g2}$$

$$N_3 = V_{g3}$$

$$H_{P1} = T_P \frac{a}{L} = \frac{T_P}{2}$$

$$H_{P2} = T_P \frac{a}{L} = \frac{T_P}{2}$$

$$H_{g1} = 0$$

$$K_1 = H_{P1}$$

$$O_1 = \sqrt{N_1^2 + K_1^2}$$

$$H_{g2} = T_g \frac{a_2}{L}$$

$$K_2 = H_{P2} + H_{g2}$$

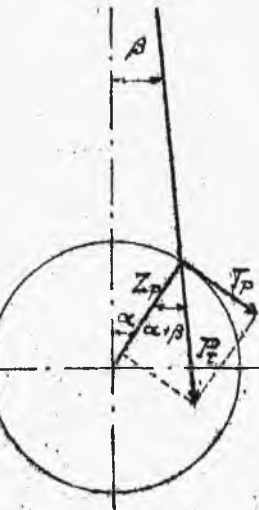
$$O_2 = \sqrt{N_2^2 + K_2^2}$$

$$H_{g3} = T_g \frac{a_1}{L}$$

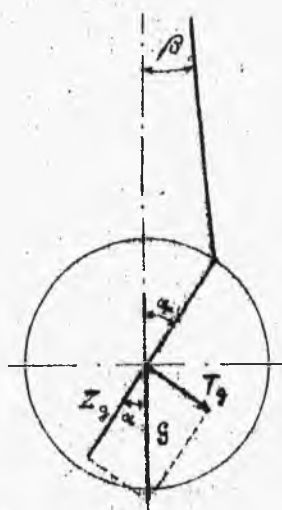
$$K_3 = H_{g3}$$

$$O_3 = \sqrt{N_3^2 + K_3^2}$$

6/ Silniki prądowe /rys. 40 i 51/.



rys. 50

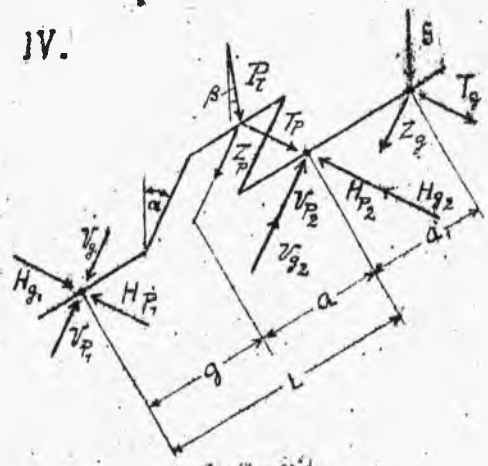


rys. 51

$$Z_p = P_r \cos(\alpha + \beta)$$

$$T_p = P_r \sin(\alpha + \beta)$$

IV.



rys. 52

$$H_{p1} = T_p \frac{a}{L} = \frac{T_p}{2}$$

$$H_{p2} = T_p \frac{g}{L} = \frac{T_p}{2}$$

$$K_1 = H_{p1} + H_{g1}$$

$$O_1 = \sqrt{N_1^2 + K_1^2}$$

$$Z_g = S \cos \alpha$$

$$T_g = S \sin \alpha$$

$$V_{p1} = Z_p \frac{a}{L} = \frac{Z_p}{2}$$

$$V_{p2} = Z_p \frac{g}{L} = \frac{Z_p}{2}$$

$$V_{g1} = -Z_g \frac{a}{L}$$

$$V_{g2} = Z_g \frac{a+L}{L}$$

$$N_1 = V_{p1} + V_{g1}$$

$$N_2 = V_{p2} + V_{g2}$$

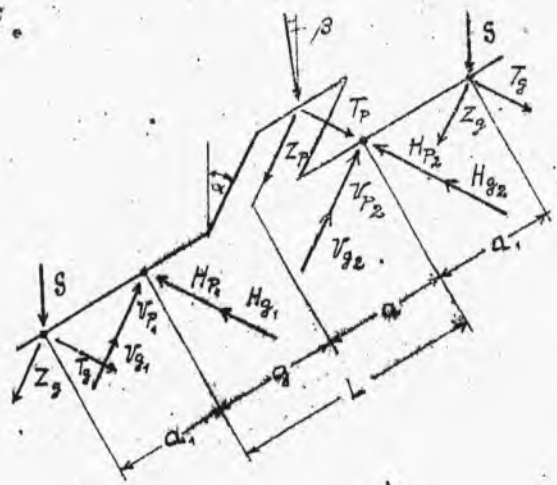
$$H_{g1} = -T_g \frac{a}{L}$$

$$H_{g2} = T_g \frac{a+L}{L}$$

$$K_2 = H_{p2} + H_{g2}$$

$$O_2 = \sqrt{N_2^2 + K_2^2}$$

V.



rys. 53

$$H_{p1} = T_p \frac{a}{L} = \frac{T_p}{2}$$

$$H_{p2} = T_p \frac{g}{L} = \frac{T_p}{2}$$

$$H_{g1} = T_g \frac{a+L}{L} - T_g \frac{a}{L} = T_g$$

$$H_{g2} = T_g \frac{a+L}{L} - T_g \frac{a}{L} = T_g$$

$$V_{p1} = Z_p \frac{a}{L} = \frac{Z_p}{2}$$

$$V_{p2} = Z_p \frac{g}{L} = \frac{Z_p}{2}$$

$$V_{g1} = Z_g = \frac{a+L}{L} \cdot T_g \frac{a}{L} = T_g$$

$$V_{g2} = Z_g \frac{a+L}{L} - T_g \frac{a}{L} = T_g$$

$$N_1 = V_{p1} + V_{g1}$$

$$N_2 = V_{p2} + V_{g2}$$

$$N_3 = T_{g3}$$

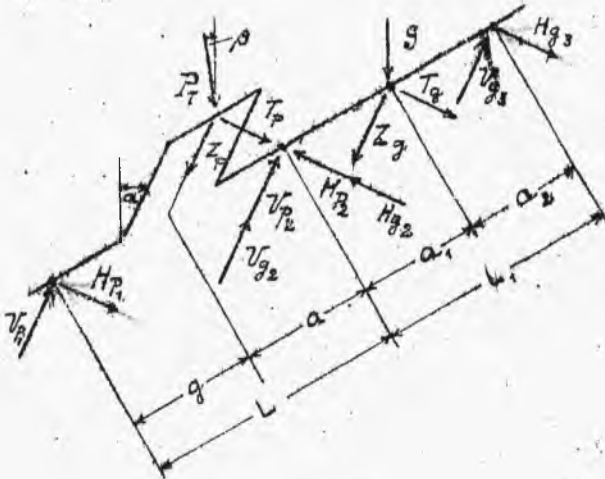
$$K_1 = H_{p_1} + H_{g_1}$$

$$K_2 = H_{p_2} + H_{g_2}$$

$$Q_1 = \sqrt{N_1^2 + K_1^2}$$

$$Q_2 = \sqrt{N_2^2 + K_2^2}$$

VI.



rys. 54

$$H_{p_1} = T_p \frac{a}{L} = \frac{T_p}{2}$$

$$H_{g_1} = 0$$

$$H_{p_2} = T_p \frac{a}{L} = \frac{T_p}{2}$$

$$H_{g_2} = T_g \frac{a_2}{L_1}$$

$$H_{g_3} = T_g \frac{a_3}{L_1}$$

$$K_1 = H_{p_1}$$

$$K_2 = H_{p_2} + H_{g_2}$$

$$K_3 = H_{g_3}$$

$$Q_1 = \sqrt{N_1^2 + K_1^2}$$

$$Q_2 = \sqrt{N_2^2 + K_2^2}$$

$$Q_3 = \sqrt{N_3^2 + K_3^2}$$

$$\sin \alpha = \sin 35^\circ = 0,57$$

$$\cos \alpha = 0,82$$

$$\sin(\alpha + \beta) = \sin 41^\circ = 0,66$$

$$\cos(\alpha + \beta) = 0,75$$

$$\cos 6^\circ = 0,99$$

$$V_{p_1} = Z_p \frac{a}{L} = \frac{Z_p}{2}$$

$$V_{p_2} = Z_p \frac{a}{L} = \frac{Z_p}{2}$$

$$V_{g_1} = 0$$

$$V_{g_2} = Z_g \frac{a_2}{L_1}$$

$$V_{g_3} = Z_g \frac{a_3}{L_1}$$

$$N_1 = V_{p_1}$$

$$N_2 = V_{p_2} + V_{g_2}$$

$$N_3 = V_{g_3}$$

Jak widać z powyższego, do obliczenia czopa korbowego, oraz ramion wału, są miarodajne te siły, które działają w punkcie zwrotnym /zapłon/, gdyż

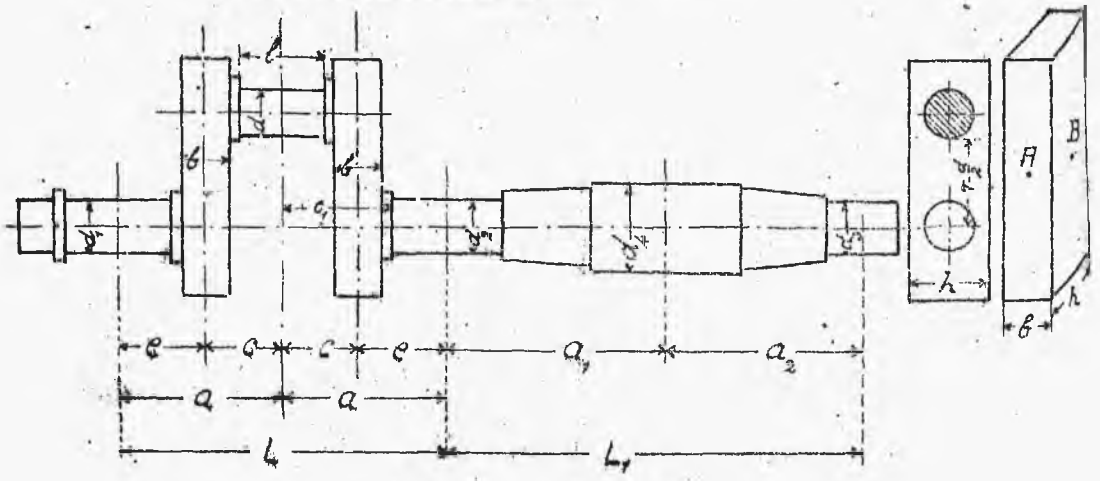


wtedy otrzymujemy największe naprężenie na gięcie i tylko dla głównych łożysk mierzonym jest położenie wału pod  $35^\circ$  t.j. wtedy, kiedy moment skręcający jest największy.

Jasnym jest, że moment gnący na ramieniu  $\frac{L}{2}$  wskutek działania siły  $P_2$  jest większy niż moment skręcający od siły  $T_{max} = 0,4P_2$  na ramieniu  $r < \frac{L}{2}$

Przy większych silnikach wskazaniem jest jednak przeliczyć ramiona i w położeniu największego skręcenia ( $\alpha = 35^\circ$ ), szczególnie zaś jeżeli koło zamachowe nie jest podparte w 3 łożyskach.

OBLICZENIE KORBY W MOMENCIE ZAPŁONU t.j. W  
 .....  
 PUNKCIE ZWROTNYM. /rys. 35/  
 .....



rys. 35

Jeżeli B oznacza średnicę cylindra, to

$\cdot (1,8 \div 2 \div 2,3) D$        $a_1 = (0,5 \div 0,75) L$

$L_1 \approx 1,5 L$  - typ elektryczny /koło zamachowe, równocześnie i pasowe/

$L_1 \approx (2 \div 3) L$  - typ przemysłowy /osobno koło zamachowe i koło pasowe./

$b \approx 0,75 d$  } o ile mamy do czynienia z wiszącym  
 $k = (1,8 - 2) b$  } kołem zamachowym

$b = (0,6 - 0,7) d$  } o ile mamy do czynienia z 3-ciem.  
 $k = (1,25 \div 1,3) d$  } kołyskiem

### I. CZOP KORBOWY.

A. Dla silników bez zewnętrznego kołyska.

wyp. /1, 2, 4, 5A

Występują dwa momenty gnące:

$M_{g_1}$  od siły  $P_2$

$M_{g_2}$  od siły ciężkości koła rozrachowanego

$$M_{g_2} = R_2 g = R_2 \frac{L}{2}$$

$M_{g_2} = \sqrt{\frac{L}{2}}$  jest to składowa tak mała, gdyż wynosi około 2%  $M_{g_1}$  ze można ją nawet opuścić.

$$M_g = \sqrt{M_{g_1}^2 + M_{g_2}^2}$$

Moment skrecający

$$M_o = Y_1 r$$

$$M_2 = 0,35 M_g + 0,65 \sqrt{M_{g_1}^2 + \alpha_1 M_1^2}$$

$$\alpha_1 = \frac{k_g}{1,3 k}$$

dla dobrej stali  $k_g = 900 \text{ kg/cm}^2$

$$\alpha_0 = \frac{900}{1,3 \cdot 700} \approx 1 \quad k_0 = 700 \text{ kg/cm}^2$$

Wtedy  $k_2 = \frac{M_2}{W} \text{ kg/cm}^2$  gdzie  $W = 0,1 \text{ dl}^3$

więc  $k_2 = \frac{10 \cdot M_2}{\text{dl}^3} \text{ kg/cm}^2$

W praktyce jednak wystarczy przeliczyć czop tylko na gięcie i to nawet nie uwzględniając momentu gnącego od siły  $V$ , a tylko należy brać siłę  $H_1 = \frac{P}{2}$  również nie uwzględnia się momentu skręcającego.

B. Dla silników z zewnętrznym łożyskiem  $V_1 = 0$

$$M_g = R_1 g = H_1 g = \frac{P}{2} \cdot \frac{L}{2} = P \frac{L}{4} \text{ kgcm}$$

$$W = 0,1 \text{ dl}^3 \quad k_g = \frac{M_g}{W} = \frac{P L}{4 \cdot W} = \frac{P \cdot L \cdot 10}{4 \text{ dl}^3} = \frac{2,5 \cdot P \cdot L}{\text{dl}^3} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$k_g = 1000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{dl} = \sqrt[3]{\frac{2,5 \cdot P \cdot L}{1000}} = \sqrt[3]{\frac{P \cdot L}{400}} \text{ cm.}$$

Dla silników wybuchowych

$$L = 2D \quad p_2 = 25 \text{ kg/cm}^2 \quad P_2 = \frac{25 \cdot \pi \cdot D^2}{4} \approx 20 D^2$$

$$\text{dl}^{\text{cm}} = \sqrt[3]{\frac{20 \cdot D^2 \cdot 2D}{400}} = \sqrt[3]{0,1 D^3} = 0,47 D$$

Dla silników wysokoprężnych

$$L = 2,2 D \quad p_2 = 35 \text{ kg/cm}^2 \quad P_2 = \frac{35 \pi D^2}{4} \approx 30 D^2$$

$$\text{dl}^{\text{cm}} = \sqrt[3]{\frac{2,2 \cdot D \cdot 30 \cdot D^2}{400}} = \sqrt[3]{0,165 D^3} = 0,55 D$$

Napężenie wysokie  $k_g = 1000 \text{ kg/cm}^2$  jest możliwe z tego względu, że  $P_2$  trwa tylko przez bardzo

krotki moment wybuchu, tak ze nie ma czasu na wytworzenie odkształceń wewnętrznych i w rzeczywistości siła nie działa po środku płaszczyzny czołpa korbowego, lecz prawie na całej długości czołpa, wskutek tego zmniejsza się ramię o  $\frac{L}{4}$ .

Następnie można w rzeczywistości przyjąć, że wał nie jest podparty akurat po środku łożyska bocznego, lecz w przybliżeniu przy kancie ramy - a zatem znowu swobodna długość wału zmniejsza się i jest zamiast  $g+a$  tylko  $c$ .

$$\text{Wtedy } M_{g_1} = \frac{P_2}{2} \cdot \left(c - \frac{L}{4}\right) \quad \text{zamiast } M_g = P_2 \cdot \frac{L}{4}$$

## II. PRAWIE RAMIĘ /od strony koła zamachowego/

### A. Bez łożyska zewnętrznego.

Ramię to jest narażone na zginanie, skręcanie i ściskanie.

$$M_{g_1} = \frac{P_2}{2} \cdot c \quad k_{g_1} = \frac{M_{g_1}}{W} = \frac{M_{g_1}}{\frac{1}{6} b^2 h}$$

$$W = \frac{1}{6} b^2 h$$

$$M_{g_2} = V_1 \left(r - \frac{d}{2}\right) \quad k_{g_2} = \frac{M_{g_2}}{\frac{1}{6} b^2 h^2} \quad W = \frac{1}{6} b h^2$$

Skręcanie  $M_o = W \cdot (L - c)$

Biegunowy moment bezwładności

$$W_o = \frac{2}{9} \cdot b^2 h \quad k_o = \frac{M_o}{W_o}$$

Ogólne naprężenie 1/ w dwu rogach ramion najbardziej narażonych wynosi  $k_{g_1} + k_{g_2}$

2/ po środku szerokiej części /h/ ramienia /B/ gdzie występują naprężenia  $k_{g_1} + k_{g_2}$  / $k_0$  napr. skręcające/

$$k_2 = 0,35 k_{g_1} + 0,65 \sqrt{k_{g_1}^2 + 4k_0^2}$$

3/ po środku wąskiej części /b/ ramienia /A/

$$k_{g_2} = k - k_0 \frac{b}{h} \quad /k \text{ napr. ściągające/}$$

$$k_2 = 0,35 k_{g_2} + 0,65 \sqrt{k_{g_2}^2 + 4k^2}$$

B. Z łożyskiem zewnętrznym  $V_1 = 0$

$$M_{g_1} = \frac{P_2}{2} e \quad k_{g_1} = \frac{M_{g_1}}{\frac{1}{6} b^2 h}$$

$$k_0 = \frac{0,5 \cdot P_2}{b \cdot h}$$

$$k = k_{g_1} + k_0 < 800 \div 900 \text{ kg/cm}^2 \quad /k_0 \text{ napr. cienne/}$$

Lewe ramie /od strony rozrządu/

$$M_{g_1} = R_1(g+c) - P_2 \cdot c = \frac{P_2}{2} \cdot g + \frac{P_2}{2} \cdot c - P_2 \cdot c = \frac{P_2}{2} (g-c) = \frac{P_2}{2} e$$

$$k_{g_1} = \frac{M_{g_1}}{W} = \frac{M_{g_1}}{\frac{1}{6} b^2 h} \quad k_0 = \frac{0,5 \cdot P_2}{b \cdot h}$$

$$k = k_{g_1} + k_0 < 900 \text{ kg/cm}^2$$

Głównie łożysko

$$M_{g_1} = P_2 \cdot a - H_1(g+a) \quad g=a$$

$$M_{g_1} = P_2 \cdot a - \frac{P_2}{2} g - \frac{P_2}{2} \cdot a = 0$$

$$M_{g_2} = V_1 (g+a) = V_1 \cdot L$$

W wypadku 1.  $M_{g_2} = \frac{S \cdot a}{L} \cdot L = S \cdot a$

" " 3.  $V_1 = 0 \quad M_{g_2} = 0$

$$M_g = \sqrt{M_{g_1}^2 + M_{g_2}^2} \quad k_g = \frac{M_g}{W} = \frac{M_{g_3}}{0.1 \cdot d^3} < 400 \text{ kg/cm}^2$$

Czopa łożysk nie można obliczać przy wybuchu, a tylko wtedy, gdy korba jest pod  $35^\circ$

### OBLICZENIE WAŁU PRZY POŁOŻENIU KORBY

POD  $35^\circ$ .

Czop korbowy

$$M_g = 0,9 \quad k_g = \frac{M_g}{W} = \frac{M_{g_3}}{0,1 d^3}$$

$$M_o = K_1 \cdot r \quad W_o = 0,2 d^3 \quad k_o = \frac{M_o}{0,2 d^3}$$

$$k_z = 0,35 k_g + 0,65 \sqrt{k_g^2 + 4k_o^2} < 1000 \text{ kg/cm}^2$$

Ramię lewe a/ po środku wąskiej strony

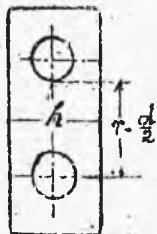
$$M_g = K_1 \cdot e \quad W = \frac{1}{6} b^2 h \quad k_g = \frac{M_g}{\frac{1}{6} b^2 h}$$

$$M_o = K_1 \cdot e \quad W_o = \frac{2}{9} b^2 h \quad k_o = \frac{M_o}{\frac{2}{9} b^2 h}$$

$$k_z = 0,35 k_g + 0,65 \sqrt{k_g^2 + 4k_o^2} < 700 \text{ kg/cm}^2$$

b/ w miejscu, gdzie zaczyna się czop korby dla

środku krótszej strony



$$M_g = K_1 \cdot (r - \frac{d}{2}) \quad W = \frac{1}{6} b h^2 \quad k_g = \frac{M_g}{\frac{1}{6} b h^2}$$

$$M_o = K_1 \cdot e \quad W_o = \frac{2}{9} b h^2 \quad k_o = \frac{M_o}{\frac{2}{9} b h^2}$$

$$k_z = 0,35 k_g + 0,65 \sqrt{k_g^2 + 4k_o^2} < 300 \text{ kg/cm}^2$$

Prawe ramię a/. w środku długich boków

$$M_g = -N_1(g+c) + Z_p \cdot c \quad W = \frac{1}{6} b^2 h \quad k_g = \frac{M_g}{\frac{1}{6} b^2 h}$$

$$M_o = T_p \cdot c - K_1(g+c) \quad W = \frac{2}{9} b^2 h \quad k_o = \frac{M_o}{\frac{2}{9} b^2 h}$$

$$k_z = 0,35 k_g + 0,65 \sqrt{k_g^2 + 4k_o^2} < 650 \text{ kg/cm}^2$$

w miejscu gdzie dotyka łożysko wału, w środku krótszego boku.



$$M_g = T_p(r - \frac{d}{2}) + H_1 \cdot \frac{d}{2} \quad W = \frac{1}{6} b h^2 \quad k_g = \frac{M_g}{\frac{1}{6} b h^2}$$

$$M_o = -H_1(g+c) + T_p \cdot c \quad W_o = \frac{2}{9} b h^2 \quad k_o = \frac{M_o}{\frac{2}{9} b h^2}$$

$$k_z = 0,35 k_g + 0,65 \sqrt{k_g^2 + 4k_o^2} < 400 \text{ kg/cm}^2$$

rys. 56

Główne łożysko  $M_{g1} = Z_p a - N_1(g+a)$

$$M_{g2} = T_{p2} - H_1(g+a)$$

$$M_g = \sqrt{M_{g1}^2 + M_{g2}^2} \quad W_g = 0,1 d_2^3 \quad k_g = \frac{M_g}{0,1 d_2^3}$$

$$M_o = T_p \cdot r \quad W_o = 0,2 d_2^3 \quad k_o = \frac{M_o}{0,2 d_2^3}$$

$$k_z = 0,35 k_g + 0,65 \sqrt{k_g^2 + 4k_o^2} < 400 \div 500 \text{ kg/cm}^2$$

Dla wałów o trzech łożyskach  $N_1 = \frac{Z_p}{2}$   $K_1 = \frac{T_p}{2}$

a zatem  $M_g = M_{g2} = M_g = 0$  czyli jest tylko skręcanie.

Dla wałów o 2 łożyskach  $M_g = S \cdot a$

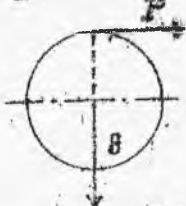
Wał pod kołem zamachowym /przy 3 łożyskach/

$$M_g = V_3 a_3 \quad V = 0,1 d_4^3 \quad k_g = \frac{M_g}{0,1 d_4^3}$$

Musimy tu uwzględnić siłę od nacisku pasa  $A = 3P$



gdzie P siła obwodowa



rys. 57

$$P = \frac{75 \cdot N_{max}}{v} = \frac{60 \cdot 75 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n \cdot D_s} \approx \frac{1500 N_{max}}{n \cdot D_s} \text{ kg}$$

$$M_{g2} = F \cdot a_2 \quad M_g = \sqrt{M_{g1}^2 + M_{g2}^2} \quad k_g = \frac{M_g}{W}$$

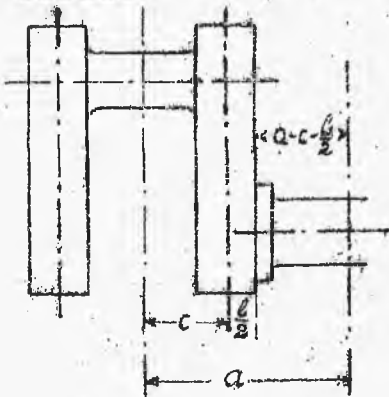
$$M_o = T_p \cdot r \quad W_o = 0,2 d_o^3 \quad k_o = \frac{M_o}{0,2 d_o^3}$$

$$k_2 = 0,35 k_g + 0,65 \sqrt{k_g^2 + 4 k_o^2} < 200 \div 300 \text{ kg/cm}^2$$

Naprężenie powinno być dlatego tak małe, ponieważ wał przy złym zaklinowaniu podlega drganiom i powstaje wtedy grzanie się średniego łożyska wału.

Zmniejszenie przekroju przez rowki na kliny należy uwzględnić przy przyjmowaniu większego  $k_2$ .

Przejście od prawego łożyska do prawego ramienia.



rys. 58

$$M_o = T_p \cdot r \quad k_o = \frac{M_o}{0,2 d_o^3}$$

$$M_g = 0_2 \cdot (a - c - \frac{b}{2})$$

$$k_g = \frac{M_g}{0,1 d_2^3}$$

$$k_2 = 0,35 k_g + 0,65 \sqrt{k_g^2 + 4 k_o^2} < 900 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

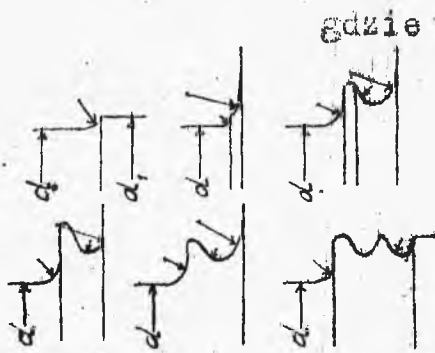
Przejście od łożyska do ramienia należy dawać o

dużym zaokrągleniu, możliwie płaskie.

Strzałka ugięcia w miejscu, gdzie działa koło zama-

chowe

$$f = \left[ 5 + \frac{L_1^2 + a_1 a_2 g_H}{8 a_1 a_2} \right] \frac{a_1^2 \cdot a_2^2}{3 E I_L}$$



rys 59

Przykład.

$G_r$  - waga wału od 2 do 3 kołyska  
 /na długości  $L_r$  /  
 $\epsilon$  - współczynnik sprężystości  
 $J$  - moment bezwładności

$$D = 395 \text{ mm} \quad P_z = \frac{\pi D^2}{4} \cdot 25 = 30600 \text{ kg}$$

$$S = 610 \text{ mm} \quad R = 2.8 = 2.115 = 230 \text{ mm}$$

A. Korbka w zwrótnym punkcie

1/ Reakcje kołysk:

$$R_1 = H_1 = P_z \frac{a}{L} = 30600 \cdot \frac{40.75}{79.5} \approx 15700 \text{ Kg}$$

$$R_2 = H_2 + V_2 = P_z \frac{a_2}{L} + G \frac{a_2}{L} = 30600 \frac{38.75}{79.5} + 10200 \frac{64}{117.25} =$$

$$= 14900 + 5514 = 20414 \text{ Kg}$$

2/ Część korbowy:

zakładamy  $\sigma_d$  czopa  $\sigma_d = 180 \text{ N/mm}^2$

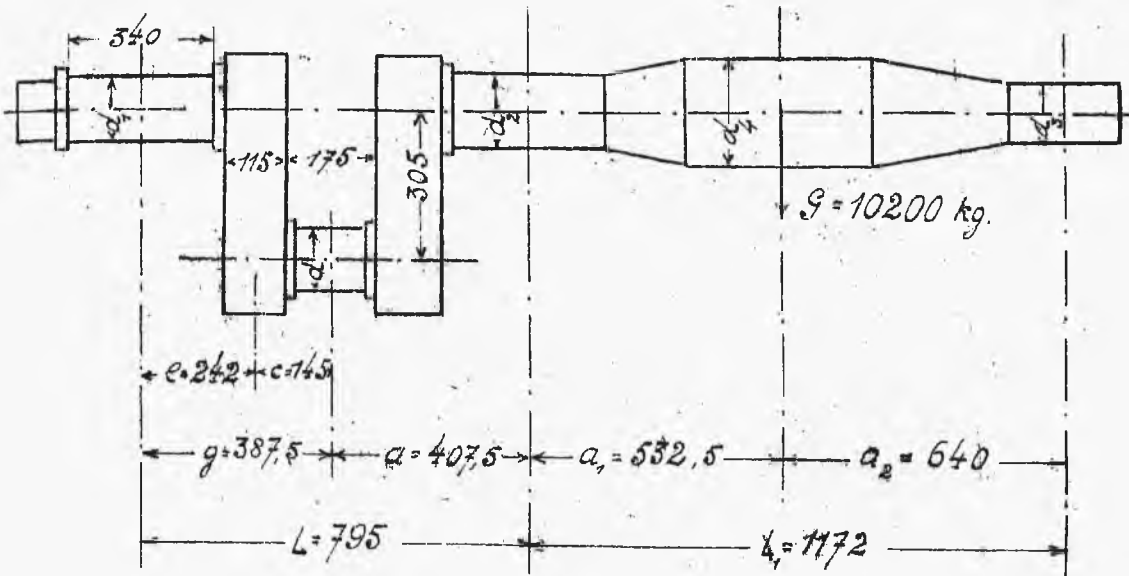
$$M_g = R_1 \cdot g = 15700 \cdot 38.75 = 608375$$

$$W = 0.1 d^3 = 0.1 \cdot 583.2 = 583.2 \text{ cm}^3$$

$$k_g = \frac{608375}{583.2} = 1044 \text{ kg/cm}^2$$

3/ Lewe ramię:

$$M_g = R_1 \cdot e = 15700 \cdot 24.2 = 379940 \text{ kgcm}$$



rys. 60

$$W = \frac{1}{6} b^2 h = \frac{1}{6} \cdot 11,5^2 \cdot 23 = 506 \text{ cm}^3$$

$$k_g = \frac{379940}{506} \approx 750 \text{ kg/cm}^2$$

$$k_c = 0,5 \frac{30600}{11,5 \cdot 23} \approx 58 \text{ kg/cm}^2$$

$$k = k_g + k_c = 750 + 58 = 808 \text{ kg/cm}^2$$

W prawo ramie:

$$M_g = R_1(g+c) - P_2 \cdot c = 15700 \cdot 532 - 30600 \cdot 14,5 = 391540 \text{ kgcm}$$

$$W = \frac{1}{6} b^2 h = 506 \text{ cm}^3 \quad k_g = \frac{391540}{506} = 774 \text{ kg/cm}^2$$

$$k_c = 0,5 \frac{30600}{11,5 \cdot 23} = 58 \text{ kg/cm}^2 \quad k = 774 + 58 = 832 \text{ kg/cm}^2$$

W Głównie łożysko

$$M_{g_1} = P_2 a - R_1(g+a) = 30600 \cdot 40,75 - 15700 \cdot 79,5 = 2730 \text{ kg/cm}^2$$

$$M_{g_2} = P_1(g+a) = 0$$

B. Korba pod 35.

i/ reakcje łożysk  $P_T = 0,75 P_2 = 0,75 \cdot 30600 \approx 23000 \text{ kg}$

$$Z_p = P_T \cos(\alpha + \beta) = 23000 \cdot 0,77 = 17700 \text{ kg}$$

$$T_p = P_T \sin(\alpha + \beta) = 23000 \cdot 0,64 = 14700 \text{ kg}$$

$$V_p = Z_p \frac{a}{L} = 17700 \frac{40,75}{79,5} = 9200 \text{ kg}$$

$$H_p = T_p \frac{a}{L} = 14700 \frac{40,75}{79,5} \approx 7650 \text{ kg}$$

$$Z_g = G \cos \alpha = 10200 \cdot 0,83 = 8500 \text{ kg}$$

$$T_g = G \sin \alpha = 10200 \cdot 0,56 = 5750 \text{ kg}$$

$$V_g = 0,7 Z_g \frac{a}{L} = 8500 \frac{33,2}{79,5} = 3450 \text{ kg}$$

$$H_g = 0,7 T_g \frac{a}{L} = 5750 \frac{33,2}{79,5} = 3680 \text{ kg}$$

$$N_1 = V_p = 9200 \text{ kg} - 3450 = 5750 \text{ kg}$$

$$K_1 = H_p = 7650 \text{ kg}$$

$$O_1 = \sqrt{N_1^2 + K_1^2} = \sqrt{5750^2 + 7650^2} = 11960 \text{ kg}$$

2/ Czop korbowy:

$$M_g = O_1 g = 11960 \cdot 38,75 = 463000 \text{ cm kg}$$

$$M_o = K_1 r = 7650 \cdot 30,5 = 233340 \text{ cm kg}$$

$$W = 0,1 d^3 = 58,3 \text{ cm}^3 \quad k_g = \frac{M_g}{W} = \frac{463000}{583} = 794 \text{ kg/cm}^2$$

$$W_o = 0,2 d^3 = 116,6 \text{ cm}^3 \quad k_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{233340}{1166} = 200 \text{ kg/cm}^2$$

$$k = 0,35 k_g + 0,65 \sqrt{k_g^2 + 4k_o^2} = 278 + 0,65 \cdot 890 = 856 \text{ kg/cm}^2$$

Wartość ta jest mniejsza od poprzednio otrzymanej

$$k_g = 1044 \text{ kg/cm}^2$$

3/ Lewe ramię

$$M_g = N_1 e = 9200 \cdot 24,2 = 222640 \text{ kgcm}$$

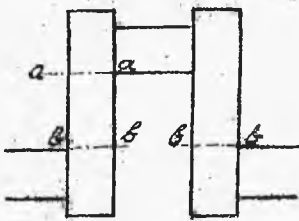
$$M_o = K_1 e = 7650 \cdot 24,2 = 185130 \text{ kgcm}$$

$$W = \frac{1}{6} b^2 h = \frac{11,5^2 \cdot 23}{6} = 506 \text{ cm}^3 \quad k_g = \frac{222640}{506} = 440 \text{ kg/cm}^2$$

$$W_o = \frac{2}{9} b^2 h = \frac{2}{9} \cdot 11,5^2 \cdot 23 = 675 \text{ cm}^3 \quad k_o = \frac{185130}{675} = 275$$

$$k = 0,35 k_g + 0,65 \sqrt{k_g^2 + 4k_o^2} = 154 + 458 = 612 \text{ kg/cm}^2$$

W przekroju a-a



rys 61

$$M_g = K_1 \left( r - \frac{d}{2} \right) = 7650 \left( 30,5 - 9 \right) = 164475 \text{ kgcm}$$

$$M_o = K_1 e = 7650 \cdot 24,2 = 185130 \text{ kgcm}$$

$$W = \frac{1}{6} b^2 h = \frac{11,5 \cdot 23^2}{6} = 1014 \text{ cm}^3$$

$$k_g = \frac{164475}{1014} = 162 \text{ kg/cm}^2$$

$$W_o = \frac{2}{9} b^2 h = \frac{2}{9} \cdot 11,5 \cdot 23^2 = 1352 \text{ cm}^3 \quad k_o = \frac{185130}{1352} = 137 \text{ kg/cm}^2$$

$$k_2 = 0,35 k_g + 0,65 \sqrt{k_g^2 + 4k_o^2} = 105 + 172 = 277 \text{ kg/cm}^2$$

4/ Prawe ramię /W środku długiej strony/:

$$M_g = Z_p e - N_1 (g + c) = 17700 \cdot 14,5 - 9200 (53,25) = 233250 \text{ kgcm}$$

$$M_o = T_p \cdot c - K_1 (g + c) = 14700 \cdot 14,5 - 7650 \cdot 53,25 = 194310 \text{ kgcm}$$

$$W = \frac{1}{6} b^2 h = 506 \text{ cm}^3 \quad k_g = \frac{233250}{506} = 461 \text{ kg/cm}^2$$

$$W_o = \frac{2}{9} b^2 h = 675 \text{ cm}^3 \quad k_o = \frac{194310}{675} = 288 \text{ kg/cm}^2$$

$$k = 0,35 k_g + 0,65 \sqrt{k_g^2 + 4k_o^2} = 161 + 480 = 641 \text{ kg/cm}^2$$

Jak widać  $k_g$  nieco za duże, pożądanym byłoby wię-

kszyć wymiary ramienia.

Zwiększamy h na 240 mm. wtedy  $k = 609 \text{ kg/cm}^2$

Przekrój B-B

$$M_g = T_p (r - d_2) + k \frac{d_2^2}{2} = 14700 \cdot 21,25 + 7650 \cdot 9,25 = 383135 \text{ kgcm}$$

$$M_o = T_p c - k (g + c) = 14700 \cdot 14,5 - 7650 \cdot 53,25 = 194210 \text{ kgcm}$$

$$W_g = \frac{1}{6} b h^2 = 1014 \text{ cm}^3 \quad k_g = \frac{383135}{1014} = 378 \text{ kg/cm}^2$$

$$W_o = \frac{2}{9} \cdot b h^2 = 1365 \text{ cm}^3 \quad k_o = \frac{194210}{1365} = 144$$

$$k = 0,35 k_g + 0,65 \sqrt{k_g^2 + 4 k_o^2} = 132 + 308 = 440 \text{ kg/cm}^2$$

o/ Główne łokysko.

$$M_{g_1} = Z_p a - N_1 (g + a) = 17700 \cdot 40,75 - 9200 \cdot 79,5 = 10125 \text{ kgcm}$$

$$M_{g_2} = T_p a - k (g + a) = 14700 \cdot 40,75 - 7650 \cdot 79,5 = 9150 \text{ kgcm}$$

$$M_g = \sqrt{M_{g_1}^2 + M_{g_2}^2} = 13647 \text{ kgcm} \quad W = 0,1 d_2^3 = 633 \text{ cm}^3$$

$$k_g = \frac{13647}{633} = 22 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{Anomalia!}$$

$$M_o = T_p r = 14700 \cdot 30,5 = 448350 \quad W_o = 0,2 d_2^3 = 1265 \text{ cm}^3$$

$$k_o = \frac{448350}{1265} = 354 \text{ kg/cm}^2$$

$$k_2 = 460 \text{ kg/cm}^2 \text{ /ze duze - powyzej 400 niepozadana/}$$

Zwiększamy  $d_2$  do 190, wtedy  $k = 415$ .

6/ Wąż pod kołem zamachowym.

$$T_3 = g \frac{a_1}{L_1} = \frac{10200 \cdot 50}{116,5} = 4380 \text{ kg}$$

$$M_g = T_3 a_2 = 4380 \cdot 66,5 = 294600 \text{ kgcm}$$

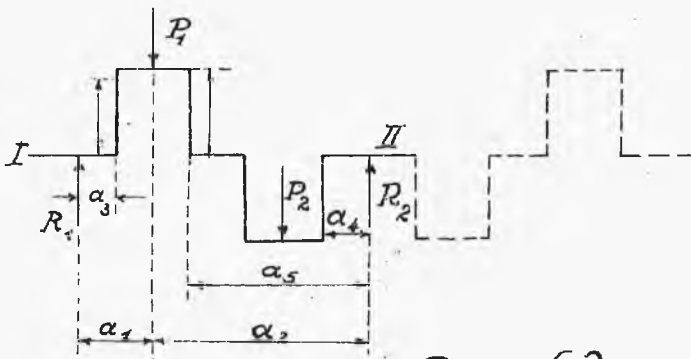
$$M_o = T_p \cdot r = 14700 \cdot 30,5 = 448350 \text{ kgcm.}$$

$$W = 0,1 d_4^3 = 1470 \text{ cm}^3; J_g = \frac{294600}{1470} = 188 \text{ kg/cm}^2$$

$$W_o = 0,2 d_4^3 = 2940 \text{ "}; J_o = \frac{448350}{2940} = 144 \text{ "}$$

$\sigma = 219 \text{ kg/cm}^2$  co odpowiada średniemu naprężeniu, ponieważ wał jest osłabiony klinami.

WAŁ WIELOKROTNIE WYKORBIONY.



Rys. 62

Obie połówki wału podlegają temu samemu obciążeniu i dlatego wystarczy przeliczyć jedną połowę.

Największa siła skręcająca  $T_{max.r}$  wypada zawsze podczas pierwszej części / 1/5 / trzeciego suwu. Siły te, jak widać z poniższej tabelki,



nigdy nie działają w 4 cyl. silniku równocześnie w dwu sąsiednich cylindrach.

<u>I</u>	<u>II</u>	<u>III</u>	<u>IV</u>
1	2	4	<u>3</u>
2	<u>3</u>	1	4
<u>3</u>	4	2	1
4	1	<u>3</u>	2

Oznaczamy więc dla jednego wykorbienia  $T_{max}$  i przyjmując, że w sąsiednim wypadku wtedy najmniejszy moment skręcający Np. w wałach o 3-ch podporach

4 wykorbienia<sup>ch</sup> należy liczyć każdą część wału między dwoma łożyskami oddzielnie.

$P_1 = P_2$  ;  $P_2 \approx 0$  /w najgorszym wypadku  $P_2 = 1,7 F$  = siły zwalniające

$$R_1 = \frac{P_1 a_2}{a_1 + a_2} ; R_2 = \frac{P_1 a_1}{a_1 + a_2} ;$$

Korba w punkcie swrotnym.

- Lewy czop korbowy  $M_g = R_1 a_1$
- Czop łożyskowy I  $M_g = R_1 a_3$
- Ramię od II łożyska  $M_g = R_2 a_4$
- Ramię lewe korby  $M_g = R_1 a_5 \leq \frac{1}{6} h b^2 k_g$
- " prawe korby  $M_g = R_2 a_5 \leq \frac{1}{6} h b^2 k_g$

Korba pod 35°.

$$H_{P_1} = \frac{T_p \cdot a_2}{a_1 + a_2}; \quad H_{P_2} = \frac{T_p \cdot a_1}{a_1 + a_2}$$

$$V_{P_1} = \frac{Z_p \cdot a_2}{a_1 + a_2}; \quad V_{P_2} = \frac{Z_p \cdot a_1}{a_1 + a_2}$$

Czop łożyskowy II

$$M_o = T_p \cdot r \leq 0,2 d_2^3 k_o$$

$$M_g = V_{P_1} \cdot a_4$$

Lewe ramię:

$$M_{g_1} = H_{P_1} \cdot r_o = H_{P_1} \left( r - \frac{d}{2} \right) \leq \frac{1}{6} b^2 h$$

$$M_{g_2} = H_{P_1} \cdot a_3 \leq \frac{1}{6} b^2 h$$

$$M_o = H_{P_1} \cdot a_3$$

Prawe ramię:

$$M_{g_1} = H_{P_2} \left( r - \frac{d}{2} \right) \leq \frac{1}{6} b h^2$$

$$M_{g_2} = V_{P_2} \cdot a_5 \leq \frac{1}{6} h b^2 k_g$$

$$M_o = H_{P_2} \cdot a_5 \leq \frac{2}{9} h b^2 k_g$$

Naprężenie zastępczo oblicza się według normalnych wzorów.

Obliczenie to jest tylko przybliżone i różni się o 10 % od dokładnego obliczenia

Empirycznie, lecz daje dobre rezultaty.

Dokładne obliczenie jest podane również przez Everding'a - Motorwagen 1909 Berechnung der mehrfach gekröpften Wellen.

### PRACA TARCIA W CZOPACH.

Pracę tarcia można obliczyć na podstawie średniego ciśnienia na tłok i czopy podczas jednego całkowitego okresu pracy. W obliczeniu powierzchni ciernych należy być ostrożnym ze względu na nieokreśloność współczynników tarcia i zmienności ciśnień.

Ciśnienie wybuchowe ( $p_z$ ) pozwala wyliczyć maksymalny nacisk w ten sposób, aby <sup>warstwa</sup> smar nie była całkowicie wyciśniętą z czopa korbowego, to odpowiada  $k_{max} \leq 100-130 \text{ kg/cm}^2$  W silnikach 4-suwowych średnie ciśnienie na tłok podczas całego okresu pracy:

$$p_m = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + p_4}{4} \text{ kg/cm}^2$$

Podczas I i IV suwu powstają tylko siły pędzające i zwalniające, przyjmowane przez korbę z części ruchomych.

W II i III suwach znika wpływ mas ruchomych, ponieważ obciążenie czopa w jednej połowie sko-

ku równoważy się odciążeniem podczas następnej połowy suwu. Z wykresów otrzymujemy:

Dla silników wyb.  $p_m = \frac{3,25+2,4+8,2+3,2}{4} = 4,25 \text{ kg/cm}^2$

" " wysok.  $p_m = \frac{3,44+3,75+10,25+3,47}{4} = 5,25 \text{ kg/cm}^2$

w stosunku zaś do  $D = \phi \text{ cyl.}$

siln. wyb.  $P_m = 4,25 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \sim 3,5 D^2 \text{ kg.}$

" wysokopr.  $P_m = 5,25 \frac{\pi D^2}{4} \sim 4,2 D^2 \text{ kg.}$

Obliczenie pracy tarcia, uwzględniając  $p_i$  lub  $p_z$  jest niedokładne.

Ogólny wzór na pracę tarcia:

$$L_t = k \cdot v \cdot \mu = \frac{P_m}{d \cdot l} \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 100} \cdot \mu = \frac{P_m \cdot \pi \cdot n \cdot \mu}{6000 \cdot l} \text{ kgm/sek}$$
$$\mu = 0,03 \div 0,1$$

$$k \cdot v = \frac{P_m \cdot \pi \cdot n}{6000 \cdot l} \approx \frac{P_m \cdot n}{1900 \cdot l} \text{ kgm/sek.}$$

1/ Czop korbowy:

$$k \cdot v = \frac{P_m \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot n}{1900 \cdot l} = \frac{P_m \cdot D^2 \cdot n}{2400 \cdot l} \text{ kgm/sek}$$

dla siln. wyb.  $k \cdot v = \frac{4,25 \cdot D^2 \cdot n}{2400 \cdot l} \approx \frac{D^2 \cdot n}{550 \cdot l} \text{ kgm/sek.}$

$$\text{dla siln. wys. } k.v = \frac{5,25 D^2 n}{2400 \cdot z} \approx \frac{D^2 n}{450 \cdot z} \text{ kgm/sek}$$

$$\text{a zatem dla wyb. } l = \frac{D^2 \cdot n}{550 \cdot k.v} \text{ cm.}$$

$$\text{" wys. } l = \frac{D^2 \cdot n}{450 \cdot k.v} \text{ cm}$$

Doświadczenia wykazały, że w silnikach sta-  
tych przy doskonałym wykonaniu i smarowaniu:

dla panewek mosiężnych  $k.v = 22 \div 25 \text{ kgm/sek}$

spisowych  $k.v = 25 \div 28 \text{ "}$

z białego metalu.  $k.v = 30 \div (35) \text{ "}$

Dla szybkoobrotowych cyfry te są znacząco  
przekroczone. Ciśnienie właściwe na  $1 \text{ cm}^2$  pow.  
czołu, dla utrzymywania warstwy oliwy nie powi-  
nien być większy niż  $100 \text{ kg/cm}^2$ .

$$k_v = \frac{P_z}{d \cdot l} \leq 100 \text{ kg/cm}^2$$

$$l \geq \frac{P_z}{k_v \cdot d} = \frac{P_z \cdot 0,785 \cdot D^2}{100 \cdot d} \approx \frac{P_z \cdot D^2}{125 \cdot d} \text{ cm}$$

### Szopy łożyskowe.

W osiach łożyskowych nie bierzemy pod uwa-  
gę wagi wała. Husiak na łożyska główne składa  
się z 3 części 1/ ciśnienia na boki, 2/ ciężar-  
na koła zamachowe, 3/ naciągu pasa

W silnikach pionowych stałych ma miejsce najgorszy wypadek, a mianowicie  $G$  i  $P_z$  działają w jednym kierunku i łożysko od strony koła zamachowego otrzymuje jeszcze dodatkowe naprężenie.

W silnikach poziomych  $G$  i  $P_z$  działają pod kątem, a zatem ciśnienie wypadkowe jest tu mniejsze niż w silnikach pionowych. Jednakże w pewnych warunkach dochodzi tu i naciąg pasa podczas 3-go suwu tak, że i w tym razie przyjmuje się w obliczeniu, że  $G$  i  $P_z$  działają w jednym kierunku. Dla koła zamachowego wiszącego

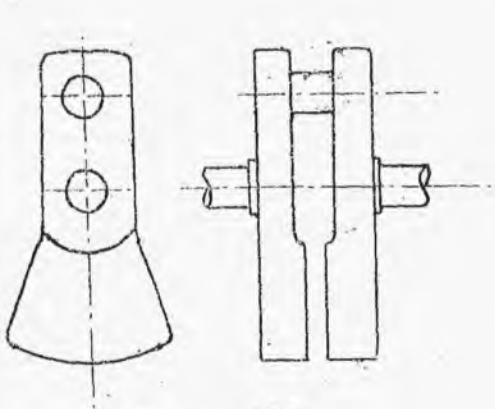
$$k.v = \frac{0,5 P_m + G \frac{a + a_1}{a}}{d_{II} \cdot l_1} \cdot \frac{\pi d_{II} n}{60 \cdot 100}$$
$$= \frac{0,5 P_m + G \frac{a + a_1}{a}}{l_1} \cdot \frac{n}{1900} \leq 15 \text{ kgm/sek.}$$

Dla silników z zewnętrznym łożyskiem:

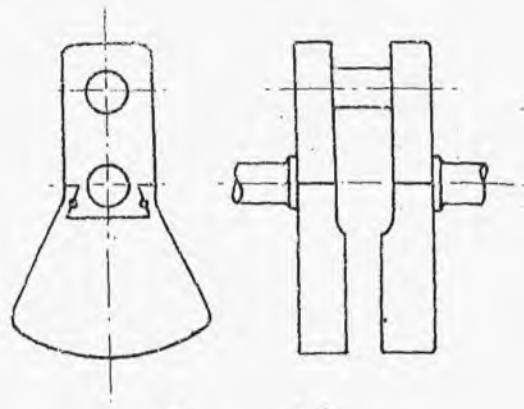
$$kv = \frac{0,5 P_m + G \frac{a_2}{a_1 + a_2}}{l_1} \cdot \frac{n}{1900} \leq 15 \text{ kgm/sek.}$$

### PRZECIŃWAGI.

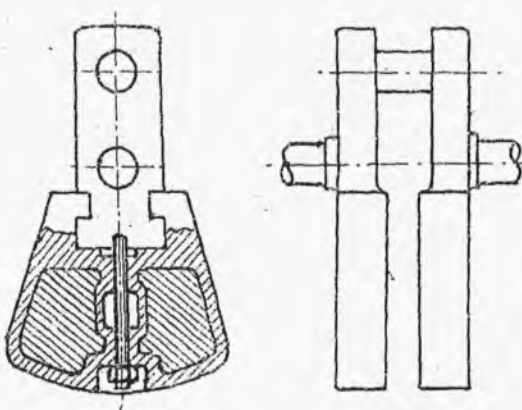
Przeciwagi stanowią zwykle oddzielne części,



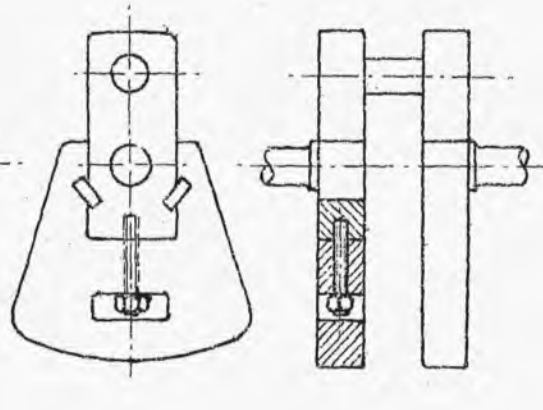
Rys. 63.



Rys. 64.



Rys. 65.



Rys. 66.

bardzo rzadko odkuwa się je jako całość z wałem wykorbionym, lecz wtedy zwiększają one znacznie koszt obróbki wału. Przeważnie robi się je żelwne, i zakłada na t.zw. jaskółczy ogon, zabezpieczając śrubą lub klinami od bocznych przesunięć. Mogą one być pełne lub puste, zalane oło-



wiem dla zwiększenia wagi. Przeciwwaga nie powinna na szerokość zajmować zbyt dużo miejsca, aby nie utrudniać wyjmowania tłoka z cylindra, wysokość zaś należy stosować do głębokości miski w ramie silnika.

### S T O J A K I .      R A M Y .

Ramy silników spalinowych bywają wykonywane z dobrego ścisłego żeliwa i niekiedy ze stali lanej /w silnikach okrętowych/.

Ramy silników spalinowych są bardzo odpowiedzialną częścią mechanizmu, gdyż przenoszą one znaczne siły i skutkiem tego powinny być bardzo starannie skonstruowane, przytem brać należy pod uwagę wszelkie względy zarówno wytrzymałościowe, jak i technologiczne. Ponieważ zbyt trudną jest dokładna ocena zewnętrznych sił, więc dopuszczalne naprężenia należy brać dość niskie; dla silników stałych przy pierwszorzędnym materiale zwykle przyjmujemy

$K_r = 200 + 250 \text{ kg/cm}^2$ . Ramy silników pionowych zwa się "stojakami". W ramach siła  $P_2$  powinna działać osiowo, co daje się łatwo

osiągnąć w stojakach, zaś znacznie trudniej w ramach silników poziomych, wskutek czego w tych ostatnich powstają duże naprężenia gnące. Aby je zmniejszyć należy się starać, aby ramię działania siły  $P_2$  było jaknajmniejsze.

### STOJAKI.

#### Stojak skrzynkowy:

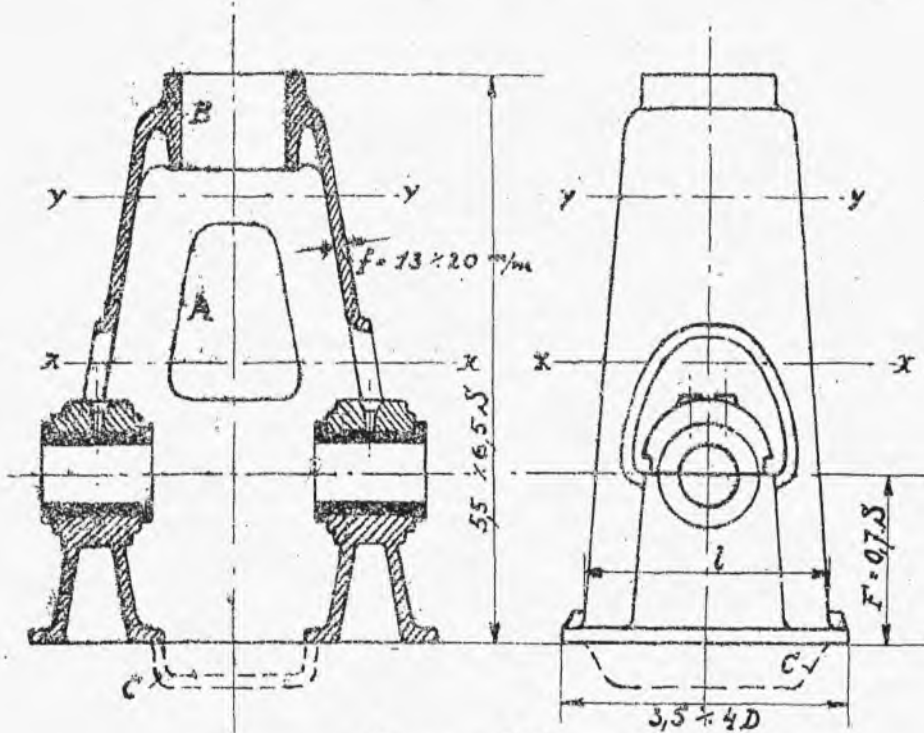
Stojak ten znajduje zastosowanie do silników o małej i większej mocy /typ Westinghouse'a/. Ze względu na swą budowę, nadaje się do silników o znacznej liczbie obrotów i do bezpośredniego sprzężania z innymi maszynami /np. z prądnicą/. Cały stojak jest dobrze osłonięty od kurzu i wilgoci. Boczny otwór powinien być tak wielki, aby wał wykorbienny wraz z częściami rządu mógł przez niego swobodnie przejść.

W przekroju  $y-y$  stojak jest narażony na gięcie od siły  $\frac{P_2}{2}$ ;

$$M_g = \frac{P_2}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{P_2 l}{4}$$

zaś w przekroju  $x-x$  ma rezerwację.

Cylinder powinien być ujęty w dość dużej szyi, która, o ile wystaje się po za ściankę



Rys. 67.

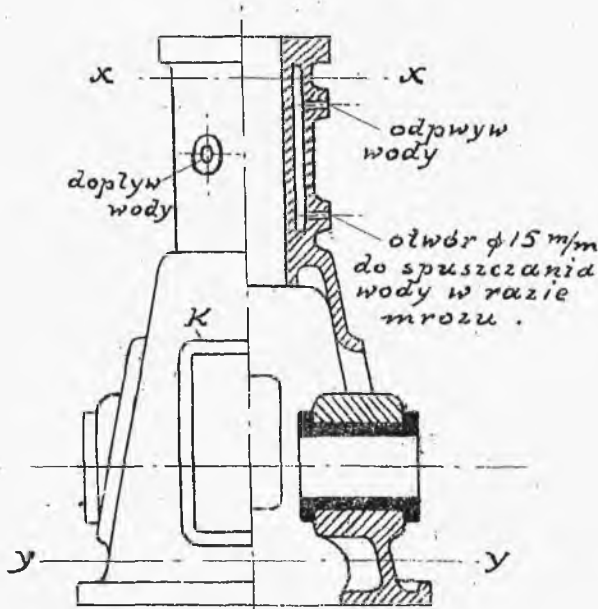
stojaka, która być może powinna być żebrowana. Jeżeli silnik nie jest ustawiony na podstawie żeliwnej, należy łożyska połączyć ścianką C, która służy jako misa dla smaru oraz osłona od dołu dla układu korbowego. Przykład konstrukcyjnego wykonania takiego stojaka jest podany na Tabl. VI Atlas II.

Wymiary konstrukcyjne.

Odległości osi łożyska od podstawy  $F = 0,7S \div 1S$

Cała wysokość stojaka  $H = 5,5S \div 6,5S$

Grubość ścianek stojaka wynosi  $13 \div 20 \text{ m/m}$



Rys. 68.

Stojaki szybkoobrotowych silników wysokoprężnych budują się zazwyczaj w formie "skrzynkowych", łączące nawet po kilka cylindrów w jednym bloku oraz sprężarkę /rys.68/, a także jak wskazuje fig. 1 i 2. Tabl. VII. Rozróżnić można tutaj również 3 rodzaje budowy: 1/ płaszcz, cylinder i stojak, wykonane z jednej sztuki; 2/ płaszcz

ze stojakiem z jednej sztuki, zaś tuleja cylindra wkładana oddzielnie, 3/ stojak wykonany oddzielnie, z przymocowanym zewnątrz cylindrem.

Naprężenia nie powinny przekraczać:

$$K_r \quad \text{w przekroju } x-x \quad \sim 65 \div 85 \text{ kg/cm}^2$$
$$" \quad \quad \quad y-y \quad \sim 35 \div 65 \quad "$$

Śruby, przymocowujące stojak do podstawy, znajdują się niekiedy wewnątrz stojaka, również i łożyska główne wału wykorbionego, co czyni je nieco trudniej dostępnymi. Otwory  $K$  służą do zaglądania do czopa korbowego, ewentualnie do wyjmowania tłoka, i są okryte pokrywą z blachy oksydowanej.

Stojak w kształcie litery  $A$  dla dużych silników wysokoprężnych.

Wskutek lepszego rozłożenia materiału, stojak ten wypada nieco lepszy, niż skrzynkowy; stosowany bywa do silników o małej liczbie obrotów, nadaje się doskonale do zwiększania ilości cylindrów i posiada łatwo dostępne łożyska. - Płaszczyzna cylindra oraz nogi stojaka winny być należycie usztywnione żebrami podłużnymi i osiowymi.



włókien od osi obojętnej przekroju.

Napężenie zastępcze  $k = k_r + k_g \leq 220 \text{ kg/cm}^2$   
przytem  $\frac{k_r}{k_g} = \frac{1}{3,5} \approx \frac{1}{4}$

Kąt  $\alpha$  zwykle stosuje się od  $70^\circ$  do  $75^\circ$ .

Zatem 
$$P_n = \frac{P_z}{2} \sin \alpha \approx 0,9 \frac{P_z}{2}$$

$$P_g = \frac{P_z}{2} \cos \alpha \approx 0,3 \frac{P_z}{2}$$

Wreszcie w przekroju z-z występuje napężenie gnące

$$M_g = \frac{P_z}{2} \cdot \frac{l'}{2} = P_z \frac{l'}{4} ;$$

W nowszych silnikach unika się zewnętrznego pierścienia  $L$ , dając odrazu od góry stojak pechyły, podług linii kropkowanej, wpływa to dodatnio na wygląd zewnętrzny, jednak utrudnieniem jest nieco smarowanie cylindra, należy bowiem przeprowadzić długą rurkę przez przestrzeń wodną do cylindra.

W silnikach o długim skoku stosuje się pierścień podpierający cylinder mniej więcej na połowie jego długości. Pierścień ten jest chłodzony zewnątrz wodą i powoduje pewne niedokładności, wytwarza bowiem cieniienie zewnętrzne

na trz na rozgrzaną tuleję cylindra; skutkiem tego tuleja cylindra traci swój przekrój kołowy i w niektórych miejscach na obwodzie powstaje tarcie zbyt ściśle dopasowanego tłoka, albo też odwrotnie nieszczelność. W tych wypadkach należy posiadać duże doświadczenie, aby zastosować należyty luz między tłokiem, a cylindrem. Stojak musi być zaopatrzony w otwór dla dopływu wody, dla smarowania cylindra, oraz w odpowiednie nadlewy dla przymocowania konsoli z łożyskami podtrzymującymi wałek stawidłowy. W konstrukcyjnym wykonaniu stojak taki jest podany na tabl. VIII Atlas II.

W silnikach okrętowych często też bywa stosowany stojak jednoramienny o przekroju skrzynkowym lub II z kolumną żelazną z drugiej strony, podług fig. 3 tabl. VII Atlas II .

Typ ten jest o tyle wygodny, że daje możliwość wyjmowania tłoka i korbowodu od spodu, a nie z góry, przez co zaoszczędza się na wysokości, oraz na wadze silnika. Konstrukcja ta nie jest jednakże dostatecznie sztywną i jest znacznie droższą. Rozszerzanie się kolumny żelaznej i nogi żeliwnej stojaka nie jest jednakowe, wskutek czego może się zdarzyć pęk-



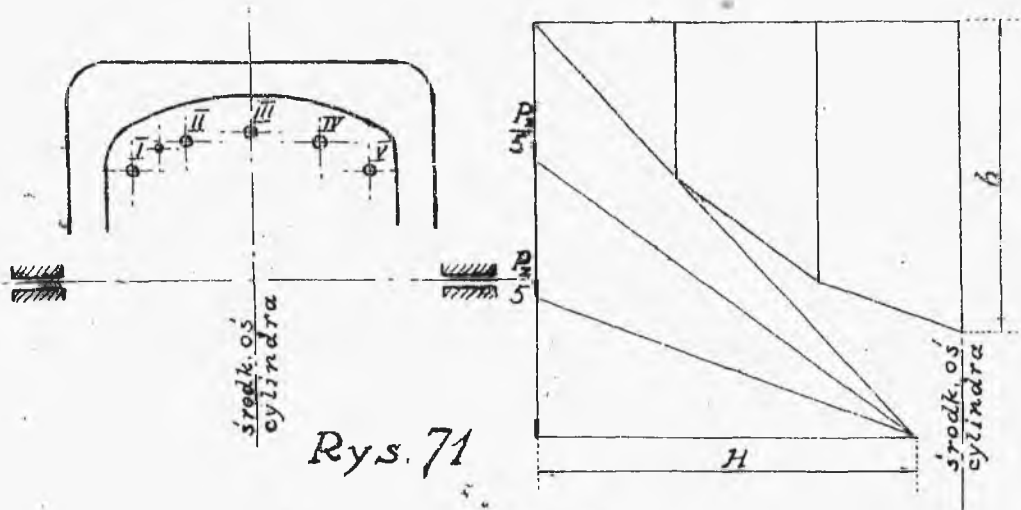
nięcie słabszej łapy. Stojak należy obliczyć na jedną łapę, jakgdyby ona sama tylko przenosiła całą siłę, a kolumnę traktować jako dodatek zupełnie nieobciążony. W silnikach wielocylindrowych daje się ilość kolumn = ilości cylindrów + 1, albo na każdy cylinder po 2 kolumny, wtedy bowiem cylindry są lepiej podparte. Stojak jednocylindrowego silnika posiada zawsze 2 kolumny.

#### Podstawa /płyta fundamentowa/.

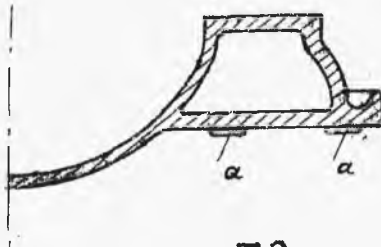
Podstawa silników pionowych zawiera w sobie 2 główne łożyska wału wykorbionego; do niej przymocowany jest stojak /np. w kształcie litery A/, za pomocą 10 - 12 śrub po 5 - 6 z każdej strony. Śruby te rozmieszcza się w ten sposób, że środkowe leżą na łuku koła, opisanego z osi cylindra, a 2 boczne - bliżej środka. W stojaku silników wysokoprężnych w kształcie litery A, przy zastosowaniu poziomej sprężarki, podstawa silnika służy jednocześnie podstawą dla tejże sprężarki. Podstawa przymocowana jest do fundamentu ceglanego za pomocą t.zw. śrub fundamento-

wych, które oblicza się na rozzerwanie pod działaniem pełnej siły nacisku na tłok, przytem  $k_r = 500 \div 700 \text{ kg/cm}^2$ . Nadlewy na nakrętki należy podnosić dość wysoko, niekiedy do osi wału, dla łatwiejszej obróbki, oraz w tym celu, aby łatwiej było je dokręcić pomiędzy poszczególnymi stojakami. Te nadlewy mogą jednak również pozostać surowe, nieobrobione, wtedy naturalnie pod nakrętkę należy koniecznie dawać podkładkę. Śruby /sztyfty/, przymocowujące stojak do podstawy, oblicza się również na rozzerwanie pod działaniem siły nacisku na tłok ( $P_2$ ), przyjmując  $k_{r_1} = 250 \div 300 \text{ kg/cm}^2$ . Dolną część podstawy, zaopatruje się niekiedy w listwy /rys.72 tekst/, ułatwiające należyte zamocowanie na obrabiarce. Podstawa musi być zaopatrzona w obrzeże dla ścieku oliwy. W jednym z łożysk w podstawie znajduje się zazwyczaj łożysko sztorcowe dla umocowania pionowego wałka pośredniego, do przeniesienia ruchu na wałek stawidłowy, oraz do uruchomienia regulatora. Łożysko to /rys.70/ zaopatrzone jest w panewkę brązową lub żeliwną, wylaną białym stopem, przytem należy przewidzieć dostatecznie obfite smarowanie.

Obliczenie wytrzymałościowe płyty należy przeprowadzić według następującego schematu.



Rys. 71



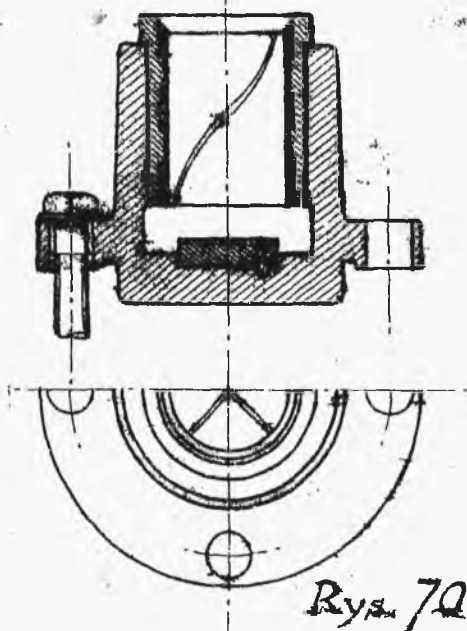
Rys. 72.

Tutaj siła  $P_2$  działa w kilku płaszczyznach, dzieląc się na równoległe składowe. Jednakże wobec zupełnej symetrii, wystarcza za pomocą wieloboku sznurowego, zbudowanego dla jednej połowy płyty, znaleźć wypadkową, a zatem moment gnący, jak na rys. 71.

$$M_g = H \cdot b \cdot k \cdot l$$

- $k$  - skala sił wieloboku, np. 1 mm. - 500 kg.
- $l$  - skala długości " " 1 cm. - 2,5 cm.

Projektowany przekrój dzielimy na szereg elementarnych i najprostszych geometrycznie



składowych i znajdujemy dla każdej oddzielnie moment bezwładności  $J$ .

W rezultacie otrzymujemy, jak już było zaznaczone wyżej

$$J = J_I + J_{II} + \dots$$

$$W = \frac{J}{e} ; \quad k_g = \frac{M_g}{W} ;$$

Płyta ze stojakiem musi być centrowana za pomocą korka (A), umieszczonego po obydwu stronach /rys. 71/.

### Ramy silników poziomych.

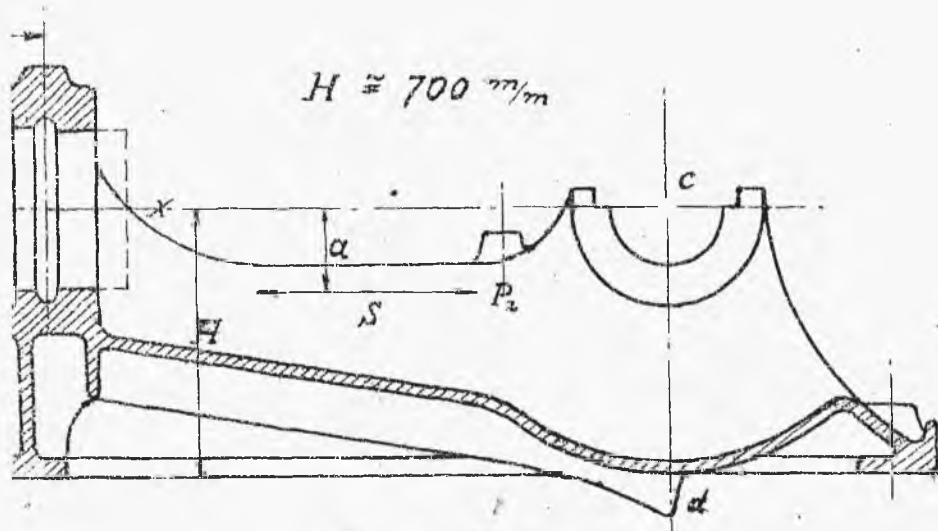
Stopniowy rozwój konstrukcyjnych typów ram silników poziomych prawie zupełnie usunął z użycia dawniej stosowaną masywną konstrukcję z wiszącym cylindrem, zamieniając ją bardziej lekkim typem z cylindrem mniej lub więcej podpar-

tym, szczególnie przy jednostkach większej mocy. Ramy te przy jednakowej wadze są znacznie sztywniejsze i odznaczają się przytem korzystnie pod względem zewnętrznego wyglądu. Typ ramy bagnetowej, tak często stosowanych w maszynach parowych, w dziedzinie silników spalinowych nie jest wcale używany. Omówimy kilka typowych konstrukcji szczegółowo.

1/ Rama z cylindrem wiszącym /rys.73/.

Jak już zaznaczono wyżej, konstrukcja ta nadaje się tylko dla silników niewielkiej mocy, gdyż cały ciężar cylindra i łbicy spoczywa na kołnierzu względnie śrubach, którymi cylinder jest przymocowany do ramy, wskutek czego powstają silne drgania i uginanie się perjodyczne ramy w czasie biegu silnika. Zdarzają się przy przedczesnych zapłonach pęknięcia ramy w pobliżu miejsca połączenia cylindra z ramą, lub wyłamania kołnierza ramy.

Bardzo ważnem jest w tej konstrukcji staranne i umiejętne centrowanie cylindra w ramie, a także silne przymocowanie go do ramy, która w miejscu złączenia powinna być szczególnie



Rys. 73.

mocna i sztywna, aby skutecznie mogła się opierać drganiom silnika. W tym samym celu należy zwrócić baczną uwagę, ażeby długość zwisających części była jaknajmniejszą.

W przekroju  $x-x$  powstaje moment gnący od siły nacisku tłoka na ścianę cylindra  $N$

$$M_g = N \cdot l ; N_{max} = 0,1 P_2 ; M_{gmax} = N_{max} l ;$$

$M_{gmax}$  ma miejsce wtedy, gdy tłok znajduje się na 0,1 skoku t.j. gdy znajduje się głęboko w cylindrze, wtedy właśnie  $l$  jest największe, i moment gnący - największy.

Długość opuszczenia cylindra w ramę powinna być duża, a sama konstrukcja tego szczegółu

solidna i mocna, ponieważ właśnie w tym miejscu mamy nacisk od siły  $N$ , powodującej  $M_g$ .

Śruby, łączące ramę z cylindrem, należy obliczać na siłę  $P'_z$  na rozciąganie, gdzie

$$P'_z = 1,25 \div 1,5 P_z ;$$

$$f = \frac{P'_z}{i \cdot K_r} ; f = \frac{\pi d^2}{4} ; K_r = 270 \div 350 \text{ kg/cm}^2$$

Śrub należy dawać niewiele, lecz mocnych.

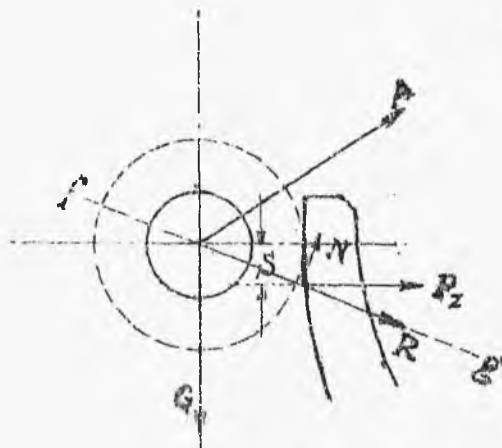
Przekroje ramy należy tak dobierać, aby środek ciężkości  $S$  był możliwie wysoko, t.j. aby ramię  $a$  było możliwie małe, wtedy bowiem unikamy dużego momentu gnącego:

$$M_g = P_z \cdot a$$

Dlatego też linja pochylenia ramy powinna leżeć na osi cylindra, a przy większych silnikach nawet wyżej.

W łożysku działa siła  $A$  /naciąg pasa/ oraz siła  $G$  /ciężar koła zamachowego/, które się składają na wypadkową  $R$ ; w kierunku tej siły leży niebezpieczny przekrój  $fg$ . Od siły  $P_z$  powstaje moment gnący  $M_g = P_z \cdot S$  powodujący naprężenie  $K_g$ .

Od siły  $N$  powstaje rozciąganie, powodują



Rys. 74.

ce naprężenie

$$k_r = \frac{N}{F}$$

Od siły  $R$

powstaje ściana-  
nie, powodujące  
naprężenie  $k_s$ .

Naprężenie  
zastępcze

$$k = k_g + k_r + k_s \leq 220 \text{ kg/cm}^2$$

Rama winna być należyście wzmoczona żebra-  
mi w kierunku pionowym i poprzecznym.

2/ Cylinder z ramą z jednej sztuki / tabl. VII  
Atlas II, fig. 4 /.

Konstrukcja ta jest korzystniejszą, ze  
względu na lepsze usztywnienie cylindra w sto-  
sunku do ramy, skutkiem czego drgania, które  
tak ostro występują w poprzednim typie, tu  
mniej dają się we znaki. Jednakże typ ten po-  
siada i liczne wady, z których zasadniczą jest  
ta, że w razie pęknięcia lub znaczniejszego



uszkodzenia cylindra lub ramy, trzeba wyrzucić prawie cały silnik. Również odlew jest stosunkowo trudny, a wytoczenie tulei na większą średnicę, które czasem jest konieczne z powodu uszkodzenia lub też nadmiernego wytarcia się jej, wymaga demontażu całej maszyny.

3/ Cylinder z oddzielną wstawianą tuleją roboczą / tabl. IX Atlas II /

Konstrukcje, u których gładka tuleja robocza jest osobno wsadzona w płaszczyz, tworzący jeden odlew z ramą silnika, są najbardziej rozpowszechnione, a nawet typowe dla silników czterosuwowych jednostronnego działania.

Bardzo ważną zaletą tego typu jest możliwość zastosowania materiału różnej twardości na roboczą tuleję i pozostałą część ramy.

Odlew jest tu znacznie łatwiejszy, rdzenie odlewnicze bardzo łatwo mogą tu być należyście podparte, a następnie całkowicie i równocześnie usunięte z płaszcza cylindra. Politecn.

W czasie pracy silnika tuleja robocza, po należywym dopasowaniu może się swobodnie wy-

568

657

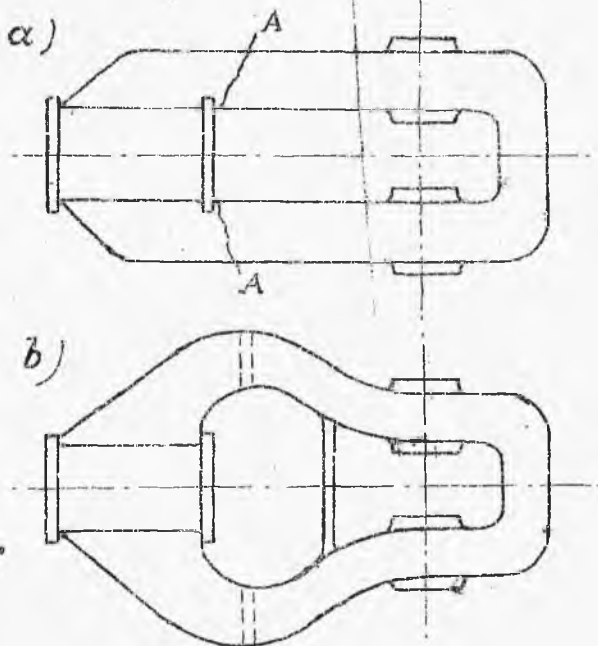
dłużać pod wpływem wyższych temperatur, skutkiem czego unika się tu dodatkowych szkodliwych naprężeń. Przy nowoczesnych metodach precyzyjnej obróbki dobre dopasowanie tulei i szczelność są zapewnione.

Ramy silników poziomych przeważnie bywają ustawiane bezpośrednio na fundamencie i umocowywane za pomocą śrub fundamentowych, chwytających ramę za specjalne, przewidziane w tym celu nadlewy lub łapy. Śrub fundamentowych daje się minimum 4, po 2 na początku ramy i na końcu za łożyskiem, w ciężkich silnikach liczbę śrub zwiększa się do 6, a niekiedy nawet do 8. Ilość śrub jednak nie powinna być zbyt duża, ponieważ większą ilość śrub trudno jest równomiernie dokręcić, a niespełnienie tego warunku może wywołać dodatkowe naprężenia i pęknięcie ramy. Śruby mogą przechodzić przez całą wysokość ramy, albo też jedynie przez specjalne nadlewki, umieszczone z boku ramy, które bardzo są wskazane.

W miejscach, w których przechodzą śruby, należy ścianki ramy wzmocnić za pomocą żeber, ażeby się zabezpieczyć przed dodatkowymi naprężeniami, powstającymi przy dokręcaniu

śrub. Łożyska wału wykorbionego powinny być przymocowane możliwie z obu stron do fundamentu w celu należytego usztywnienia.

Przestrzeń, w której koniec cylindra jest umocowany w ramie, a także kołnierz ramy są mniej intensywnie chłodzone, skutkiem czego miejsca te posiadają wyższą temperaturę, niż

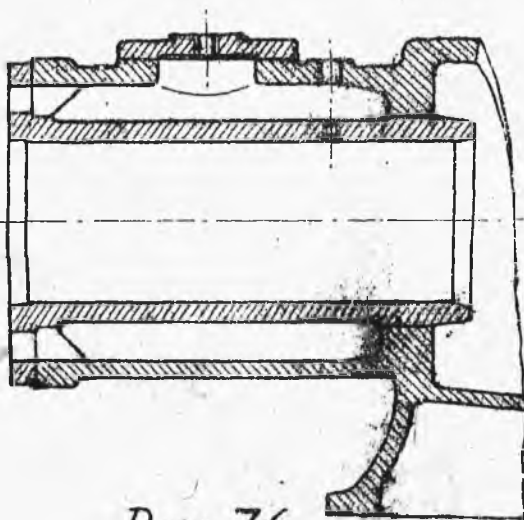


*Rys. 75.*

pozostałe części ramy. Powstające dzięki tej różnicy temperatur naprężenia, mogą spowodować pęknięcie ramy w miejscach A /rys.75/. Aby temu zaradzić, niektóre firmy stosują konstrukcje

podług szkicu 6, umieszczonego na tymże rysunku, przechodząc łagodniejszą krzywą do bocznych części rany. Sposób ten jest racjonalnym i daje dobre rezultaty, ale ogromnie poszerza całą ranę i odsuwa znacznie wałek stawidłowy od osi cylindra, co pociąga za sobą konieczność stosowania dłuższych, a zatem i mocniejszych dźwigni.

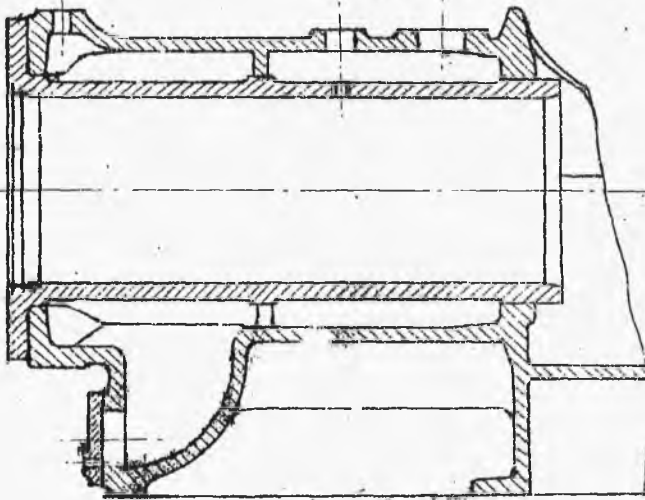
Przestrzeń wodna winna mieć łatwy dostęp dla należytego oczyszczania jej z osadu wapiennego. W tym celu we współczesnych silnikach często robi się górną ściankę płaszcza wodnego



Rys. 76.

otwartą  
/rys. 76/, zamkniętą ślepa pokrywą, albo też przewiduje się specjalny otwór na dole /rys. 77/. Wodę doprowadza się w silnikach pozio-

mych od strony głowicy od dołu, odprowadza się



zaś od strony korby od góry, skierowywując ją w silnikach o większym skoku, w których przestrzeń wodna jest zaopatrzona w przegrody pionowe, za pomor-

*Rys. 77.*

ocą otworów w ściankach poprzecznych do przedniej części. Ściankę dolną, tworzącą miskę na smar, korzystnie jest wykonać pochyłą, aby oliwa mogła należycie spływać i uchodzić na zewnątrz za pomocą przewidzianych w tym celu rurek.

Układ korbowy winien być okryty osłoną z blachy oksydowanej w tym celu, aby smar nie rozpryskiwał się; dlatego też należy przewidzieć specjalne listwy obrobione do przymocowania tej osłony za pomocą śrubek. Boczne belki ramy wykonane są w formie skrzynek zamkniętych,

jednak w małych silnikach może być wystarczającą konstrukcją o przekroju korytkowym /II/. Obydwa łożyska winny być połączone żebrami poprzecznymi, zarówno jak i miska winna być zaopatrzona dla lepszego usztywnienia w zebro podłużne.

Ścianki boczne zarówno wewnętrzne, jak i zewnętrzne, winny być wykonane z pewną zbieżnością /2 - 3 % / ku górze, w celu łatwiejszego wyjęcia modelu prasy formowania. Niekiedy rama służy jako zbiornik do zasysania suchego powietrza i w tym celu zaopatrzona jest w otwory od strony wałka stawidłowego. Otworów tych nie należy umieszczać od strony koła zamachowego, ponieważ tam koło powoduje swym pędem kurz, który byłby zasysany do cylindra. Urządzenie takie jest jednak możliwe tylko w silnikach mniejszej mocy, gdyż przy zasysaniu większej ilości powietrza przez takie otwory słyszy się nieprzyjemny hałas /świst/. Powietrze zasysane tą drogą nigdy nie jest zupełnie czyste, gdyż sam fundament z cegły kruszy się, jest pokryty kurzem i wapnem i te wszystkie postronne ciała porywane i zasysane do wnętrza silnika, niszczą gładź cylindra i zanieczyszczają grzybki zaworów.

Rama winna być zaopatrzona od strony wałka

stawidłowego w nadlewy obrobione.

1/ przy głównem łożysku - dla pokrywy na koło śrubowe, oraz dla bocznego łożyska wałka stawidłowego,

2/ na pompkę do smaru;

3/ na filarek do regulatora,

4/ na łożysko pośrednie dla wałka stawidłowego, o ile silnik posiada długi wałek,

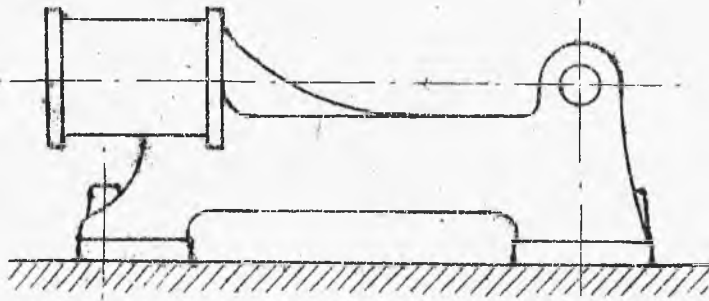
5/ na łożysko podtrzymujące kułaki, umocowane na wałku stawidłowym /niekiedy łożysko to zostaje przymocowane do głowicy/.

Przewidzieć też należy miejsce na okapy dla oliwy od strony wewnętrznej ramy oraz od strony koła zamachowego.

Oprócz takich pojedynczych ram, w ostatnich czasach spotyka się coraz częściej ramy silników podwójnych, w których obydwa cylindry są zamocowane w jednej wspólnej ramie, posiadającej w tym wypadku 3 łożyska /fig. 1, 2 i 3 Tabl. X Atlas II/. Ilość śrub fundamentowych w takiej konstrukcji zwiększa się o 2 - 4 .

Obecnie niektóre firmy angielskie stosują konstrukcję, w której rama nie przylega do fundamentu całą powierzchnią, a tylko spoczywa, jakgdyby na 2 łapach, znajdujących się z przodu

i z tyłu silnika /rys.78/. Takie rozwiązanie



Rys. 78.

wpływa ogromnie dodatnio na lekkość budowy, ale jest dopuszczalne jedynie przy stosowaniu doskonałego materiału /żeliwa/. Lekkość tej konstrukcji jest ogromnie pożądaną cechą w silnikach, budowanych na eksport, gdyż dzięki mniejszej wadze cło wypada mniejsze.

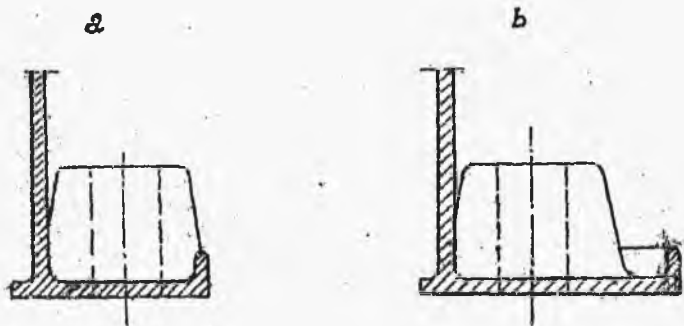
Przy konstruowaniu ramy pamiętać należy, aby oś cylindra nie leżała zbyt wysoko ze względów statystycznych, silnik jednak powinien być umieszczony na wysokości 800 - 900 mm. od podłogi dla łatwego dostępu i wygody w obsłudze. Wymiar  $H$  /tabl. IX / wynosi średnio dla silników o skoku



s = 450 mm.	- 425 mm.
500 "	450 "
600 "	500 "
650 "	550 "
700 "	575 "
800 "	600 "

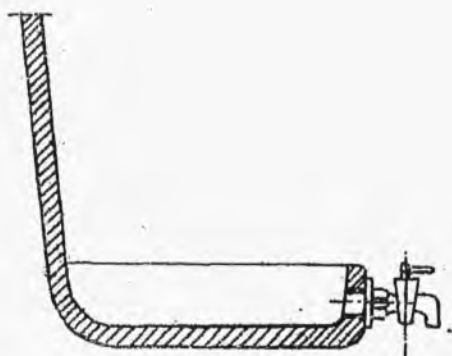
Spód ramy wewnątrz powinien mieć spadek w kierunku łożysk w celu ściekania oliwy. Należy przewidzieć w odpowiednich miejscach otworki, umożliwiające usuwanie tej ściekającej oliwy, gdyż korba silnika nie powinna się w niej zanurzać podczas biegu. Ponieważ używa się różnej oliwy do smarowania cylindra i łożysk korbowego, więc pożądanym jest umieszczenie w odpowiednim miejscu przegródki a ( tabl. IX ) któraby uniemożliwiała zmieszanie się ściekającej oliwy rozmaitych gatunków, oraz odpowiednich otworków, połączonych rurką nazewnątrz do usuwania tej oliwy. Oliwa nie powinna spływać z ramy silnika na fundament, gdyż ten pod wpływem smarów kruszeje i ogromnie szybko się niszczy. Naokoło ramy szczególnie koło łożysk powinien być przewidziany ściek, należy przytem pamiętać, aby nadlewy na śruby fundamentowe nie zajmowały całej szerokości ścieku, jak

wskazuje rys. 78 szkic b ( szkic a podaje konstrukcję wadliwą i niedopuszczalną). Ściek wykonywa się tylko z 3. stron ramy i powinien mieć spadek. Usuwanie oliwy ze ścieku odbywa się za



Rys. 79.

pomocą otworu nagwintowanego, zamykanego korkiem lub kranikiem, jak na rys. 80. Dotychczas mówiliśmy o stojakach i ramach czterosuwowych silników Diesel'a oraz średnio i niskoprężnych na gaz i paliwo ciekłe. Jeszcze słów kilka o ramach silników 2- suwowych zasadniczo rama tego typu silników może być wykonywana również w tych 3 odmianach, rozpatrywanych wyżej t.j. ~~z cylindrem przyśrubowanym do ramy, z cylindrem stanowiącym~~ t.j. z cylindrem przyśrubowanym do ramy, z cylin-



Rys. 80.

drem stanowiącym jedną całość z ramą i z oddzielną tuleją roboczą. Wady i zalety tych odmian konstrukcyjnych są mniej więcej te same, co i przy silnikach czterosurowych, wyżej już omawianych. Zasadnicza różnica ram silników dwusurowych jest spowodowana tą okolicznością, że ponieważ skrzynka korbowa jest przeważnie tu sprężarką dla powietrza przepływającego, więc konieczną jest w tym wypadku konstrukcja zamknięta i szczelna. Łożyska bywają tu osadzone w specjalnych pokrywach, wstawianych z boku i centrowanych na tak dużych średnicach, aby wał wykarczony przy demontażu mógł być z łatwością wyjęty. Na należyte uszczelnienia w tem

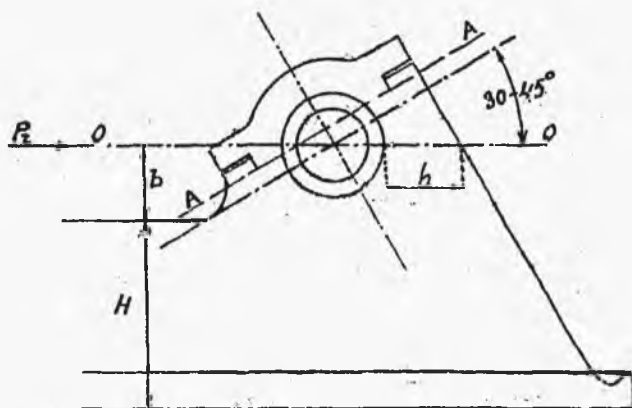
miejscu należy zwracać baczna uwagę.

Stojak składa się z 3-ch części: cylindra, skrzynki korbowej i podstawy, złączonych ze sobą za pomocą śrub. Otwory w skrzynce korbowej służą do umieszczenia zaworów ssących powietrze, podstawa tworzy rodzaj miski do zbierania oliwy. w najniższym punkcie miski znajduje się otwór dla spustu oliwy.

### ŁOŻYSKA GŁÓWNE.

Rozróżniamy trzy konstrukcje łożysk głównych: 1) łożyska pochylone do wewnątrz, 2) łożyska pochylone nazewnątrz i 3) łożyska poziome.

#### I. łożyska pochylone do wewnątrz.



Rys 81.

Konstrukcja ta jest korzystną ze względów wytrzymałościowych, ponieważ otrzymujemy tu duży wymiar  $H$ , co jest ważnem ze względu na wielkość siły  $P_z$  która przy tym układzie łożyska obciąża tylko dolną panewkę i przenosi się dalej na korpus i podstawę - z drugiej strony pochylenie osi łożyska o kąt  $30 - 45^\circ$  zmusza do obniżenia ramy w stosunku do osi cylindra o wielkość  $b$ , co jest niedobrem, ponieważ obniża środek ciężkości, a tem samem zwiększa moment gnący ramę. Okoliczność zmusza do zwiększania wysokości  $H$ , przez co otrzymujemy konstrukcję znacznie cięższą niż przy łożyskach poziomych, lub pochylonych nazewnątrz.

Następną wadą jest trudność demontażu wału, który musimy wyjmować skośnie, bokiem, a nie poziomo, do góry. Z powyższych względów łożyska te stosuje się tylko do silników o małej mocy.

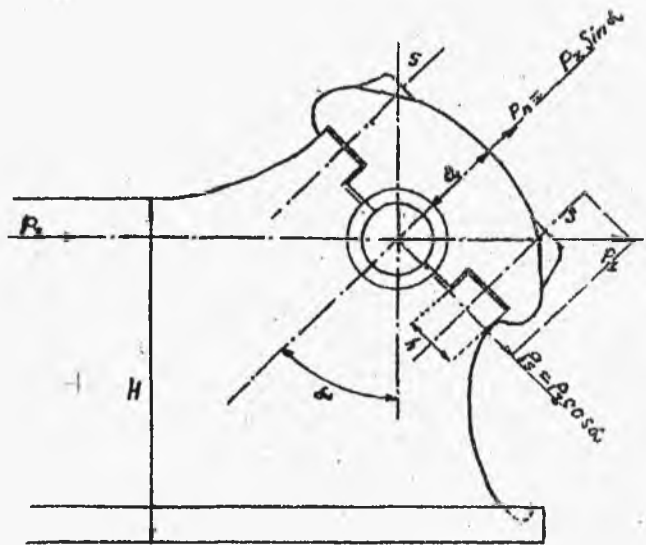
## II. łożyska pochylone nazewnątrz.

---

Przekrój  $H$  wypada przy tej konstrukcji wysoki, rama krótsza. Montaż jest tu łatwy i wygodny. Natomiast konstrukcja ta jest niekorzystną ze względów wytrzymałościowych, ponieważ siła

$P_z$  obciąża górną panewkę

i przenosi się na pokrywę, podczas gdy panewka dolna i podstawa są podciążone. Dzięki temu należy stosować mocną pokrywę i duże śruby, przez co łożysko wypada wielkością ciężkie i niezgrabne.



Rys. 82.

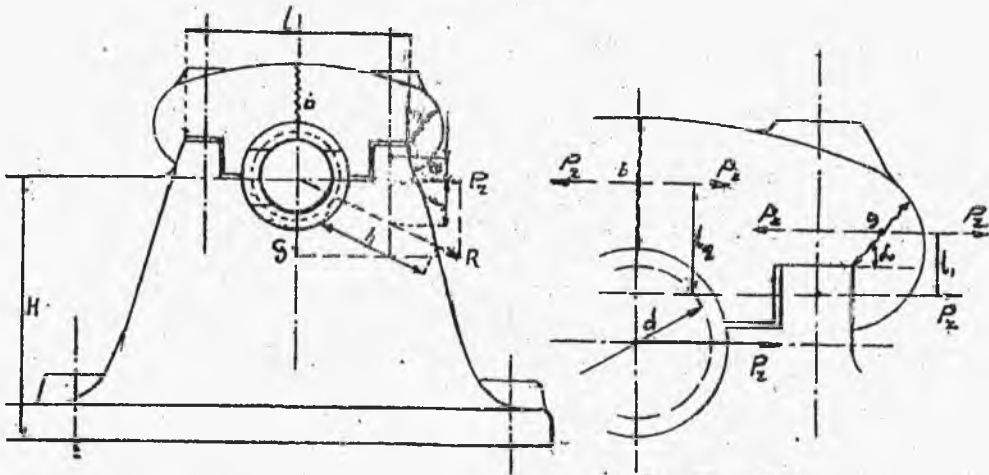
Dalszą wadą jest to, że wał pracuje na dolnym styku panewek wytłaczając nazewnątrz smar, co powoduje wycieranie panewek.

W łożyskach tych należy obliczać niebezpieczne przekroje  $\alpha$  i  $H$ . Siła wypadkowa  $R$  działająca na łożysko składa się z siły  $P_2$ , wagi koła zamachowego  $G$  i siły naciągu pasa  $A$ .

Wypadkową rozkładamy na składową siłę rozrywającą  $P_n$  w osi łożyska i pionową do niej - ścinającą  $P_s$ .

Łożyska te, jak i poprzednie stosują się wyłącznie do silników o małej mocy.

III. Łożyska poziome.



Rys. 83.

Rys 84

Układ ten pozwala zbliżyć środek ciężkości ramy do osi cylindra ( duże  $H$  ) przez co zmniejsza się moment gnący ramę, montaż wału wykorbionego jest łatwy i smarowanie łożysk dobre. Z tych względów w silnikach i średniej i dużej mocy stosuje się wyłącznie łożyska poziome.

Łożyska główne wykonywa się z dobrego materiału zawsze jako odlewy puste z odpowiednim celowym rozstawieniem żeber i ścianek w podstawie i w pokrywie. Powierzchnie styku pokrywy i podsta

wy i panewek powinny być dobrze obrobione i dopasowane.

Siła wypadkowa  $R$  działająca na łożysko, składa się z nacisku tłoku  $P_z$ , wagi koła zamachowego  $G$  i naciągu pasa  $A$ . Przeliczyć należy 4 niebezpieczne przekroje (Rys. 84) a - w podstawie łożyska na zgięcie.

przez moment  $M_g = P_z \cdot f$  i ścięcie siłą  $R$   
Stosujemy tu wzór na zginanie belki o krzywej osi.

Przekrój  $C$  na zgięcie momentem  $M_g = P_z \cdot e$   
i ścięcie siłą  $P_z$

Przekrój  $g$  w pokrywie z zewnętrznym centrowaniem obliczamy na zginanie przez moment  $P_z \cdot l$ ,  
i rozrywanie siłą  $P_z \cdot \sin \alpha$

Przekrój  $b$  na zginanie przez moment  $P_z \cdot l_2$   
i rozrywanie siłą  $P_z$ . W obu wypadkach stosujemy wzór na belkę o krzywej osi. Podstawę łożyska obliczamy tak, jak gdyby pokrywę zdjęto, zaś nokrwe tak, jak gdyby wyjęto podstawę.

Przykład obliczenia łożyska według  
wzoru na gięcie belki o krzywej osi.

Przykład poniższy podany był przez Prof. Ba-  
cha w Zeitschrift d.V.D.Ing. 1901 str.1567.



Rysunek 85 podaje zewnętrzną połowę podstawy łożyska narażoną na ułamanie siłą osiową nacisku tłka.

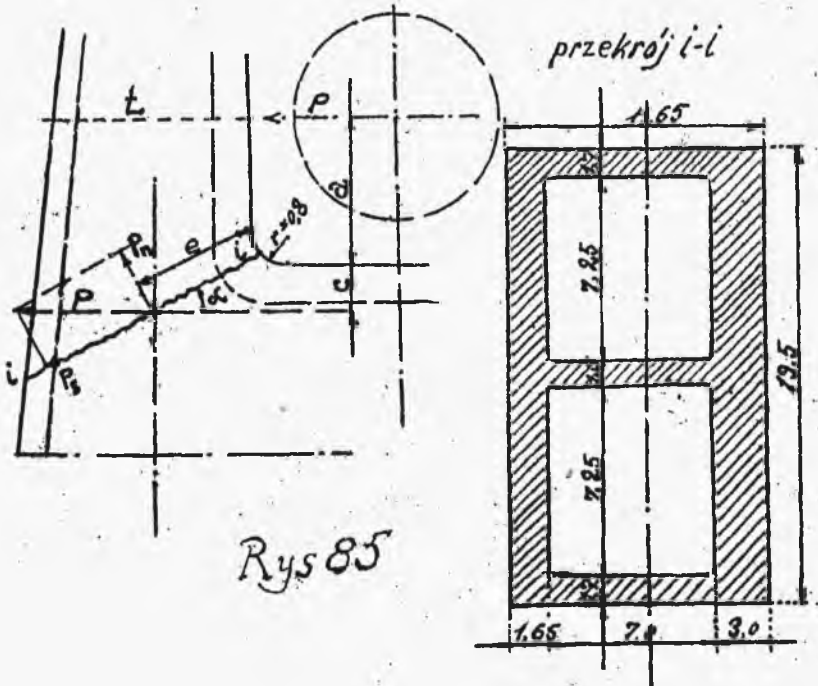
Trzeba przeliczyć naprężenia w przekroju niebezpiecznym  $i-i$  Załóżmy

$$P = 21250 \text{ kg}, \alpha = 40^\circ$$

$\alpha$  - kąt pochylecia przekroju niebezpiecznego do siły  $P$ .

$$a = 7,4 \text{ cm.}; \quad c = 3,13 \text{ cm.}$$

wymiary przekroju  $i-i$  podane na rysunku obok.



Obliczymy dwojako: raz jako belkę zamocowaną jednym końcem na stałe i drugim raz jako belkę o krzywej osi i porównamy wyniki.

$$P_n = P \sin \alpha = 21250 \sin 40^\circ = 13200 \text{ kg}$$

$$P_s = P \cos \alpha = 21250 \cos 40^\circ = 16250 \text{ kg}$$

$$\text{przekrój } f = 19,5 \cdot 11,65 - 7 \cdot 14,5 = 125,675 \text{ cm}^2$$

Odległość środka ciężkości od krawędzi wewnętrznej

$$e = \frac{19,5 \cdot 11,65 \cdot 5,825 - 7 \cdot 14,5(3+3,5)}{125,675} = 5,28 \text{ cm}$$

moment bezwładności wynosi:

$$J = \frac{1}{12} \cdot 19,5 \cdot 11,65^3 + 19,5 \cdot 11,65(5,825 - 5,28)^2 - \left[ \frac{1}{12} \cdot 14,5 \cdot 7^3 + 14,5 \cdot 7(6,5 - 5,28)^2 \right] = 2072 \text{ cm}^4$$

moment wytrzymałości

$$W = \frac{J}{e} = \frac{2072}{5,28} = 391 \text{ cm}^3$$

Naprężenia

$$\sigma_c = \frac{P_n}{f} = \frac{13200}{125,7} = 105 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_g = \frac{P \cdot (a+c)}{W} = \frac{21250(7,4+3,13)}{391} = 572 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_s = \frac{P_s}{f} = \frac{16250}{127,5} = 129 \text{ kg}$$

Współczynnik wytrzymałości traktowanego materiału ( na zgięcie ) wynosił

$$K_g = 2343 \text{ kg/cm}^2$$

Jeżeli stosunek

$$K_g : K_c = 1,79$$

( dla danego gatunku ), to naprężenie całkowite

wyniesie

$$\sigma = 1,796\sigma_c + \sigma_g = 1,79 \cdot 105 + 572 = 760 \text{ kg/cm}^2$$

Takie są wyniki obliczania zwykłego nagięcia.

Przy obliczaniu belki o krzywej osi mamy. Pro -  
mień zakrzywienia ścianki wewnętrznej  $r = 0,8 \text{ cm}$

$$\begin{aligned} \text{" " " osi obojętnej } \rho &= r + e = \\ &= 0,8 + 5,28 = 6,08 \text{ cm} \end{aligned}$$

Wzór Bacha oznacza naprężenie włókien skrajnych

$$\text{jako } -\sigma_{\max} = \frac{P_n}{f} + \frac{M_g}{f \cdot \rho} + \frac{M_g}{x \cdot f \cdot \rho} \cdot \frac{e}{\rho + e} \text{ kg/cm}^2$$

$$\begin{aligned} P_n &= 13200 \text{ kg. } f = 125,675 \text{ cm}^2 \quad M_g = -21250(7,4 + 3,13) = \\ &= -223700 \text{ kgcm.} \end{aligned}$$

moment jest ujemny gdyż działa w kierunku zmniejszania krzywizny belki.

$$x = -\frac{1}{f} \int \frac{e}{\rho + e} df = 0,844$$

Jeżeli  $e = -5,28 \text{ cm}$ . (znak ujemny) to naprężenie największe wyniesie

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{1320}{125,675} - \frac{223700}{125,675 \cdot 6,08} - \frac{223700}{0,844 \cdot 125,675 \cdot 6,08} \cdot \frac{-5,28}{6,08 - 5,28} \\ &= 105 - 293 + 2290 = 2102 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Otrzymaliśmy w drugim liczeniu naprężenia trzykrotnie większe niż w pierwszym.

Stąd widać, że miarodajnymi są wyniki obliczania według wzoru na balekę o krzywej osi i te należy stosować.

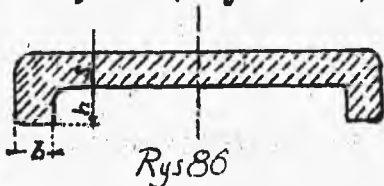
W celu skrócenia przeliczeń można stosować wzory gięcia zwykłego, ale przekroje powinny być takie, aby naprężenia wypadkowe były trzykrotnie mniejsze od tych, które zechcemy stosować.

Z równania dla belki krzywej widać, że naprężenia są odwrotnie proporcjonalne do promienia średniej krzywizny belki. Z tego powodu nie należy budować innych łożysk jak tylko z cylindrycznymi gniazdami dla panewek (nie zaś trapezowymi) gdyż te dają największy promień krzywizny.

### PANEWKI.

Dla średnic  $d \leq 100 \text{ mm}$  stosuje się panewki z brązu niefosforzonego.

Dla średnic większych  $d > 100 \text{ mm}$  lepiej stosować odlew żeliwny lub stalowy i pokrywać powierzchnię białym <sup>stopem</sup> Grubość ścianki  $\delta$  dla panwi brązowych (rys. 86) i stalowych lanych



stosujemy:

$$s = \frac{d}{15} + 5 \text{ cm/m.}$$

dla żeliwnych zaś:

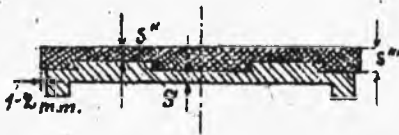
$$s' = \frac{d}{10} + 10 \text{ m/m}$$

$$h = 0,8 - 1,1 s \text{ lub } s', \quad b = 1 \div 1,2 s \text{ lub } s'$$

Grubość wylania stopem  $s'' = 6 - 8 \text{ m/m}$   $s'' \leq 12 \text{ m/m}$ .

stop powinien wystawać o 1-2 mm., aby żeliwne wzgl. stalowe części panwi nie dotykały czopa i ścierał się tylko biały stop.

Materiał panewek winien być wysokiej wartości.



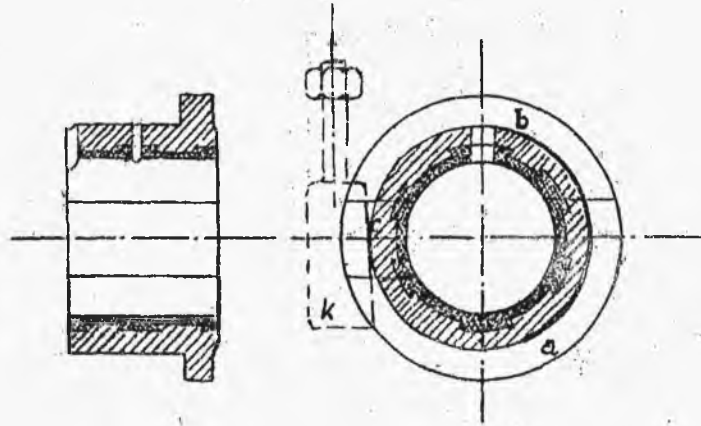
rys. 87

Odlew stalowy stosujemy często w silnikach, szczególnie zaś w wówczas, gdy zależy

na zmniejszeniu średnicy zewnętrznych panewek. Osadzenie stopu w panewce musi być bardzo sumienne. Osadza się stop w podłużnych i poprzecznych rowkach wyżłobionych według formy jaskółczego ogona. Powierzchnię panwi oczyszcza się i pobiela starannie i potem dopiero wylewa stopem.

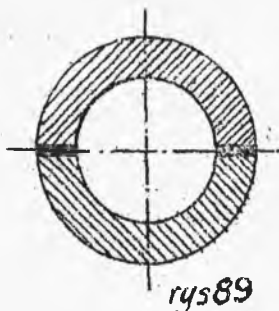
Normalne panewki dzieli się na 2 części: panwie bardzo dużych średnic składają się z trzech części ( a, b, c) jak na rysunku. 88.

Panewki w łożyskach wybijają się najmocniej w kierunku działania tłoka. Powstałej stąd



Rys. 88.

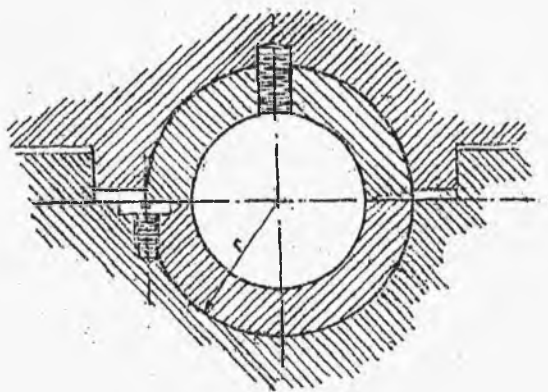
szczeliny można uniknąć stosując *trzecią* części (c) nastawianą klinem K i mającą przesunięcie boczne. Klin K winien być zawsze umieszczany po odciążonej stronie łożyska.



Do panwi dwudzielnych często stosuje się przekładki rys.89 różnej grubości (0,1 - 1 mm.) Usuwając w razie wytworzenia się zbyt dużego luzu przekładkę *odpowiedniej* grubości osiągamy przyleganie panewki do czopa i zmniejszamy wybijanie stopu. Panewki nie powinny mieć żadnych nierówności, gdyż

wtedy można ją wykonać całkowicie na tokarce .  
Muszą być jednak zabezpieczone od okręcania kołowe-  
go wraz z wałkiem ( rys. 90).

Zabezpieczenie za pomocą czopików mosiężnych  
lub stalowych stosuje się zwykle w panewce górnej,

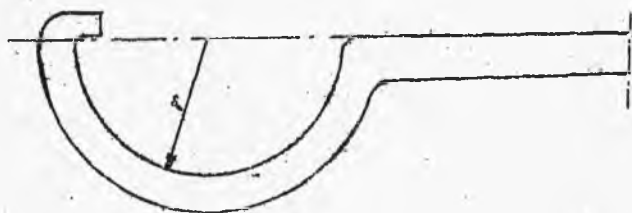


Rys. 90.

gdyż ta łatwo daje  
się zdejmować.

Panewkę dolną  
albo się nie  
umiejszcwia albo  
też stosuje się  
śrubki wykręca-  
ne do góry, w  
miejscu dostępnym

aby nie utrudniać reperacji ( rys.90). Niejed-  
nokrotnie wyjmujemy panewkę dolną nie zdejmując



wałka, lecz okrę-  
cając ją koło nie  
go. Do tego służy  
klucz podany obok

na rysunku 91. Klucze takie bywają aktywne i kań-  
cuchowa.

Smarowanie łożysk głównych stosuje się samoczyn-  
nie ( pierścieniami) lub kancuszkami. Kroplowe sma-

rowanie stosuje się tylko w bardzo małych silnikach. Smarowanie samoczynne jest najczęściej dobre, jednak niezupełnie pewne, ze względu na możliwe zacinaanie się pierścieni, co wymaga starannego dozoru. W tym celu pokrywy łożysk zaopatruje się w odpowiednie okienko O.

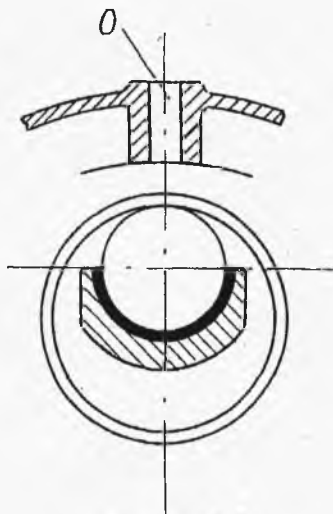
Powierzchnia nośna panewek zmniejsza się, co może powodować zagrzewanie się łożyska. W dalszym ciągu wadą jest to, że używa się ciągle ten sam smar, który zanieczyszcza się przez domieszkę cząsteczek ścierających się metali, z tego względu należy co 3-6 miesięcy smar zmieniać.

Do bardzo dużych silników stosuje się smarowanie pod ciśnieniem do kilku <sup>metrów słupa oliwy</sup> atmosfer, do czego służy specjalna pompka. Zużyta oliwę filtruje się i ochładza, poczym używa się ją ponownie

Łożyska ze smarowaniem samoczynnem należy zaopatrywać w łapacze oliwy (rys. 94) wyciskanej z panewek przez wał. Oliwa ścieka przez otwór O do zbiornika w łożysku.



Do bardzo dużych silników stosuje się smarowanie pod ciśnieniem do kilku atmosfer, do czego służy specjalna pompka. Zużyta oliwę filtruje się i ochładza, poczym używa się ją ponownie, co daje ogromną oszczędność smarów, pewność działania, oraz intensywne chłodzenie.



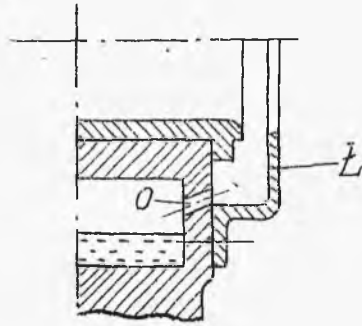
Rys. 92.



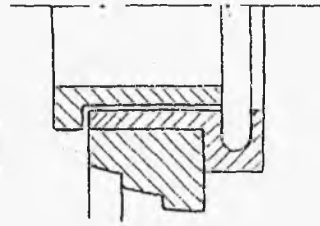
Rys. 93.

Chcąc uniknąć kosztownej ochrony  $\angle$  można stosować znacznie tańszą konstrukcję mianowicie odpowiednie kanały w panewce (Rys. 95).

Poza omówionym podziałem łożysk głównych w zależności od położenia ich osi względem ramy, rozróżniamy jeszcze łożyska dostosowane do specjalnych rodzaj silników, mianowicie łożyska a) silników



Rys. 94.



Rys. 95

2-u suwowych ze sprężaniem powietrza w skrzynce korbowej i b) silników wysokoprężnych.

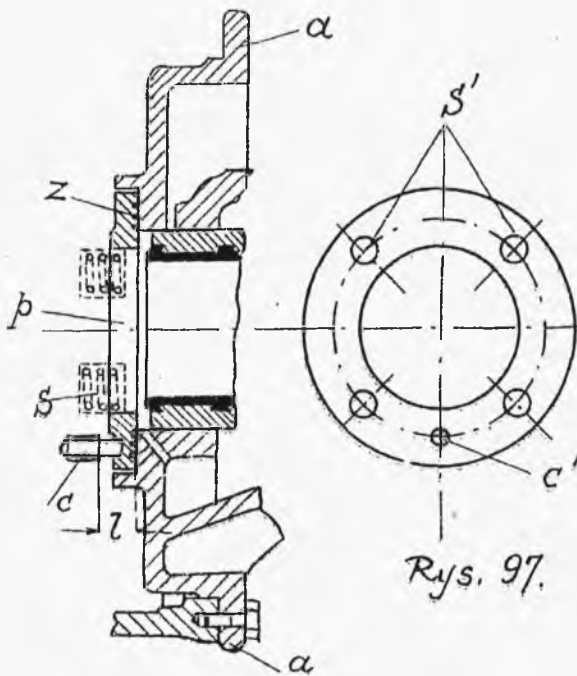
a) Łożyska główne silników 2-u suwowych: (Rys. 96.

i TABL. XIV.)

Łożyska te budują się łącznie z bocznymi pokrywami skrzynki korbowej jako jedna całość, przytym należy zwracać uwagę żeby odległość między ramionami wału wykorbionego i pokrywą była jaknajmniejsza, gdyż przez to zmniejszają się naprężenia w wale.

Szczególnie starannie należy wykonywać uszczelnienia łożysk między wałem, a pokrywą boczną, ponieważ część powietrza w czasie suwu sprężania może uciekać, przez łożysko. Powietrze to jest stra-

conem dla przepłukiwania cylindra, co powoduje zwiększenie zużycia paliwa i zmniejszenie mocy silnika. Następnie, powietrze wysysa oliwę z łożysk, co może wywołać grzanie się wału i



Rys. 96.

zamacowanego w ramieniu wału, obracającego pierścienia  $S'$  do osadzenia lekkich sprężyn  $S$  dociskających pierścieni do pokrywy. Pierścień obraca się więc razem z wałem i nie wyrabia się. Żłobki  $Z$  (Rys. 96) służą do zatrzymywania smaru,

łożysk. Tablica XIV atlasu podaje łożysko normalne dla 2 suwnego silnika o mocy 20 K.M. Pomiędzy ramieniem i panewkami znajduje się starannie obrobiony i dotarty do pokrywy brązowy pierścień  $b$  szerokości około 15 mm. Pierścień ten (rys.97) posiada 5 wydrążeń, z nich wydrążenie  $c'$  służy do osadzania czopa  $c$ ,

Rys. 97.

a częściowo jako uszczelnienia powietrzne (labiryntowe). Smarowanie łożysk stosuje się samoczynne, pierścieniowe i pod ciśnieniem.

Pokrywa łożyska i korpus są złączone za pomocą wyjmowanych śrub (Tabl. XIV), a nie kołków, jak to ma miejsce w zwykłych konstrukcjach. Takie złączenie ma na celu możliwość zdejmowania pokrywy łożyska bez odejmowania całego łożyska od skrzynki korbowej.

b) łożyska główne silników wysokoprężnych  
-----  
(Diesel'i). Atlas II tabl. XV i XVI.

Przy zwykłym wykonaniu stosuje się samosmarowe łożyska żeliwne wylane białym stopem, jednak najczęściej budują się łożyska z panewkami <sup>żeliwnymi</sup> lub ze stali lanej, wylane białym stopem. łożyska te zaopatruje się w podchwytywacze oliwy (atlas Tabl. XV) połączone kanałem ze zbiornikami <sup>oliwy,</sup> odlane razem z korpusem łoża lub przyśrubowywane, jak wyżej na rys. 94. O ile mamy łożyska silnie obciążone, to stosuje się smarowanie <sup>pod ciśnieniem</sup>, ponadto, chcąc uniknąć zbytniego nagrzewania się łożysk chłodzi się je wodą, lub powietrzem zasysanym przez silnik, zaopatrując korpus i pokrywę w odpowiednie kanały.

Powietrze służy zwykle do chłodzenia łożysk z panwiami z brązu lub lanej stali. Wylanie łożysk białym stopem winno być nadzwyczaj staranne, należy baczyć, by gniazda w panwiach były oczyszczone z twardej odlewniczej skorupy i żeby stop w zę-  
dzie ściśle dolegał do powierzchni panwi, co za-  
bezpiecza dobre odprowadzanie ciepła.

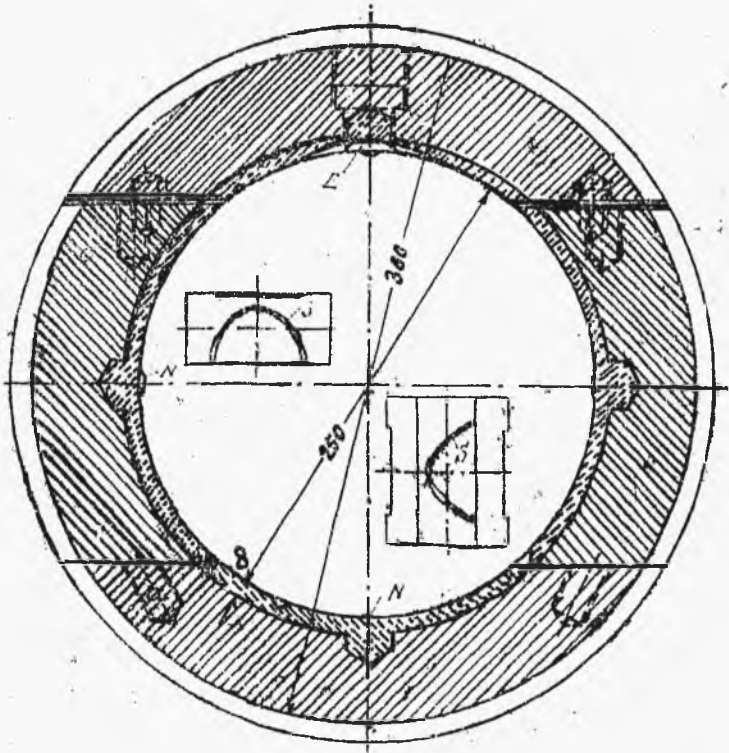
Dołne panwie powinny być tak zbudowane, aby przy małym podniesieniu wału, można było je z łatwością wykręcić z łożyska.

Panwie zabezpiecza się odokręcania w łożysku przez umieszczenie w pokrywie odpowiednich kołków ( patrz rys.90). Doleganie panwi do wału zabezpiecza się przez wyjmowanie włożonych między panwie blaszek mosiężnych jak na rys.89. Większość silników wysokoprężnych buduje się w ten sposób, że jedno z łożysk zewnętrznych posiada panwie rozdzielone (Tabl. XV i XVI) tak, żeby można było na wale osadzić koło śrubowe  $K$  (Tabl.XV), łączące się z kołem  $k$  pionowego wałku stawidłowego, jednakże spotyka się konstrukcje w których koła zębate umieszczone są nazewnątrz łożysk. Wałek stawidłowy wymaga specjalnego łożyska sztorcowego  $L$  (Tabl. XV), które

niekiedy jest wykonywane jako kulkowe. Łożysko to nienależy centrować w podstawie  $P$ , lecz dopiero po dokładnem zmontowaniu przekładni zębatej umocowuje się odpowiednimi śrubami  $S$ . Pokrywy łożysk wykonywują się z żeliwa jako odlewy puste, lub ze stali lanej jako odlewy pełne; przy silnikach okrętowych stosuje się pokrywy ze stali kutej. Przy łożyskach bardzo dużych i długich stosuje się pokrywy dzielone. Pokrywy czasami zastępują górne panwie, w takim razie wylewa się je białym stopem. Pokrywy oblicza się na naprężenie  $200 - 250 \text{ kg./cm}^2$  - dla żeliwa i " "  $600 - 700 \text{ kg./cm}^2$  - dla stali lanej. -

Smarowanie łożyska sztorcowego wykonywa się najczęściej niezależnie od łożyska głównego (Tabl. XIII), również spust smarów jest niezależnym od głównego łożyska. Dobrem jest połączenie wszystkich zbiorników oliwy łożysk głównych za pomocą rur, lub odpowiednich kanałów, co pozwala utrzymać oliwę wszędzie na jednym poziomie i zadowolnić się jednym oliwoskazem.

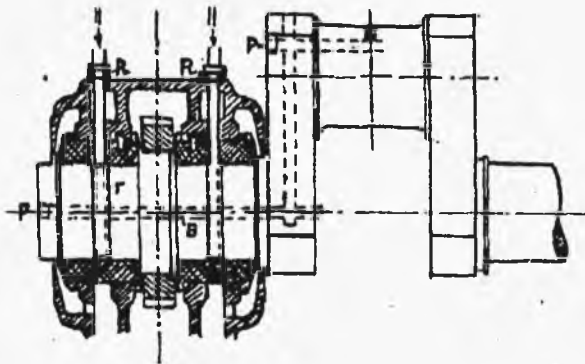
Na rys. 98 mamy smarowanie łożysk głównych pod ciśnieniem . Panwie składają się z 4 części, wydrążenia  $a$  służą do okręcania dolnej panwi przy wyjmowaniu jej z łożyska.



Rys. 98.

Żłobki  $S$  w panewkach wykonywa się w formie podkopy. Wał jest zaopatrzony w 4. wyfrezowane podłużne rowki  $N$ , służące do doprowadzania oliwy. W miejscu wejścia oliwy do panwi  $E$ , żłobki na panwi są rozszerzone, co pozwala oliwie rozplýwać się po całej powierzchni panwi i czopa.

Rys. 99 przedstawia doprowadzanie <sup>oliwy</sup> pod ciśnieniem zazwyczaj z centralnej smarownicy do łożyska silnika wysokoprężnego. Oliwa przez rurki  $R$  wkręcone do pokrywy dostaje się do żłobków  $r$  na czopie, także żłobki na panwiach zabezpieczają rozprowadzanie oliwy po powierzchniach trących przed możliwymi bocznymi przesunięciami czopa. Ze żłobka  $r$  przez odpowiednie otwory dostaje się oliwa do kanału  $B$  w czopie i dalej, przez ramiona korby do czopa korbowego, korbowodu, krzyżulca, względnie cylindra. Kanały muszą być zamknięte za pomocą wykręcanych korków  $\beta$  które dają możliwość kontroli kanałów.



Rys, 99



## CYLINDRY.

Cylindry silników tworzą jedną z najistotniejszych ich części, gdyż pewność pracy zależy w znacznej mierze od celowej konstrukcji i dobrego wykonania cylindra.

Budowa cylindrów wymaga dużego doświadczenia praktycznego tak pod względem rozwiązania konstrukcyjnego, jak i wykonania warsztatowego, ponieważ cylinder podlega działaniu wysokich prężności i wysokich temperatur związanych z niemi.

Przy budowie silnika należy uwzględnić:

- 1) wytrzymałość materiału t.j. żeliwa,
- 2) łatwość i taniość wykonania warsztatowego,
- 3) pewność biegu silnika.

Grubość ścianek cylindra powinna odpowiadać panującym w nim prężnościom. Jednakże obliczenia wytrzymałościowe niejednokrotnie zawodzą, gdyż nie uwzględniają nieobliczalnych, lecz nieuniknionych naprężeń odlewniczych i opierają się na niezbyt pewnych danych przy obliczeniu naprężeń, powstałych przez odkształcenia, które powstają częściowo pod wpływem sił działających w cylin-

drze, w większej jednak mierze wskutek nierównomiernego wydłużenia pracujących części cylindra pod wpływem wysokich temperatur. Temi zjawiskami objaśnia się pękanie cylindrow podczas pracy, pomimo, że były one dokładnie obliczone na wytrzymałość i materiał nie wykazał zewnętrznych wad. Stosowanie zbyt grubych ścianek, celem uniknięcia pęknięć, nie jest korzystnem, gdyż utrudnia to chłodzenie. Oprócz wytrzymałości należy uwzględnić łatwość i taniość wykonania. Chodzi nie tylko o zaoszczędzenie materiału, lecz głównie o zmniejszenie kosztów obróbki. Budowa cylindra winna być możliwie prosta, cylinder powinien posiadać minimalne naprężenie odlewnicze i materiał bez wad. Grubość ścianek powinna być możliwie jednostajna we wszystkich częściach cylindra, przejście od jednej grubości do drugiej niezbyt raptowne, a stopniowe. Należy unikać nagromadzenia materiału w jednym miejscu, niepotrzebnych żeber, oraz stosować dość grube rdzenie odlewnicze, które niekiedy winne być podparte dla uzyskania wymaganej grubości ścianek. Należy również stosować otwory do całkowitego usuwania

rdzeni z odlewu, gdyż pozostawienie rdzenia w odlewie może łatwo spowodować pęknięcie cylindra wskutek niedostatecznego chłodzenia ścianek.

Materiał z którego wykonywa się cylindry powinien być bardzo ścisły, drobnoziarnisty o dużej wytrzymałości i niezbyt kruchy, aby mógł opanować naprężenia powstałe wskutek wysokości prężności i temperatur. Skład żeliwa dla cylindrów bywa mniej więcej taki:

Całkowity węgiel . . . . .	3,2 %
z tego jako grafit . . . . .	2,1 "
jako węgiel chem połączony . . . . .	1,1 "
krzem (Si) . . . . .	1,28 "
mangan (Mn) . . . . .	0,66 "
fosfor (P) . . . . .	0,26 "
siarka (S) . . . . .	0,13 "
miedź (Cu) . . . . .	0,09 "

Większa zawartość krzemu ułatwia obróbkę, gdyż otrzymujemy miększe żeliwo.

Domieszka manganu potrzebna jest dla otrzymania ścisłego, drobnoziarnistego odlewu. Fosforu powinno być możliwie mało, tylko tyle by otrzymać  <sup>płynne</sup>  żeliwo.

Siarki jaknajmniej ze względu na łatwość rdze-

wienia i gęstość roztopionego żeliwa.

Cylindry silników spalinowych muszą być chłodzone wodą, a zatem składają się z 2-ch ścianek, między którymi przepływa woda chłodząca. Tuleję wewnętrzną nazywamy-cylindrem roboczym, a zewnętrzną - płaszczem wodnym, który wykonywa się również z żeliwa. Płaszcz wodny w silniku jednostronnego działania powinien pokrywać możliwie cały skok tłoka, gdyż jeżeli otwarty koniec cylindra pozostanie niechłodzony, to otwór cylindra rozszerza się nierównomiernie i wytwarzają się

---

na niechłodzonej części przykre opary z niespalonej oliwy. Wodna przestrzeń winna być dość obszerną i zwłaszcza przy dużych silnikach, zaopatrzoną w otwory do gruntownego oczyszczenia z piasku od rdzeni odlewniczych, z osadu wodnego i nieczystości.

Zimna woda powinna dopływać od najbardziej rozgrzanej strony cylindra, t.j. od strony głowicy i następnie, za pomocą bocznych kierowniczych żeber, odprowadzoną w takim kierunku i w ten sposób, aby nigdzie nie tworzyły się puste przestrzenie powietrzne do których woda nie miałaby dostępu. -

Płaszcz może tworzyć jedną całość z cylindrem roboczym wtedy otrzymamy t.zw. cylinder dwuściankowy, lub też może on posiadać oddzielną tuleję wewnętrzną, odlewną z materiału twardszego niż płaszcz. Jako dwuściankowe wykonywa się cylindry silników o najmniejszej oraz o wielkiej mocy. W małych silnikach należy głównie zwracać uwagę na prostotę konstrukcji, a w wielkich na sztywność.

Zasadniczą zaletą dwuściankowych cylindrów jest to, że 1) jest on sztywny, gdyż podwójne ścianki doskonale opanowują siły działające w kierunku osi podłużnej silnika,

2) wszelkie uszczelnienia pomiędzy tulejami są niepotrzebne.

Wadą zaś zasadniczą jest 1) trudniejsze wykonanie, 2) trudniejsze reperacje związane z dłuższymi postojami silnika, oraz 3) nierównomierne wydłużanie się <sup>tulei</sup> roboczej i płaszcza pod wpływem niejednostajnych temperatur wewnątrz tulei oraz płaszcza, skutkiem czego powstają w cylindrze znaczne naprężenia.

*Jeżeli średnia temperatura tulei roboczej*

jest o  $t^{\circ}\text{C}$  wyższą niż temperatura płaszczu i posiada długość  $l$ , to swobodne wydłużenie tulei wynosi:

$$\Delta l = \alpha \cdot l \cdot t \quad , \text{gdzie :}$$

$l$  - początkowa długość;

$\alpha$  - współczynnik rozszerzalności dla żeliwa

$$\alpha = 0,000011;$$

$t$  - różnica temperatur tulei roboczej i płaszczu

$$t = t_t - t_p = 80 - 40 = 40^{\circ}$$

W załączonej tabliczce mamy swobodne wydłużenie tulei w zależności od różnicy temperatur  $t$  i początkowej długości  $l$ .

$t$	$40^{\circ}$	$50^{\circ}$	$65^{\circ}$	$80^{\circ}$
$\Delta l$	$0,00044 l$	$0,00055 l$	$0,000715 l$	$0,00088 l$
$l = 2,5 \text{ m.}$	$1,1$	$1,4$	$1,8$	$2,2$

Skutkiem wydłużenia tulei cylinder staje się nie-szczelnym i może pęknąć. Dlatego należy starać się, aby  $t$  było możliwie małe, więc w cylindrach dwusciankowych temperatura wody odpływającej winna być możliwie <sup>nizka</sup> (około  $40^{\circ}$ ); w cylindrach z wkładaną tuleją rzecz ma się odwrotnie.

Siła  $P$  działająca skutkiem wydłużenia się materiału może być obliczona z równania:

$$P = \alpha \cdot E \cdot t \cdot f, \quad \text{gdzie}$$

$E$  - współczynnik sprężystości w  $\text{kg/cm}^2$

$E = 800\,000$  dla żeliwa,

$f$  - przekrój samej tulei w  $\text{cm}^2$

Stąd mamy:

$$P = 0,00011 \cdot 800\,000 \cdot t \cdot f = 8,8 \cdot t \cdot f$$

i w zależności od temperatury:

$t^\circ\text{C}$	$40^\circ$	$50^\circ$	$65^\circ$	$80^\circ$
$P \text{ kg}$	$350f$	$440f$	$560f$	$700f$

Naprężenia rozciągające  $k_r$  wywołane przez siłę  $P$  w tulei będą:

$$k_r = \frac{P}{f} = \alpha \cdot E \cdot t$$

np. dla silnika o tulei  $l = 2,5 \text{ m}$ .

$$k_r = 0,00011 \cdot 800\,000 \cdot 40 = 352 \text{ kg/cm}^2$$

podczas gdy przy największym ciśnieniu na tłok naprężenie w tulei dopuszcza się

$$k_r = \frac{P}{f} = 125 \text{ kg/cm}^2, \text{ czyli}$$

$$P = 125 \cdot f, \text{ co wyniesie zaledwie } \frac{1}{4} \div \frac{1}{5}$$

wyżej określonej siły rozszerzania  $P$ . Jest to bardzo przykre naprężenie dodatkowe, zachodzące głównie w końcu płaszcza cylindra, zaś w miejscu połączenia obydwóch tulei powstaje naprężenie zginające wskutek nierównomiernego wydłużania się tulei. Powyższe obliczenie nie jest zupełnie ścisłym z powodu zmienności temperatury.

Nierówne wydłużenia się obydwóch tulei podczas pracy silnika znosi częściowo naprężenia odlewnicze. Najprawdopodobniej każdy odlew cylindra dwuściankowego, z powodu kurczenia się przy zastyganiu, posiada w tulei wewnętrznej naprężenia na ciągnięcie, a w płaszczu na ściskanie.

Zanim więc większe wydłużenie się tulei roboczej niż płaszcza wywoła w nim naprężenia na rozciąganie, muszą się wyrównać naprężenia odlewnicze, działające w płaszczu na ściskanie; tem można wytłomaczyć fakt, że cylindry pękają zazwyczaj przy ostygnięciu t.j. po zatrzymaniu silnika.

Tuleja wewnętrzna ma tę zaletę, że można ją odlać oddzielnie, wykonać z lepszego materiału, montaż jest łatwiejszy, a przede wszystkim, że ma możliwość rozszerzania się osiowego, niezależnie od płaszcza, co jest bardzo ważnem ze względu na różnicę temperatur tulei roboczej i płaszcza.



W celu ułatwienia rozszerzania się tulei roboczej jest ona zamocowana z płaszczem tylko z jednej strony, podczas gdy druga jest swobodną i ma możliwość odpowiednio karczyc się lub wydłużać.

Teraz przejdziemy do konstrukcji cylindrów, które można podzielić w następujący sposób:

1. Cylindry o dwóch ściankach ( płaszcz i tuleja w jednej sztuce ):

- a) tworzą jeden odlew z ramą;
- b) przysrubowane do ramy;
- c) odlane razem ze łbicą i przysrubowane do ramy.

2. Cylindry z oddzielną tuleją:

- a) tuleja oddzielna włożona w ramę;
- b) tuleja wraz ze łbicą oddzielnie włożona w płaszcz, rama oddzielna;
- c) tuleja oddzielna tworzy jeden odlew ze skrzynkami zaworowem! i jest włożona w ramę.

#### 1. CYLINDRY O DWOCH ŚCIANACH.

a) Cylinder i rama z jednej sztuki stosuje się tylko w silnikach o małej mocy przy  $D \leq 180 \text{ mm}$ . głównie dla łatwości wykonania.

Zalety i wady tej konstrukcji omówiono wyżej, na str.88, przy ramach.

Na tabl. VI atlasu II widzimy cylinder z ramą dla silnika pionowego. Rama jest zamkniętą całością i doskonale zabezpieczoną od kurzu, oraz rozpryskiwania oliwy. Brak w niej jednak otworów, któreby umożliwiły należytą kontrolę. Odlew jest do-  
eść trudny, w razie przetaczania tulei należy demon-  
tować cały silnik. Na <sup>fig.1</sup> tabl. XVII mamy cylinder silnika poziomego, nadający się dla silników o ma-  
łej mocy do 20 K.M.. Tu jest łatwiejszy dostęp do ramy, ale mechanizm korbowy należy okryć osłoną z blachy oksydowanej dla zabezpieczenia <sup>od</sup> kurzu oraz od rozpryskiwania oliwy. -

b) Cylinder przymocowany do ramy ( Tabl.XVII atlasu II fig. 2) stosuje się przeważnie u silni-  
ków o małej mocy, do  $D = 220 \text{ mm}$ . . Koszt obrób-  
ki większy niż uprzednio, zato wykonanie cylindra jest łatwiejsze, gdyż rama odlewa się oddzielnie, również przetaczanie cylindra jest łatwiejszem, niż w poprzedniej konstrukcji.

Cylinder powinien być nader starannie przymoco-  
wany do ramy, gdyż oprócz siły wybuchowej działa

i nacisk od składowej pionowej, pochodzącej od tłoka. W silnikach poziomych cały ciężar cylindra oraz głowicy zwisa na kołnierzu, przymocowującym cylinder do ramy, wskutek tego powstają drgania i uginania się w czasie pracy silnika. Łatwo też może się zdarzyć przy przedwczesnym, lub silniejszym od normalnego, wybuchu pęknięcie cylindra w pobliżu połączenia z ramą, albo wyłamania ramy przy kołnierzu. Centrowanie cylindra w ramie winno być bardzo dokładne. Należy zwrócić uwagę na silne przymocowanie cylindra do ramy, która powinna być szczególnie w bliskości kołnierza zupełnie sztywna i dostatecznie silna. Z powyższych względów widzimy, że podana na tabl. XVII atl. II fig. 3 konstrukcja cylindra jest znacznie lepszą od poprzedniej: tu środek ciężkości cylindra znajduje się bliżej ramy, oraz szeroki kołnierz jego czyni ramę sztywniejszą.

Otwory  $O$  służą do usunięcia rdzenia odlewniczego i oczyszczania ścianek z osadu tworzącego się z wody chłodzącej.

Rozszerzenie przy początku cylindra ( $D+15mm.$ ) na długości 20 mm. ma na celu ułatwienie

wsadzenia tłoka i pierścieni.

Silnik pionowy tabl. XVIII atl. II fig.1 znajduje się w dużo lepszych warunkach, gdyż niema w tym wypadku, zwisania cylindra pod wpływem ciężaru własnego i ciężaru łożnicy.

Sztwność ramy łatwo otrzymuje się przez nadanie jej kształtu skrzynki. Konstrukcja ta stosuje się często u wysokoprężnych i szybkoobrotowych silników, zwłaszcza gdy dzielimy cały silnik na 3 części, t.j. cylinder, część środkową i dolną część podstawy czyli miskę, co umożliwia w razie zepsucia jednej części, zamianę jej na nową. Często cylindry te są zbudowane ze łożnicą z jednej sztuki szczególnie u silników szybkoobrotowych. Oczywiście odlew jest tu trudniejszy i w czasie ruchu silnika łatwiej może nastąpić pęknięcie cylindra. Na tabl. XI atl. II podany jest cylinder pionowy silnika dwusuwowego, a na tabl. XIX atl. II fig. 1- poziomy. W silnikach tych są wykonane specjalne szczeliny na obwodzie cylindra, z których dolne służą dla wydychu, górne zaś- dla doprowadzenia sprężonego powietrza przepływającego

cylinder. Szczeliny te mogą być umieszczone i z obydwu boków, zewnątrz na górze i na dole. W górnej części zazwyczaj prowadzony jest kanał dla powietrza sprężonego. Świeże powietrze może być doprowadzone za pomocą trzeciej szczeliny od dołu wprost do ramy przez specjalny zawór. Wszystkie powyższe uwagi możemy odpowiednio zastosować i do tych konstrukcyj.

c) Cylindry odlane razem ze żbica. Pionowy — tabl. XVIII atl. II fig. 2. Odlaw trudny. Wszystkie przejścia z przekroi grubszych ku cieńszym winny być możliwe łagodne, o dużych zakrągleniach. Cylindry te łatwo pękają w okolicy ścianek łączących komory zaworowe z cylindrem, ponieważ w tym miejscu podlegają działaniu największych prężności i temperatur.

Należy zwrócić uwagę na dostateczną wielkość rdzeni odlawniczych, których mamy dość dużo w tym odlawie, oraz na możliwość całkowitego ich usunięcia, jak i na odpowiednie umieszczenie otworów do oczyszczenia osadu.

Pozatem przestrzeń dawkowa ze względu na swój kształt jest niezupełnie korzystną.

Na tabl. XIX atl. II fig. 2. przedstawiony jest cylinder silnika poziomego. Charakterystycznym jest dla tego cylindra duża przestrzeń dawkowa i poziome umieszczenie zaworu wpustowego.

## 2. CYLINDRY ZE WSTAWIANĄ TULEJĄ ROBOCZĄ.

(Tabl. IX atl. II i tabl. XIX fig. 3).

Odlew posiada znacznie mniejsze naprężenia odlewnicze, lecz oprócz wyszczególnionych już zalet, posiada tę wadę, że koniec tulei od strony głowicy, gdzie właśnie panuje największa temperatura, nie daje się tak dobrze uszczelnić, jak w cylindrze o 2-oh ściankach. Tuleja powinna być chłodzona możliwie na całej długości na której pracuje tłok. Należy dobrze uszczelnić <sup>od</sup> zbocz<sup>u</sup> tulei za pomocą tektury azbestowej maczanej w oleju lnianym celem zapobieżenia uchodzenia gazów na zewnątrz oraz ewentualnie przeciekania wody. Również od strony korby należy tuleję uszczelnić od wody. Dla udogodnienia montażu trzeba zwracać uwagę na średnice nadlewów na tulei, a mianowicie:

$$D_0 > D_1 \text{ oraz } D ; D_2 = D_3 + 2 \text{ mm. ;}$$

$$D_4 = D + 15 \text{ mm.}$$

ta ostatnia dla wygodnego wkładania tłoka do tulei razem z pierścieniami. Tuleję wewnętrzną probuje się przed obróbką całkowitą na ciśnienie hydrauliczne równe  $1,5 p_z$  - ciśnienia wybuchowego, t.j. dla silników wybuchowych  $40 \text{ atm.}$  i wysokoprężnych  $50 \div 55 \text{ atm.}$ , płaszcz zaś tylko na  $4 - 5 \text{ atm.}$

b) Tuleja oddzielnie włożona w płaszcz, rama oddzielna (Tabl. IX fig. 1 atl. II). Cylinder jest zabezpieczony od pęknięcia w razie niespuszczenia wody podczas mrozów, jedynie pęka płaszcz. Uszczelnienie przeciw uchodzeniu gazów w  $A$  robi się z tektury azbestowej przetłuszczonej olejem lnianym; uszczelnienie płaszcza od wody w  $B$  - sznurkiem gumowym. Aby tuleja mogła należycie wydłużać się dajemy pomiędzy ramą, a płaszczem pakunek z brystolu grubości  $\frac{1}{4} - \frac{3}{4} \text{ mm.}$  . Słabą stroną tej konstrukcji jest uszczelnienie w  $A$  - narażone na działanie prężności gazów.

Tabl. XX fig. 2 atl. II podaje nam umocowanie tulei z płaszczem i głowicą przez ściśnięcie pierścienia za pomocą śrub z łbami kwadratowymi.

W  $A$  ścianka powinny być grube, gdyż są one nara-

żone na prężność gazów w czasie wybuchu i mogą łatwo pęknąć. Przestrzeń wodna jest tu najmniejsza, śruby należy uszczelniać konopiami z minią i dawać pod nakrętki podkładkę. Trzeba baczyć by śruby nie zostały zjedzone przez rdzę. Zamiast pierścienia ~~pod głowicami śrub~~ dają żebra dla lepszego chłodzenia. Cylindry te są budowane w Anglii do małych silników, obecnie rzadziej używane.

Na tabl. XXI podany jest cylinder silnika na gaz ssany z płaszczem dzielonym .

o) Cylindry poziome ze wstawioną do ramy tuleją roboczą, stanowiącą całość z głowicą - tabl. XX fig. 3 atl. II.

Konstrukcja tego rodzaju posiada tę zaletę, że przestrzeń dawkowa jest lepiej chłodzona, ale zato odlew tulei połączonej z głowicą jest znacznie trudniejszy w wykonaniu. Następnie, dostęp do zaworu wydechowego jest znacznie łatwiejszy niż w zwyczajnej głowicy, a w niektórych konstrukcjach zawór wydechowy wstawiany jest z oddzielnym koszem od dołu. Zawór paliwowy umieszcza się w środku pokrywy .



Co do montażu mają opisywane cylindry ta dogodność, że tłok może być wyjmowany od strony głowicy, po usunięciu pokrywy. Z drugiej strony, w razie pęknięcia głowicy, należy zmienić cały cylinder, co jest dość trudną i bardzo kosztowną rzeczą. Powyższe cylindry są niekiedy stosowane przy silnikach wysokoprężnych. <sup>Szczegóły</sup> połączenia w tych silnikach przedstawia tabl. XX fig. 4.

#### OBLICZENIE CYLINDRA NA WYTRZYMAŁOŚĆ.

Przy obliczeniu grubości ścianek mamy cały szereg naprężeń, które musimy brać pod uwagę, a więc przejdźmy do nich:

1. Naprężenia główne, wywołane prężnością wybuchową  $P_z$  względnie siłą  $P_z$ ; dają się one podzielić na 2-ie kategorie;

a) naprężenia na rozciąganie na obwodzie cylindra, wywołane prężnością wewnętrzną  $P_z$ , oraz

b) naprężenia na rozciąganie na obwodzie <sup>w kierunku</sup>osi geometrycznej cylindra pod wpływem maksymalnego nacisku na tłok:  $P_z = p_z \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ .

2. Naprężenia poboczne, dodatkowe, do których należą wszystkie naprężenia:

- a) odlewnicze,
- b) wywołanie dociąganiem śrub cylindra do głowicy,
- c) powstałe wskutek nierównomiernego rozszerzania się tulei pod wpływem różnicy temperatur w poszczególnych częściach cylindra.

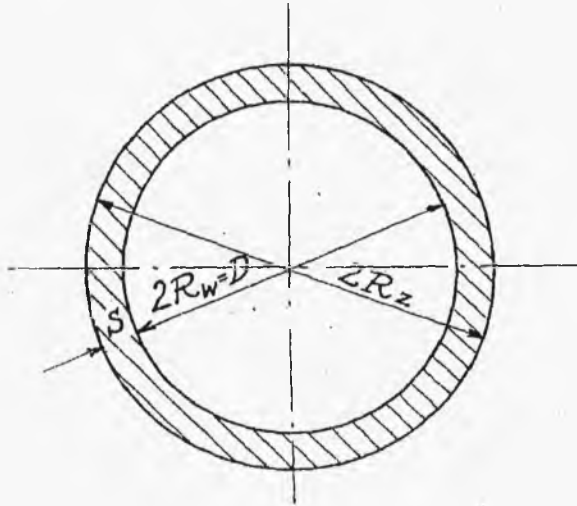
Naprężenia te są ogromnie trudne do obliczenia, należy je przyjmować tylko w przybliżeniu i doświadczenie konstruktora odgrywa tu główną rolę.

W cylindrach dwuściankowych można nie uwzględniać osiowego naprężenia na rozciąganie, o ile cylinder jest dokładnie <sup>obliczony</sup> dla naprężenia obwodowego pod działaniem prężności wybuchowej  $p_z$ , gdyż jest ono dwukrotnie większe niż osiowe.

Inaczej ma się rzecz w cylindrach z oddzielną tuleją roboczą: tuleja wewnętrzna wytrzymuje same naprężenia obwodowe, a płaszcz cylindra musi przenosić całkowite naprężenia osiowe od nacisku na tłok  $P_z$ . Wobec tego, że płaszcz oblicza się na ciśnienie mniejsze niż  $p_z$ , to należy skonstatować czy w niektórych miejscach, szczególnie podlegających dodatkowym siłom, lub znajdujących się w złych warunkach, naprężenia nie będą zbyt duże.

1. Naprężenia obwodowe powstające pod wpływem  
prężności  $p_z$ .

Grubość ścianki  $S$  obliczamy, ze względu na  
niedużą średnicę, według wzoru Bache dla cylin-  
drów pustych, podlegających ciśnieniu od wewnątrz  
(Rys. 100)



Rys. 100

$$R_z = R_w \sqrt{\frac{1 + 0,4 \frac{p_z}{k_r}}{1 - 1,3 \frac{p_z}{k_r}}} = R_w \sqrt{\frac{k_r + 0,4 p_z}{k_r - 1,3 p_z}}$$

ponieważ:

$$S = R_z - R_w \text{ więc}$$

$$\begin{aligned} S_{cm.} &= R_w \sqrt{\frac{k_r + 0,4 p_z}{k_r - 1,3 p_z}} - R_w = R_w \left[ \sqrt{\frac{k_r + 0,4 p_z}{k_r - 1,3 p_z}} - 1 \right] = \\ &= \frac{D}{2} \left[ \sqrt{\frac{k_r + 0,4 p_z}{k_r - 1,3 p_z}} - 1 \right]. \end{aligned}$$

Ponieważ prężność wybuchowa działa tutaj jedynie w końcu cylindra, w bliskości kołnierza tulei od strony łbicy, należycie wzmocnionej, więc do - puszczaalne naprężenie na rozciągania  $k_r$  można brać dość wysokie, dla żeliwa:

$$k_r = 225 \div 250 \text{ kg/cm}^2,$$

zakładając  $k_r = 235 \text{ kg/cm}^2$  otrzymamy

1. dla średniej prężności  $p_z = 25 \text{ atm}$ .

$$s = \frac{D}{2} \left[ \sqrt{\frac{235 + 10}{235 - 32,5}} - 1 \right] = \frac{D}{2} \left[ \sqrt{1,215} - 1 \right] \approx 0,05 D \text{ cm.}$$

2. dla silników wysokoprężnych  $p_z = 35 \text{ atm}$ .

$$s = \frac{D}{2} \left[ \sqrt{\frac{235 + 14}{235 - 45,5}} - 1 \right] = \frac{D}{2} \left[ \sqrt{1,314} - 1 \right] \approx 0,08 D \text{ cm.}$$

Do obliczonych z tych wzorów grubości ścianki należy jeszcze dodać 5 - 10 mm. przewidując ewentualne wytoczenie tulei po jej wyrobieniu na większą średnicę; po pewnym bowiem czasie cylinder zmienia swój okrągły kształt i staje się owalnym, dostatecznie nie trzyma kompresji - przepuszcza gaz. W związku nie należy stosować zbyt grubych ścianek, gdyż te utrudniają chłoc-

czenie, odnosi się to zwłaszcza do zewnętrznych ścianek, które w stosunku do wewnętrznych są mniej naprężone.

Należy przytym brać pod uwagę względy praktyczne, t.j. łatwość odlewu i możliwość przesadzenia rdzeni przy formowaniu.

Ogólnie dają się następujące minimalne grubości dla cylindrów o dwu ściankach.

$D$ mm.	$\beta$ mm. grub. płaszcz.	$\beta_1$ mm. grub. tulei
do 125	10	13 ÷ 15
150 ÷ 175	12	16 ÷ 18
175 ÷ 200	13	18 ÷ 20
200 ÷ 225	14	20 ÷ 23

Ścianek cieńszych niż 10 mm. nie stosuje się ze względów odlewniczych.

Dla większych cylindrów obliczenie daje dobre wyniki. Przy większych cylindrach ( $D = 400 \div 600$  mm) ścianki tulei roboczej można stopniowo zmniejszać ku korbie do grubości  $\beta = 0,002 D + 1$  cm.

2. Naprężenia osiowe pod wpływem nacisku  $P_z$ .

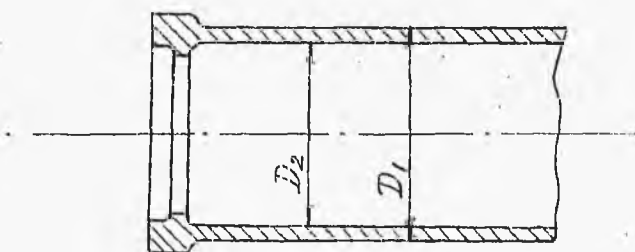
---

Dopuszczalne naprężenie na rozciąganie oblicza się w ten sposób:

$$k_r = \frac{P_z}{f} = \frac{p_z \frac{\pi \cdot D^2}{4}}{f} \leq 125 \text{ kg/cm}^2 =$$
$$= \frac{p_z \cdot F}{f}$$

$f$  - najszerszy przekrój tulei, lub płaszczu, czyli mając na uwadze rys. 101

$$f = \frac{(D_1^2 - D_2^2) \pi}{4}$$



Rys. 101.

Dla silników wybuchowych mamy średnio :

$$f = \frac{p_z \cdot F}{k_r} = \frac{25 \cdot F}{125} = \underline{0,2 F} =$$
$$= 0,2 \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \underline{0,157 D^2}$$

zaś dla wysokoprężnych:

$$f = \frac{35}{125} F \cong 0,3F = \frac{0,3\pi \cdot D^2}{4} \cong \underline{\underline{0,23 D^2}}$$

gdzie  $D$  - średnica tłoka.

W cylindrach z oddzielną tuleją, tuleja ta nie podlega, jak było o tym mówione, rozciąganiu, a tylko płaszcza przenosi rozciąganie na ramę, wtedy:

$$k_r \leq 225 \text{ kg/cm}^2$$

Jeżeli tuleja wewnętrzna sama przenosi cały nacisk  $P_z$ , to jej przekrój

$$f = \pi (D + s) s \text{ cm}^2 \text{ i}$$

$$k_{r \text{ max}} = \frac{20 \cdot D^2}{\pi \cdot 105D \cdot 0,05D} \cong 120 \text{ kg/cm}^2$$

dla silnika wybuchowe-

go, gdyż z poprzedniego mamy  $s = 0,05 D$ ;

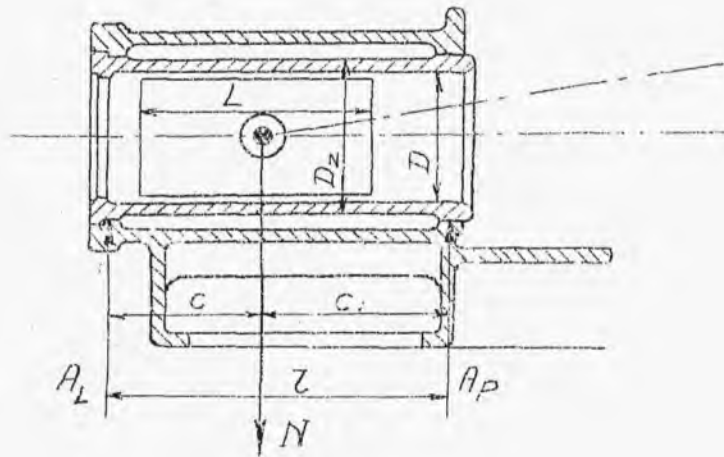
$$k_{r \text{ max}} = \frac{30 \cdot D^2}{\pi \cdot 108D \cdot 0,08D} \cong 110 \text{ kg/cm}^2$$

dla silnika wysokoprężnego, gdyż  $s = 0,08 D$ ,

t.j. otrzymaliśmy tu dla  $k_r$  wartość o połowę mniejszą niż dla naprężenia obwodowego.

3. Obliczenie przegięcia cylindra i naprężenia gnącego. Rys. 102.

W silnikach o dużym skoku należy oprócz wytrzymałości



Rys. 102.

na rozciąganie uwzględnić przegięcie wkładanej tulei pod wpływem nacisku pionowego

$$N_{max} \approx 0,1 \cdot P_2.$$

Przyjmujemy najmniejkorzystniejszy wypadek, że siła  $N$  działa nie na całej długości tulei, ale tylko w jednej płaszczyźnie, w jej środkowym punkcie, wtedy

$$M_g = A_P \cdot C_1 = \frac{N \cdot C \cdot C_1}{2} = W \cdot k_g;$$

$$k_g = \frac{M_g}{W} = \frac{N \cdot C \cdot C_1}{2} \cdot \frac{1}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_2^4 - D^4}{D_2}} \approx 200 \text{ kg/cm}^2.$$

Zwykle  $k_g$  wypada znacznie mniejsze. Musimy także sprawdzić strzałkę ugięcia cylindra według wzoru:

$$f = \frac{N}{E \cdot J} \cdot \frac{C^2 \cdot C_1^2}{3 \cdot 2} \approx 0,1 \text{ mm}.$$

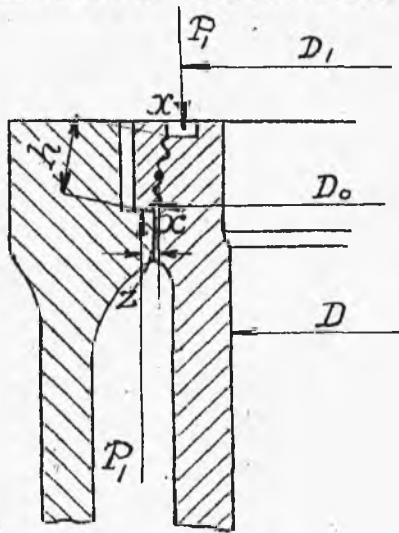


gdzie  $E = 800000 \text{ kg/cm}^2$

$$J = \frac{\pi}{64} (D_2^4 - D^4).$$

W razie, jeżeli ugięcie jest większe, to należy dać trzecią podporę. Stąd widzimy, że silniki o długim skoku nie powinny posiadać cylindrów oddzielnych, przymocowywanych do ramy.

#### 4. Obliczenie kołnierzy roboczych tulei (Rys.103)



Rys. 103.

Przy kołnierzu tulei cylindrowej powstają przez dociąganie śrubami do łbicy znaczne naprężenia, które starają się odłamać kołnierz wzdł.  $x-x$ . W celu uzyskania dobrego uszczelnienia, ciśnienie wywierane przez śruby przytwier-

dzające łbicę lub pokrywę do cylindra, przy dociskaniu, lub naciąganiu śrub, winno być większe niż ciśnienie w cylindrze, czyli, że śruby powinny być dociągane z t.zw. naprężeniem "wstępem", naj-

piej względnie je, stosując mniejsze dopuszczalne naprężenie. Trudno określić o ile powinien do-  
ciśk śruby przekroczyć ciśnienie na kołnierz, jest  
to zależnym od wielu ubocznych względów, jak np.  
odległość śrub, sztywność pokrywy, rodzaje uszczel-  
nienia i inn., które wywierają duży wpływ. Średnio,  
przy dobrym wykonaniu otrzymuje się dostateczne  
uszczelnienie przyjmując odpór

$$P_1 = (1,1 \div 1,2) p_z \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4}$$
, przyjmujemy więc, że  $p_z$  dochodzi aż do środka uszczelnienia, t.j. że działa na średnicy  $D_1$ .

Niebezpieczny przekrój kołnierza tulei  $x-x$   
oblicza się na gięcie:

$$M_g = P_1 \cdot z = k_g \cdot W; \quad W = \frac{\pi \cdot D_o \cdot h^2}{6};$$
$$k_g = \frac{M_g}{W} = \frac{1,1 p_z \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot z \cdot 6}{\pi \cdot D_o \cdot h^2} \approx 250 \text{ kg/cm}^2$$

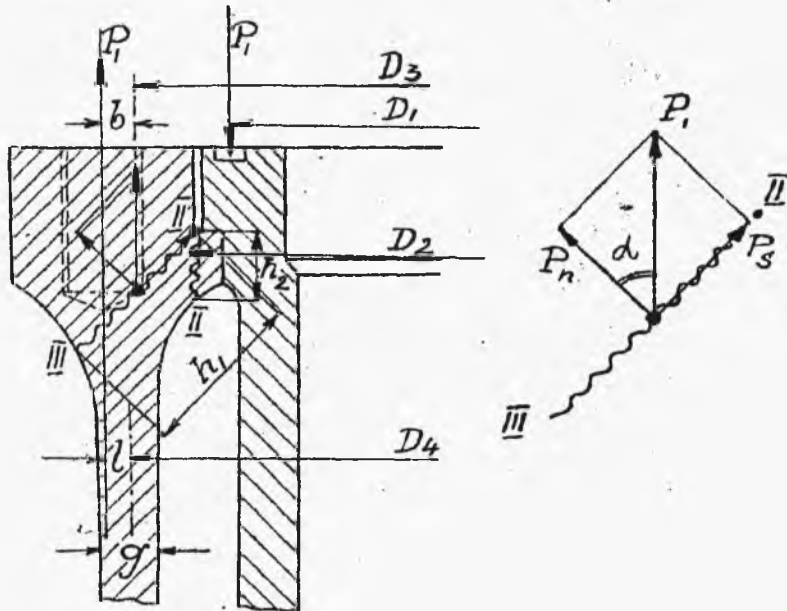
## 5. Obliczenie kołnierza płaskiego cylindrowego

(Rys. 104)

a. Przekrój II - II liczymy na ścinanie :

$$k_t = \frac{P_1}{f} = \frac{P_1}{\pi \cdot D_2 \cdot h_2} \approx 150 \text{ kg/cm}^2$$

zwykle nie przekracza  $k_t < 100 \text{ kg/cm}^2$



Rys. 104

b. Przekrój II - III jest najmniejbezpieczniejszy, gdyż tu oprócz gięcia zachodzą naprężenia na rozciąganie i ścinanie:

α.) na gięcie siłą  $P_1$  :  $M_g = P_1 \cdot b$

dalej  $k_g = \frac{P_1 \cdot b}{W} = \frac{P_1 \cdot b \cdot 6}{\pi \cdot D_3 \cdot h_1^2}$  ;

$$W = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot h_1^2}{6}$$

β.) na rozciąganie siłą  $P_n = P_1 \cos \alpha$

$$k_r = \frac{P_n}{f} = \frac{P_1 \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot D_3 \cdot h_1}$$

$$k_g + k_r = k_w.$$

γ.) na ścinanie siłą  $P_s = P_1 \sin \alpha$ .

$$k_t = \frac{P_s}{f} = \frac{P_1 \sin \alpha}{\pi \cdot D_3 \cdot h_1}$$

$$k_z = 0,35 k_w + 0,65 \sqrt{k_w^2 + 4(\alpha_0 \cdot k_t)^2} \approx 250 \text{ kg/cm}^2$$

$$\alpha_0 = \frac{k_r}{1,3 k_t} = \frac{200}{1,3 \cdot 200} = 0,77.$$

Oprócz tego grubość ścianki płaszczu (g) oblicza się:

δ.) na gęcie :

$$k_g = \frac{P_1 \cdot l}{W} = \frac{P_1 \cdot l \cdot 6}{\pi \cdot D_4 \cdot g^2} \quad \text{ponieważ}$$

$$W = \frac{\pi \cdot D_4 \cdot g^2}{6}$$

ε.) na rozciąganie:

$$k_r = \frac{P_z}{\pi \cdot D_4 \cdot g} = \frac{\pi \cdot \frac{D^2}{4} p_z}{\pi \cdot D_4 \cdot g} = \frac{D^2 \cdot p_z}{4 \cdot D_4 \cdot g} < 125 \text{ kg/cm}^2$$

$$g = \frac{p_z \cdot D^2}{4 \cdot D_4 \cdot k_r}$$

$$k_g + k_r \approx 250 \text{ kg/cm}^2.$$

Chcąc otrzymać jaknajmniejsze gięcie oraz ścinanie w przekroju II - III płaszczka należy śruby umieszczać możliwie po środku grubości ścianki.

Dla silników wybuchowych obliczamy  $g$  według:

$$g \geq \frac{25 \cdot D^2}{4 \cdot 125 \cdot D_4} = \frac{D^2}{20 \cdot D_4} \text{ cm.}$$

Dla wysokoprężnych

$$g \geq \frac{35 \cdot D^2}{4 \cdot 125 \cdot D_4} = \frac{D^2}{14 \cdot D_4} \text{ cm.}$$

Cylindry o dwóch ściankach dają możliwość wstawiania śrub w środku ścianki płaszczka.

Przy wkładanej tulei jest to prawie niewykonalne, wtedy kołnierz jest stale obciążony przez docisk śrub, lub nacisk na szczeliwo, które wywołuje naprężenie na gięcie, rozciąganie i ściskanie.

Śruby łączące głowicę z ramą winny być wykonane z żelaza zlewego. O ile brak miejsca czyni koniecznym zmniejszenie średnicy śruby i wielkości nakrętki, to śruby daje się ze stali. Śruby należy smarować minią dla zabezpieczenia od działania wody.- Ilość śrub obliczamy na zasadzie wzoru:

$$i = (0,15 \cdot D \text{ cm} + 4) \div (0,25 \cdot D \text{ cm} + 4).$$

Przy połączeniu koźnierzy musi być zapewniona szczelność, a więc odległość między śrubami nie powinna, o ile możliwe, przekraczać 150-180mm, chyba, że koźnierz jest tak mocny, że nie zachodzi obawa o jego odkształcenie pod wpływem dociągania nakrętek. W głowicach silników wysokoprężnych, w których śruby przechodzą przez całą jej wysokość można śruby umieszczać w większej odległości, do 250-275 mm.

Napężenia dopuszczalne w śrubach

$$k_r = \frac{1,1 \cdot P}{i \frac{\pi \cdot d^2}{4}}$$

gdzie  $d$  - średnica rdzenia śruby,

$i$  - liczba śrub.

Należy baczyć by  $k_r$  było

$$k_r = 350 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ dla żelaza};$$

$$k_r = 450 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ dla stali}$$

przytem dla śrub większych ponad 2" można brać  $k_r$  o 25 - 40 % większe.

Korzystnie jest tu stosować śruby o drobnym gwincie, gdyż dają one możliwość lepszego dociągania.

Z drugiej strony trudniej jest naciąć taki gwint w koźnierzu, ponieważ żeliwo łatwo się kruszy i od-

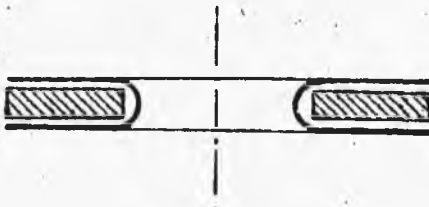
pryskuje, a zatem dobrze jest na końcu śruby wkręca-  
nym do kołnierza dawać gwint Whitworth'a, a na dru-  
gim, do nakrętki gwint drobny.

Śruby łączące cylinder o 2 ściankach z ramą  
oblicza się według wzoru:

przytem 
$$k_r = \frac{1,1 \cdot P_z}{i \frac{\pi \cdot d^2}{4}}$$
$$k_r = 350 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ dla żelaza}$$
$$\text{ i } k_r = 450 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ " stali}$$

Należy stosować mniej śrub o większych rozmiarach.  
Ilość śrub wzrasta o ile kołnierz nie daje dosta-  
tecznej pewności przeciw odkształceniom od nacisku  
śrub.

Uszczelnienie tnlei roboczej po stronie łbicy.



Rys. 105.

Do uszczelnienia  
stosuje się tektura  
azbestowa 1 ÷ 1,5 mm.  
grubości nasyciona  
olejem lnianym,  
azbest w obramieniu  
miedzianem (rys. 105 )

klingsyrt, lub wulkanfibrę, a czasem w braku in-  
nego uszczelnienia i zwykłą tekturę maczaną w  
oleju lnianym.

Uszczelka nie powinna być grubszą niż 1 mm., ponieważ przy większej grubości należy silnie dociągać śruby dla zapobieżenia rozerwaniu uszczelki przez gazy. Uszczelka nie powinna być narażana bezpośrednio na działanie wysokiej temperatury wybuchowej.

Dobrem jest rozwiązanie podane na tabl. XXI fig 2 atlasu. Tu uszczelka jest osłonięta od działania gazów i zarazem zabezpieczona od rozerwania, następnie mamy dobre centrowanie głowicy, gdyż odbywa się ono w miejscu, gdzie jest już niższa temperatura.

Powierzchnie, wzdłuż których styka się cylinder z ramą muszą być dokładnie oszlifowane.

Należy zwracać uwagę na dokładne przykręcenie głowicy. W tym celu silnie dokręcamy śruby na zimno i później po uruchomieniu za pierwszym razem silnika, gdy silnik dostatecznie rozgrzeje się, t.j. mniej więcej po 15-tu, 20-tu minutach pracy dociągamy śruby powtórnie. Na tabl. XXII atl. fig. I mamy inne rozwiązanie <sup>połączenia</sup> głowicy z tuleją i płaszczem - znacznie gorsze, ponieważ błędem jest ściąganie 3-ech oddzielnych kołnierzy jedną śrubą, następnie w szczelinie B pozostałej skutkiem grubości uszczelki może się zbierać żarzący osad ze smarów i przez to wykonywać przedwczesne wybuchy, wreszcie kołnierz tulei i miejsce A są bardzo źle chłodzone.



Na tabl. XXII atl. II fig. 2 mamy uszczelnienie silników pionowych Diesela. W silnikach tych nie zachodzi obawa spalenia się uszczelki ponieważ tu mamy tylko sprężanie powietrza dla tego też możemy szczelinę między tuleją, a głowicą doprowadzać aż do uszczelki *A*. Szerokość uszczelki *A* nie powinna przekraczać 10- 18 mm. przeciętnie około 15 mm., co zresztą zależnem jest od średnicy cylindra. Głowica posiada występ dociskający uszczelkę; występ ten powinien wchodzić we wgłębienie z pewnym luzem  $0,1 \div 0,2 \text{ mm.}$  od strony cylindra; za pomocą tegoż pierścienia centrowana jest głowica w tulei cylindrowej, a zatem od strony zewnętrznej nie powinno być luzu. Konstrukcja ta nie jest celową, ze względu na to, że kołnierz *K* pozostaje niechłodzony i przedstawia trudność połączenia 3-ch kołnierzy ze sobą. Wysokość wgłębienia 5 - 8 mm. Fig. 3 tabl. XXII atl. II podaje, najbardziej rozpowszechnione zakończenie tulei cylindra, którą uszczelniamy od wody za pomocą gumowego sznura *A* o średnicy 8 - 10 mm. lub też przez włożenie w *C* prasowanej tektury.

*B*

W pierwszym wypadku wpustka na sznur gumowy nie może być zbyt małą, gdyż to mogłoby obluźować uszczelkę *A*. Połączenie przestrzeni wodnych głowicy i cylindra jest trudnem (ukośne wiercenie otworu<sup>F</sup>) oraz nieestetycznem, nie pozwala bowiem na otoczenie kołnierza *G*.

Na fig. 4 tabl. XXII atł. II mamy gorsze rozwiązanie uszczelnienia za pomocą 3-ech uszczeltek: *A, B i C*. Pierścień dociskający uszczelkę *B* należy pasować z pewnym luzem. Uszczelka *C* gumowym sznurem jest mało dostępna, połączenie przestrzeni wodnych mosiężną tulejką wkręconą na gwint do kołnierza stojaka jest niekorzystne, przy demontażu krople wody mogą z łatwością dostać się do tulei cylindra. Konstrukcja ta ma na celu osiągnąć możliwie dobre chłodzenie kołnierzy.

Zbliżoną konstrukcję do poprzedniej podaje nam tabl. XXIII atł. II fig. 1. Mamy tu zwykłą uszczelkę azbestową, miedzianą lub klingerytową między przestrzenią dawkową tulei i głowicą, oraz uszczelnienie rurki łączącej przestrzenie wodne głowicy i cylindra za pomocą pierścienia gumowego. Rurkę wkręca się w kołnierz stojaka i wpasowuje się z paru-

milimetrowym luzem do głowicy. Takich rurek łączących przestrzeń wodną głowicy z przestrzenią wodną w stojaku daje się 2 lub 4 na obwodzie.

Montaż głowicy należy bardzo ostrożnie wykonywać, aby nie uszkodzić rurki, uprzednio zaś wodę spuścić z głowicy z obawy, aby nie dostała się do wnętrza cylindra i nie powodowała rdzy. Fig. 2, tabl. XXIII atl. II podaje konstrukcję mającą na celu uniknięcie zbytniego nagromadzenia materiału w kołnierzu płaszcza i osiągnięcie dobrego chłodzenia kołnierza tulei cylindra.

Pierścień  $P$  nie jest tutaj konieczny potrzebny wobec dokładnego wpasowania kołnierza tulei cylindra do kołnierza stojaka. -

Na tabl. XXIII atl. fig. 3 mamy połączenie przestrzeni wodnej głowicy i cylindra za pomocą kilku otworów. Uszczelnienie w tym wypadku wykonywa się tylko w  $A$  i  $B$ , nie dając uszczelki w  $C$ , gdyż to utrudniłoby doszczelnienie w  $A$  i  $B$ . Konstrukcja ta jest droższą ze względu na oddzielny pierścień w  $A$  zamiast występu na głowicy i szeroką uszczelkę w  $B$ , wskutek czego jest rzadziej stosowaną.

### Uszczelnienie tulei roboczej po stronie ramy.

Do uszczelnienia używa się najczęściej sznura gumowego, pierścieni ołowianych lub miedzianych. Poza doskonałą szczelnością należy przewidzieć swobodne wydłużanie się tulei roboczej pod wpływem wysokich temperatur. Najprostszy sposób (tabl. XXIII fig. 4 atl. II), lecz niezuspólnie celowy jest to wsadzenie tulei roboczej do uprzednio nagrzanego do temperatury 200° C kołnierza ramy, t.j. wsadzenia ze skurozem, co prawie całkowicie uniemożliwia wydłużanie osiowe i ogromnie utrudnia demontaż silnika. Przy tym sposobie tuleję wytaczamy o  $\frac{1}{8}$  % średnicy mniej niż płaszcz. Na wpasowaniu tulei do ramy wyteczony są kanaliki służące jako labiryntowe uszczelnienie. Po założeniu tulei sztampuje się dookoła dla zwiększenia szczelności. Lepiej jest wpasowywać cylinder na chłodno dając bardzo dokładną obróbkę i wytaczając na obwodzie pierścienia kanaliki, które muszą w ramie i w tulei ściśle pasować względem siebie. W ten sposób otrzymujemy niedrogie i bardzo dobre kombinowane uszczelnienie labiryntowe.

Fig. 1 tabl. XXIV atlasu II daje nam konstrukcję tańszą, ale niewłaściwą, ponieważ uniemożliwia ona wydłużanie się tulei. Stosuje się tylko przy silnikach mniejszej mocy. Na następnej fig. 2 tabl. XXIV atlasu II widzimy znacznie lepszą konstrukcję z dławnicą. Dławnica składa się z dwóch części i jest przymocowana 6 - 8 odciskającymi śrubami  $\frac{3}{8}$ " lub  $\frac{1}{2}$ ". Dławnicę tę wpuszcza się zazwyczaj w kołnierz płaszcza nie ze względów praktycznych, lecz tylko estetycznych. Konstrukcja ta jest drogą i nadaje się tylko dla silników o dużej mocy. Konstrukcja według fig. 3 tabl. XXIV atlasu II jest tańsza i odpowiedniejsza, ponieważ pierścień gumowy doskonale uszczelnia. Fig. 4 tabl. XXIV atlasu II uwiadczenia niedrogą konstrukcję lecz nie dającą pewności dostatecznego wydłużania się tulei, mianowicie, ze względu na szczelność nie możemy stosować większej wpustki  $\alpha$  niż tego wymaga całkowite wypełnienie jej ściśniętym materiałem pierścienia gumowego, w *A* robimy wycięcie dla włożenia tego pierścienia. Inne wykonanie (Fig. 5 tabl. XXIV atlasu II) daje bardzo dobre uszczelnienie za pomocą sznura gumowego o średnicy  $\frac{1}{4}$ "

dla mniejszych silników i  $\frac{3}{8}$  " dla większych .  
Sznur zakłada się do specjalnego kanału wytoczonego w tulei. Średnica pierścienia gumowego powinna być mniejszą od średnicy kanału (o 20 - 50 mm.) skutkiem czego pierścień wkłada się w kanał z pewnym napięciem, poczym przy wsuwaniu tulei do ramy zostaje on ściśnięty i tworzy przez to doskonałe uszczelnienie. Dla łatwiejszego wkładania sznura krawędź ramy ścinamy ukośnie. Tuleja cylindra od strony korby powinna mieć stosowne rozszerzenie dla łatwiejszego wkładania tłoka z pierścieniami

W wysokoprężnych silnikach pionowych często stosuje się uszczelnienie ołowiem lub białym stopem jak na fig. 1 tabl. XXV atl. II. Ścięcie skośne tulei zabezpiecza uszczelkę od wypadania, a proste ścięcie płaszcza pozwala na swobodne wydłużenie się tulei roboczej.

Uszczelnienie wykonane według fig. 2 tabl. XXV atlasu II obecnie rzadko jest stosowane z tego względu, że wsuwanie tulei w płaszcz odbywa się z nieznacznym skurczem, co jednak utrudnia swobodne wydłużanie się tulei,

Skurcz stoje się z tego względu, że jako uszczelkę zastosowano dwa pierścienie miedziane, opierając się na własności miedzi-większego wydłużania się pod wpływem ciepła niż żeliwa.

Pierścienie te posiadają nieco większą średnicę niż wewnętrzna średnica  $D$  kołnierza płaszczka.

W  $A$  należy płaszcz nieco ściąć w celu ułatwienia wkładania tulei, przez co tworzy się rowek w którym może zostawać się woda, co jednak nie jest szkodliwym.

#### Smarowanie cylindrów.

---

Ilość smaru doprowadzanego do cylindrów nie powinna być zbyt obfita, gdyż to powoduje zanieczyszczenie wydmuchu i spąd od niespalonego smaru, oraz zapiekania się pierścieni tłokowych, a nawet i przedwczesne zapłony. Jedynie do bardzo małych silników stosuje się zwykłe oliwierki podczas gdy normalnie do silników średniej i większej mocy smar tłoczy się specjalnymi pompkami wstawiając na rzewodzie tłoczącym zaworek zwrotny.

W cylindrach o 2 ściankach smarowanie nie przedstawia żadnych trudności, jednak w cylindrze z

wkładaną tuleją roboczą należy przy zastosowaniu odpowiedniej konstrukcji pamiętać o szczelności, nawet przy nierównomiernym rozszerzaniu się tulei i płaszcza. Smar należy doprowadzać do tkoka w ten sposób, aby przy jego zewnętrznej zwrotnym położeniu otwór doprowadzający smar znajdował się w wysokoprężnych silnikach pionowych między przedostatnim, a ostatnim pierścieniem, ( t.j. najbliższym do korby) lub najdalej między drugim, a trzecim od czopa, w innych zaś silnikach ( poziomych i niskoprężnych pionowych) między drugim, a trzecim pierścieniem licząc od dna.

Praktyka bowiem wykazała, że tylko przy takim urządzeniu unika się przedostawanie nadmiernych ilości smaru do przestrzeni dawkowej i związanych z tem przykrych skutków. Na tabl. XIV fig.3 atl.II mamy dość prostą konstrukcję stosowaną w silnikach o mniejszej mocy.

Do płaszcza wkręca się grubościenną rurkę uszczelnioną w gwint gazowy. Rurka na długości  $B$  może być nieobrobiona, a na długości  $C$  tylko luźno dopasowana. W  $A$  mamy uszczelkę ołowianą od wody, która dzięki miękkości materiału nie przeszkadza nierównomiernemu promieniowemu wydłużaniu się płaszcza i tulei.



W *U* umieszcza się uszczelkę z klingerytu, fibru lub wulkanfibru.

Prostsza konstrukcję mamy na tabl.XXV fig.4 Atl.II. Rurka mocno wkręca się na gwint gazowy posmarowany minią do otworu w tulei roboczej, na drugi koniec zakłada się nakrętkę również z gwintem gazowym ze skośnem stoczeniem krawędzi do wewnątrz. Pod nakrętką umieszcza się pierścień gumowy. Lepiej jednak jest dawać nakrętkę zwykłą, a pod nią podkładkę, jak na fig.5 Tabl.XXV z odpowiedniem skośnem wytożeniem dowewnątrz, gdyż w ten sposób zabezpieczamy pierścień gumowy od ścierania nakrętką przy dokręcaniu. Gwint na dolnym końcu powinien być tylko na takiej wysokości nacięty, aby przy wypadkowem okręceniu rurki krawędź jej nie weszła dowewnątrz tulei roboczej, co mogłoby spowodować uszkodzenie pierścieni tłokowych i samego tłoka. Fig.5 Tabl.XXV atl.II przedstawia bardzo rozpowszechnioną konstrukcję. Tęcza na rurka gazowa  $\frac{3}{8}'' \div \frac{1}{2}''$  wkręca się w tuleję roboczą.

Uszczelka pomiędzy przestrzenią wodną, a tuleją roboczą robi się jak wyżej z klingerytu i wulkan-

fibru lub fibru. Należy zwracać uwagę, żeby wewnętrzne krawędzie otworu w tulei były należycie zaokrąglone, i nie zaczepiały o krawędzie pierścieni uszczelniających tłok. Jako uszczelka między przestrzenią wodną a płaszczem stosuje się pierścień gumowy grubości 5 - 8 mm., dociskany podkładką i nakrętką miedzianą, lub żelazną. Przy dokręcaniu nakrętki trzeba zdjąć zwrotny zaworek doprowadzający smar. Czynność tę należy wykonywać bardzo ostrożnie, ponieważ krople oliwy spadając /z rurki ściętej ukośnie/ na gwint mogą spłynąć po nim do gumowej uszczelki i zniszczyć ją. Drugą wadą takiego wykonania smarowania jest możliwość łatwego uszkodzenia cienkich rurek podczas wykręcania z cylindra tych rurek pokrytych rdzą. Z tego względu stosują wykonanie jak na fig.1 Tabl.XXVI Atl.II. Tutaj mamy grubościenną rurkę miedzianą, pierścień gumowy dociska się owalnym kołnierzem, przyciąganym do płaszcza cylindra dwoma śrubami. Odsadzenie u dołu rurki ułatwia umieszczenie uszczelki. Długość  $L$  może być nieobrobiona, co obniża koszt całego wykonania, natomiast przy tej konstrukcji smar nie może dostać się do uszczelki, gdyż zaworek oliwny umieszcza się na stałe, a dociskanie uszczelki uskutecznia się

hoczemi śrubami kełnierza.

Konstrukcja na Tabl. XXVI fig. 3 Atlas II, różni się od poprzedniej sposobem dociskania uszczelki gumowej, mianowicie nakrętka *A* dociska podkładkę *P*, a ta pierścień gumowy. Brak tu dolnej uszczelki w tulei cylindra, pomimo to jednak takie wykonanie posiada wszystkie zalety poprzedniej konstrukcji, a wypada taniej.

Do silników pionowych wysokoprężnych stosuje się smarowanie jak na Tabl. XXVI fig. 2 Atl. II. Wykonanie to jest dobre, lecz dość drogie. Całość zrobiona jest z mosiądzu. Na dole zwykła uszczelka, jak wyżej, od wyciekania wody nazewnątrz zabezpiecza dławniczka. Otwór łączący tuleję roboczą z wytoczeniem dla rurki robi się w stosunku do tego wytoczenia mimośrodowo, oś otworu leży powyżej osi wytoczenia, co ma na celu wytworzenie jakgdyby progu *M*, na którym zatrzymałby się osad ze smaru.

#### GŁOWICE /łbice/.

Głowice wykonywa się zwykle ze zwięzłego, ścisłego żeliwa, tylko w wyjątkowych razach stosuje

się do odlewów głowic stal laną.

Skład żeliwa winien być następujący:

C - 3,4 % w tem { grafitu 2,1 %  
chem. związ. 1,04 % .

Si - 1,2 %

Mn - 0,5 %

Cu - 0,06 %

S - 0,14 %

Ph - 0,3 % .

Dopuszczalne naprężenia w tych miejscach, gdzie jest to możliwe do określenia z rachunku z wystarczającą ścisłością, nie powinny przekraczać  $k_r = 275 \text{ kg/cm}^2$ .

Należy rozróżniać pokrywę cylindra od głowicy: pierwsza posiada formę płaską, względnie zlekką wypukłą, podczas gdy druga, skutkiem umieszczenia w niej zaworów, jak to ma miejsce w 4-o suwach w odróżnieniu od 2-u suwów, otrzymuje złożoną formę, skomplikowaną jeszcze z tych względów, że głowica służy często uzupełnieniem przestrzeni dawkowej.

Prostą przykrywą otrzymuje się przez przeniesienie zaworów na ścianki cylindra. Budowa specjalnych bocznych skrzynek zaworowych na płaszczyźnie cylindra stosuje się przy małych pionowych wzgl.

poziomych silnikach.

Przy wielkich maszynach gazowych zawory umieszcza się na wzór wentylowych maszyn parowych w płaszczyźnie pionowej do den cylindra. W obu wypadkach otrzymuje się przestrzeń dawkową wielką, rozpadlistą, t. j. niekorzystną z punktu widzenia termodynamiki. Również i praktyka wskazuje, że te rozwiązania nie usuwają trudności konstrukcji i obsługi, tylko przenoszą je na cylinder, który i bez tego przedstawia najważniejszą i wymagającą największej pieczy część maszyny.

Z powyższego widzimy, że głowica mając do spełnienia potrójne zadanie, jako pokrywa, siódła zaworowe i przestrzeń dawkowa, jest najważniejszą częścią silnika, a zarazem będąc pod wpływem największych naprężeń jest nadzwyczaj trudną do obliczenia; tu musimy polegać przedewszystkiem na doświadczeniu konstruktora i jego znajomości modelarstwa i odlewnictwa.

Konstrukcja głowicy musi odpowiadać trzem następującym zasadniczym wymaganiom:

1/ musi posiadać celową formę pod względem wykorzystania ciepła.

Najlepszą byłaby kula, lub półkula, co rzadko daje się urzeczywistnić, zwykle otrzymujemy wyoi-

nek kuli lub cylinder.

Przestrzeń dawkowa musi być tak zbudowaną, aby uniknąć wszelkich kanałów bocznych i zakątków, gdzie mogłyby się zbierać części stałe i wydyszyny, powodujące przedwczesne wybuchy. Z tych samych względów należy unikać części wystających, szczególnie niechłodzonych.

Przejście gazów z cylindra do głowicy winno być możliwie osiowe, aby nie powstawały wiry. - Poza tym głowica musi posiadać niewielką powierzchnię w stosunku do objętości, aby woda chłodząca zabierała jaknajmniej ciepła w chwili zapłonu.

2/. Otwory zaworowe winny być możliwie symetrycznie rozłożone, by ścianki głowicy nie osłabiały się i aby przestrzeń chłodzenia była równomierną, ten ostatni warunek osiąga się przez odpowiednią budowę kanałów wodnych, w których nie mogą być żadne zakątki, sprzyjające zatrzymywaniu się wody.

Oprócz otworów zaworowych t.j. zaworu wpustowego, wydechowego i rozruchowego, który stosuje się w silnikach o mocy ponad 20 KM. /rozruch odbywa się za pomocą powietrza sprężonego/ oraz otworu do zapalnicy, głowica musi posiadać jeszcze otwory słu-

żące do wyjmowania rdzeni odlewniczych i dokładnego czyszczenia kanałów z kamienia wodnego i innych pozostałości.

3/. Głowica powinna mieć formę nie dopuszczającą dużych naprężeń odlewniczych. Należy budować ścianki wewnętrzne podlegające wysokim prężnościom jednej, a ścianki zewnętrzne innej grubości, przytem możliwie jednolite. Przejścia z jednej grubości do innej muszą być bardzo delikatne; obie ścianki należy łączyć tylko w tych miejscach, gdzie jest to niezbędne t.j. w miejscach najbardziej narażonych, zatem przy siódlach zaworowych i kołnierzu głowicy. Wogóle głowica musi być odpowiednio mocną i sztywną.

Te wymagania są szczególnie trudne do osiągnięcia przy budowie wielkich silników, nawet wytrawny konstruktor musi polegać w tym wypadku prawie wyłącznie na "oczuciu" i doświadczeniu, musi łączyć doskonałą znajomość warunków odlewu i wymagań teorii, co jednak nie daje pewności, że pierwsze odlewy nie będą miały rys i pęknięć.

Przejdźmy do konstrukcji. Na Tabl. XXVII fig. 1 atl. II mamy nieco przestarzałą konstrukcję głowicy, w której zawór wpustowy znajduje się z jednej strony, a wylotowy z drugiej strony głowicy.

Tabl. XXVIII atlasu II podaje nam głowicę dla silników mniejszej mocy, o zaworach umieszczonych obok siebie. Konstrukcja ta jest również cokolwiek przestarzałą, gdyż przestrzeń dawkowa wypada bardzo duża i nie dopuszcza wysokiego sprężania.

Na Tabl. XXIX atl. II mamy normalny typ nowoczesnej głowicy dla silników mniejszej mocy /  $\infty$  15 KM/. Zawory /wpustowy na górze, a wydechowy na dole/ są umieszczone jeden nad drugim, przez co otrzymujemy więcej miejsca, oraz pewne chłodzenie zaworu wylotowego świeżą mieszanką. Głowica ta jest cała zamknięta, należy więc dać odpowiednią ilość otworów do wyjmowania piasku odlewniczego, jednak ostrożnie aby za bardzo przekroju nie osłabić. Dopływ wody daje się zawsze od dołu od strony kołnierza, odpływ zaś z góry. Korzystnym jest wykonywać w większych silnikach oddzielnie chłodzenia głowicy i oddzielnie cylindra. Bardzo celowym jest dawanie w kołnierzu otworu 6 ÷ 10 mm., zaopatrzonego w gwint gazowy  $\frac{1}{4}$ " lub  $\frac{3}{8}$ " do kraniku wpustowego. Otwór ten w kołnierzu pozostaje w połączeniu za pomocą otworu poziomego z cylindrem w celu spuszczenia nadmiaru smaru i części stałych, które mogłyby powodować przedwczesne zapłony. Zawór wydechowy jest osadzony w specjal-



nej tulei - przewodnicy /z mosiądzu lub żeliwa/, tuleja ta bywa wkręcana z dołu specjalną nakrętką o drobnym gwincie. Wrzeciono zaworu wydechowego winno być smarowane.

Tabl. XXX atl. II podaje bardzo dobry typ głowicy, łatwiejszy w wykonaniu do odlewu.

Jedną z ważnych zalet takiej głowicy jest łatwy dostęp do przestrzeni wodnej, ponieważ ma ona oddzielną pokrywę przyśrubowywaną z przodu. - W głowicach większych silników stosuje się zwykle wkładane siodła dla zaworu wydechowego /Tabl. XXX fig. a/, co znakomicie zwiększa długotrwałość głowicy. Unikamy bowiem niezbędnego rozfrezowywania siodła, gdy jest ono wykonane bezpośrednio w ściankach głowicy. Wymienne siodło daje się z żeliwa ściślejszego niż głowica, wstawia się je z pewnym luzem /  $\approx 0,2$  mm. /; wskutek wysokich temperatur siodło rozszerza się, zostaje zaś dociskane ciśnieniem gazów wydechowych. Do wyciągania siodełka służy specjalne narzędzie. Rura wydmuchowa jest całkowicie chłodzona wodą, należy jednak przewidzieć otwór do spuszczenia wody z płaszcza okalającego rurę, w przeciwnym bowiem razie powstaje niebezpieczeństwo pęknięcia tej ostatniej. Kołnierz przewodu wydechowego nie jest

związany z całkowitym odlewem ze względu na znaczne rozszerzanie się tego przewodu.

Przewód wydechowy jest umieszczony z przodu, a nie z boku, co w wykonaniu jest o tyle gorazem że mechanik mający najwięcej czynności z przodem silnika może z łatwością oparzyć się o kolano wydechowe. Od strony wałka stawidłowego należy przewidzieć powierzchnię prostokątną dla przynocowania łożyska wałka stawidłowego, w nowych jednak silnikach łożysko to korzystniej jest umocowywać do ramy, która nie podlega w takim stopniu rozszerzaniu pod wpływem wysokiej temperatury panującej w głowicy. Ponadto przy ewentualnym demontażu głowicy nie potrzeba odejmować tego łożyska.

Ścianki głowicy bardzo trudno jest obliczyć na podstawie wzorów wytrzymałościowych, dlatego też podajemy poniższą tabliczkę, zaczerpniętą z doświadczeń praktyki:

Średnica cylindra <i>D</i>	wewnętrzna ścianka	ścianka płaszcza	grubość kołnierza
200	18 ÷ 20	13	26 ÷ 28
300	25 ÷ 28	17	35 ÷ 40
70 KM - 400	32 ÷ 36	20 ÷ 22	45 ÷ 48
500	40 ÷ 45	24	55 ÷ 60
600	50 ÷ 52	26	70 ÷ 75
700	52 ÷ 55	28	80 ÷ 85

Należy zwracać uwagę na dobre wykonanie uszczelnień między głowicą i ramą, wzgl. tuleją cylindra. Tabl. XXVII fig. 2 daje nam uszczelnienie dla bardzo małych cylindrów; fig. 3 - cokolwiek lepsze; brzegi głowicy i cylindra muszą być dobrze doszlifowane, doszczelniają się pod wpływem temperatury; fig. 4 daje dobre, lecz kosztowne uszczelnienie, gdyż wymaga doskonałego dopasowania średnicy pierścienia, zarówno w głowicy jak i w tulei; fig. 5 - wskazuje bardzo dobre wykonanie, a nieco tańsze od poprzedniego. Przy małych średnicach cylindra można stosować tylko jeden pierścień lub konstrukcję według fig. 6. Trzy pierwsze rozwiązania fig. 2 - 3 - 4 dają się stosować przy zupeł-

nie małych średnicach; zwarte /fig.5/ najczęściej w pionowych silnikach wysokoprężnych. Wycięcia muszą być dobrze szlifowane i ściśle wytoczone na średnicę pierścienia.

Głowice silników pionowych nie mają przestrzeni dawkowych, ale w wykonaniu są trudniejsze, gdyż należy w nich umieścić 4 zawory: wpustowy, wydechowy, rozruchowy i paliwowy. Umieszczenie tych zaworów jest trudnym ze względu na osiągnięcie odpowiednich szybkości przepływu gazów. Głowica powinna przedstawiać jedną sztywną całość; w tym celu wzmacnia się ją też wewnętrznymi żebrami, nakrzyż ułożonymi. Ścianki podejmujące bezpośrednio ciśnienie gazów wewnątrz cylindra daje się grubsze, inne zaś cieńsze. Głowica taka posiada 2 uszy, przez które przechodzą podpory.

Tabl. XXVI atlasu fig.4 podaje typową głowicę wysokoprężnych silników pionowych. *a* - zawór wpustowy, *b* - paliwowy, *c* - wydechowy, *d* - rozruchowy,

*e* - otwór dla korka indykatora, *f* - dla usunięcia rdzenia odlewniczego, otwory te zakręca się po wyjęciu rdzenia korkami z uszczelnieniem -(fig. 4<sup>a</sup>).

Korki takie umieszczają się pomiędzy śrubami, bywa ich na obwodzie 8 ÷ 16; *g* - połączenie wodne mię-

dzy głowicą a ramą. - Miejsce na zawór rozruchowy przewiduje się często z obu stron głowicy, aby móc go umieścić w zależności od warunków lokalnych z jednej lub drugiej strony. W razie jeżeli jest mało miejsca na sprężyny, robi się specjalne wycięcie w głowicy  $a$ . Do górnej części głowicy, zazwyczaj całkowicie obrabianej, przymocowuje się wszystkie zawory, względnie ich kosze.

Fig. 4<sup>b</sup> wskazuje korek do zatkania otworu indikatorowego w tym wypadku gdy otwór jest prosty i krótki; gdy otwór ukośny, długi, to należy zastosować inne zamknięcie, wypełniające otwór, aby uniknąć zanieczyszczenia go. Dwa otwory  $g$  należy pozostawić na połączenie wodne, o ile woda dochodzi bezpośrednio z cylindra stojaka.

Fig. 4<sup>c</sup> daje nam połączenie między ramą i głowicą dla kanału wodnego,  $S$  - sznur gumowy. Spodnie denko głowicy przenosi całe ciśnienie. Tęczenie dolnego pierścienia  $Z$  jest dość trudnem.

Poniżej tabliczka podaje nam wysokość głowicy  $H$  w zależności od średnicy cylindra  $D$ .

średnica cylindra $D$	wysokość głowicy $H$
260	180
320	210
340	250
430	290
450	330
520	370
550	400

### REGULACJA BIEGU.

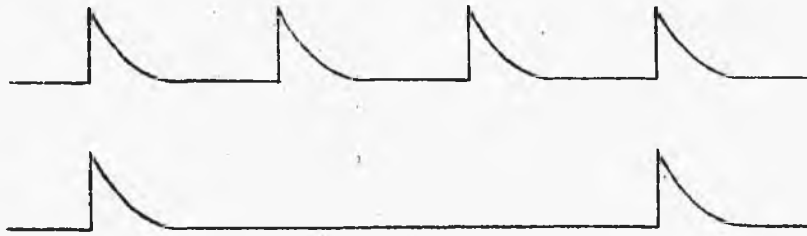
Maszyna parowa posiada stale pewien zapas energii z którego można korzystać w większej lub mniejszej mierze.

Inaczej rzecz się ma w silniku spalinowym - tu silnik normalnie pracuje z maximum wydajności, wobec tego musimy starać się, aby utrzymać stałą szybkość biegu, odpowiadającą tej wydajności. A zatem wobec tendencji silnika do przyspieszenia biegu musimy działać hamująco, aby nie przekroczyć pewnej normalnej ilości obrotów. To ostatecznie zadanie speł-

niają regulatory /miarkowniki/. Rozróżniamy 5 rodzajów miarkowania:

- 1/ Opustowe,
- 2/ jakościowe, } "precyzyjne"
- 3/ ilościowe, }
- 4/ kombinowane /jakościowe z ilościowym/
- 5/ za pomocą zmiany momentu zapłonu /obecnie nie stosowane/.

1. Opustowe /niem. Aussetzerregulierung, fr. - bout ou rien/ miarkowanie jest najstarszym, zastosował je Otto przy pierwszych swych silnikach spalinowych. Regulacja polega na tem, że w razie przyspieszenia biegu silnika opuszcza się pewną ilość dawek, a zatem i zapłonów, skutkiem tego silnik zwalnia, wtedy znowu mieszanka dostaje się do cylindra, następuje zapłon mieszanki i silnik znowu przyspiesza biegu i następuje dalsza praca normalna /Rys.106/ - I-szy sposób regulowania opustowy. Silnik otrzymuje stałą dawkę - napełnienie - skład mieszanki jest stały, a zmienna jest ilość dawek na minutę. W czasie suwu zasysania /w silniku 4 suw./ zawór paliwowy /gazowy / pozostaje zamkniętym, a silnik zasysa świeże powietrze.



*Rys. 106.*

wpust i wydech -pozostają normalne, w silniku zaś 2-suwowym regulator wyłącza pompę gazową lub mieszankową. Z wykresu /rys.107/ ilości obrotów widzimy, że bieg przy takiej regulacji jest bardzo

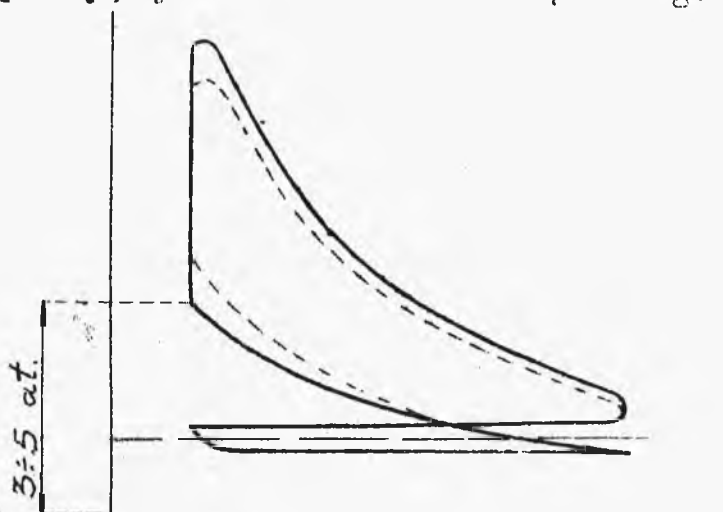


*Rys. 107.*

nierównym, wskutek tego nie może być stosowanym do silników ze stopniem nierównomierności  $\delta$  ponad  $\delta = \frac{1}{40}$  /np. do celów elektrycznych/ albowiem koło zamachowe wypadłoby zbyt ciężkie. Teoretycznie pod względem termodynamicznym silnik pracuje bardzo dobrze, bo pozostaje stały skład mieszanki, stałe i jednakowe sprężanie, dobre spalanie i nieznaczne zużycie paliwa.



W rzeczywistości jednak skutkiem ochłodzenia ścianek w czasie opustów otrzymujemy mniej korzystny wykres pracy, jak to widać z załączonego rys.108.



Rys. 108.

Tu przerywana linja oznacza przebieg pracy w cylindrze po opuszczeniu. Zaletą tej regulacji jest łatwość konstrukcyjnego rozwiązania i możliwość stosowania bardzo małego regulatora wahadłowego. Regulator nie powinien dopuszczać 2 opustów zrzędu, a po jednym opuszczeniu natychmiast szybko wraca do dawnego położenia. Przy kilku opustach zrzędu pogarszają się znacznie warunki pracy takiego silnika. Za normalną pracę silnika uważa się taką, przy której ma miejsce 7 - 8 opustów na minutę, przy przeciążeniu, lub obciążeniu maksymalną ilość opustów zmniejsza

się aż do 2-ch. Kilkakrotne opusty szczególnie są szkodliwe dla silników, które muszą pracować przy wysokiej temperaturze /np. naftowych lub spirytusowych/ wtedy pary paliwa osiadają na ściankach i powodują straty w paliwie oraz zanieczyszczają cylinder, a zatem i gorszy zapłon.

II-gi sposób regulowania opustowego polega na tem, że podczas suwu zasysania zawór wydechowy zostaje otwarty, zawór zaś wpustowy samoczynny zasysa spaliny powtórnie z rury wydechowej wraz ze smarem zużytym i t.p., przez co cylinder nie ochładza się w tym stopniu, jak to ma miejsce przy sposobie poprzednim, lecz zato ulega zanieczyszczeniu i przedszemu zużyciu się. Następnie konstrukcja tej regulacji jest bardziej skomplikowaną, zawory bowiem wpustowy i paliwowy muszą być zamknięte podczas suwu zasysania, a zatem przy sterowanym zaworze wymaga się specjalnych urządzeń.

III-ci sposób otrzymuje się przez zamknięcie zaworu wydechowego podczas suwu wydechowego, przy samoczynnym zaworze wpustowym, przez to otrzymujemy sprężanie spalin zawartych w cylindrze podczas wydechu, co nie pozwala na otwarcie zaworu wpustowego, i tym samym powstaje opust, t.j. brak dopływu mieszanki i brak zapłonu. Sposób ten jest bardzo

racjonalny, tylko nieco skomplikowany.

IV-ty sposób polega na wyłączeniu zapłonu. Zasykana stale mieszanka jest sprężana i następnie wyrzucona niespaloną wskutek braku zapłonu. Oczywiście, że ten sposób jest nieoszczędny, gdyż zużycie paliwa jest jednakowe dla wszelkiego obciążenia.

Tabl. XXXI fig. 1 podaje nam zasadę konstrukcyjnego rozwiązania regulacji opustowej: regulator w chwili przyspieszenia biegu porusza drążek  $d$ , ten przesuwany na wałku rozdzielczym tulejkę z kułakiem  $k$  przez co rolka  $r$  toczy się cały czas po obwodzie tulejki  $t$ , omijając kułak  $k$  i zawór wpustowy pozostaje zamkniętym.

Fig. 2 XXXI tabl. przedstawia również częste spotykaną konstrukcję. Regulator podnosi lub opuszcza drążek zaopatrzony w ostrze, które przy obciążeniu normalnym pozostaje w zetknięciu z drugim ostrzem, umieszczonym w sprężynie paliwowej, unoszonej za pomocą rolki. Przy opuszczeniu ostrza nie trafiają na siebie i zawór nie zostaje otwarty.

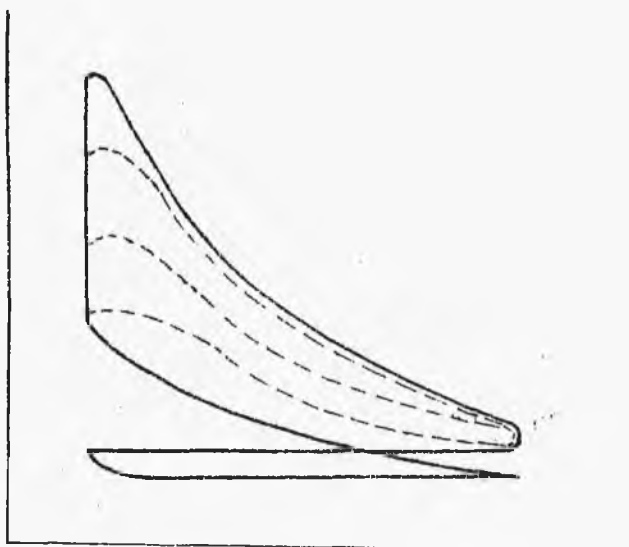
## 2. Regulacja jakościowa.

Polega ona na zmianie składu mieszanki t.j. stosunku gazu do powietrza w ten sposób, że przy większym ob-

ciążeniu otrzymujemy bogatszą mieszankę i odwrotnie. Napełnienie w przeciwieństwie do regulacji opustowej - stałe, zapłon co 4-ty suw stałe. Dopływ powietrza zazwyczaj jest w ilości stałej, a zmienia się tylko dopływ paliwa stosownie do obciążenia. System ten nadaje się specjalnie do dwusuwów, gdzie musi mieć miejsce całkowite napełnienie ze względu na przepłukiwanie cylindra.

Również i tu rozróżniamy kilka sposobów regulacji:

I. Za pomocą zmiany skoku, lub okresu otwarcia zaworu paliwowego. W tym wypadku otrzymujemy zawsze jednakową ilość mieszanki, podczas gdy stosunek zawartego w niej powietrza do gazu jest zmienny, skutkiem czego otrzymujemy rozmaite wykresy pracy /rys. 109/, mianowicie zmienia się kształt krzywej rez-

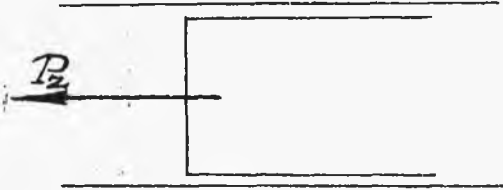


Rys. 109.

prężania i wybuchu, podczas gdy krzywa sprężania pozostaje zawsze prawie jednakową, a zatem i wysokość sprężania  $p_c$  zmienia się tylko bardzo nieznacznie wskutek zamiany paliwa dostarczonego pod ciśnieniem wyższem, przez powietrze zasysane o ciśnieniu poniżej atmosferycznego. Przy spalaniu ubogiej mieszanki proces spalania trwa dłużej, przy-tym zachodzi możność niezupełnego lub powolnego spalania, co powoduje znaczne straty cieplne. Przy dużym nadmiarze powietrza zapalanie odbywa się gorzej, i wreszcie, w czasie biegu jałowego otrzymujemy mieszankę tak ubogą, że nie wybuchnie; niespalone gazy wychodzą wtedy do przewodu wydechowego, gdzie przy zetknięciu z rozpalonymi ściankami z łatwością może nastąpić szkodliwy wybuch. W celu uniknięcia podobnych wypadków, maszynista powinien w czasie jałowego biegu silnika zmniejszyć również dopływ powietrza. Z wyżej wyłuszczonego możemy stwierdzić, że regulacja jakościowa ma następujące wady: 1/ niedobre wykorzystanie paliwa, mianowicie przy zmniejszonym obciążeniu powstaje powolne, przewlekłe spalanie, i 2/ przy różnych obciążeniach części ruchome silnika są zawsze wystawione na działanie jednej i tej samej maksymalnej siły  $P_e$  /rys.109 a/, ponieważ napełnienie, a zatem sprężanie zawsze są stałemi. 3/ Zapłon

przy małym obciążeniu, zbliżonym do biegu jałowego, przedstawia duże trudności, gdyż na się nie-

wysokie sprężanie, a skład mieszanki jest tutaj niejednostajny.

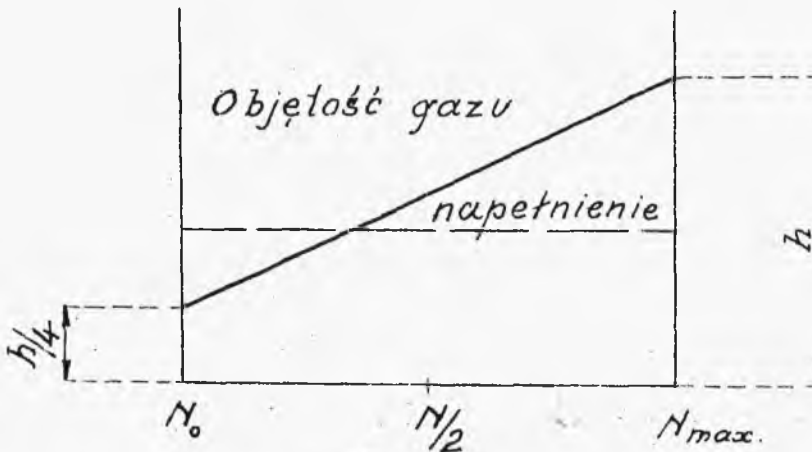


4/. Łatwe uruchomienie silnika, szczególnie przy gazie tłoczonym.

Rys. 109<sup>a</sup>

Wady jakościowej regulacji dają się usunąć przy stosowaniu wysokiego sprężania przy pracy z gazami ubogimi, co powoduje łatwiejszy zapłon.

Przy stosowaniu gazów ubogich /np. wielkopięcowych/ zmiana składu mieszanki nie wywiera łatwego wpływu, jak przy gazie bogatym o dużej wartości opalowej /np. gazie świetlnym/, ponieważ stosunek

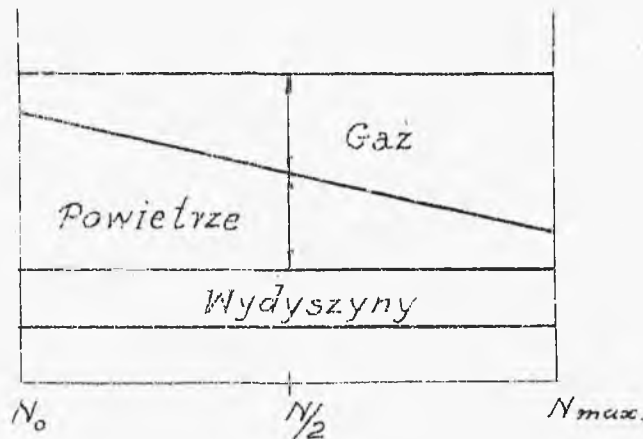


Rys. 110.

gazu do powietrza jest znacznie większy. Dlatego też bardzo często stosuje się regulację jakościową dla silników pędzonych gazem wielkopięcowym.

Rys.110 wskazuje zależność mocy  $N$  silnika od zawartości gazu w mieszance.

Zawartość gazu podczas biegu jałowego powinna wynosić około  $1/4$  zawartości przy całkowitem obciążeniu, aby mieszanka nie była zbyt uboga. Regulator przy jałowym biegu nie osiąga swego teoretycznego położenia końcowego, lecz waha się mniej więcej między środkiem a końcowym położeniem, co odpowiada środkowi i końcowi wykresu zawartości gazu.



Rys. 110.

Na rys.111 mamy wykres stosunku gazu i powietrza w zależności od obciążenia. Wiemy, że ilość gazu

$G$  jest zmienną, w zależności od obciążenia. Ilość wydyszyn  $W$ , jak i objętość mieszanki, składającej się z gazu i powietrza  $G + P$  są wielkości stałe, czyli możemy napisać:

$$\frac{W}{G+P} = \text{const. } i$$

nazywamy ten wyraz stopniem "czystości mieszanki". Przy zmniejszaniu obciążenia wzrasta ilość wydyszyn odniesiona do paliwa, t.j.  $\frac{W}{G}$  = zmienne, co nie jest dobrem.

Należy pamiętać, że zużycie paliwa na jednostkę mocy zwiększa się dość znacznie przy małym obciążeniu.

Co do konstrukcyjnego rozwiązania tego sposobu regulacji, to znajdujemy je na Tabl. XXXI fig. 3. Kułak  $K$  jest przesuwny, przytym tu zmienia się nie tylko czas otwarcia, ale i skok zaworu, co osiągamy nadając kułakowi formę stożkową, a mianowicie zawór zamyka się zawsze w tym samym momencie, a otwiera w różnym czasie. Można zarazem stosować przepustnicę, będącą pod działaniem regulatora dla dławienia ilości gazu.

II rozwiązanie osiągamy przez zmianę skoku i okresu otwarcia zaworu powietrznego, podczas gdy



zawór paliwowy jest samoczynny. Takie rozwiązanie, gdzie przy silnym rozrzedzeniu niema wybuchu jest niepraktycznym, wobec tego nie stosuje się obecnie.

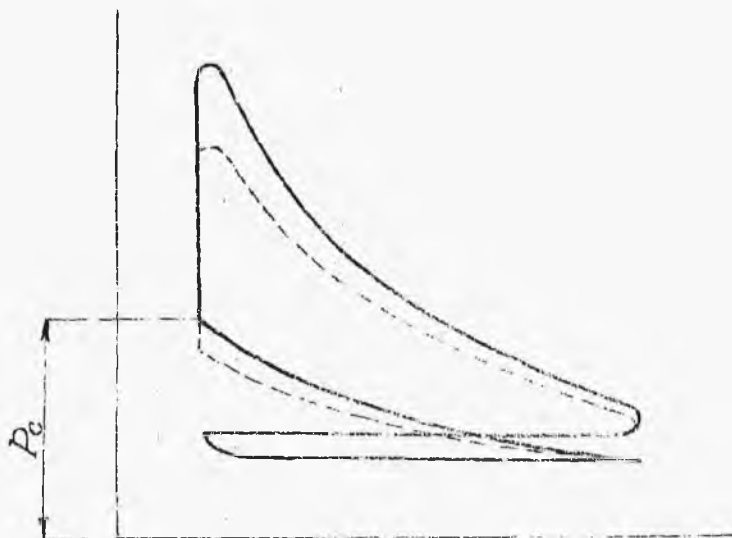
III. Przez powrotne zasysanie gazów wydechowych dla rozrzedzenia mieszanki - zawory paliwowy i wpustowy są samoczynne. Sposób ten, powodujący zanieczyszczenie cylindra jest niepraktyczny i obecnie zupełnie niestosowany.

### 3. Regulacja ilościowa.

W tym wypadku skład mieszanki pozostaje stałym, a zmienia się ilość doprowadzanej do cylindra mieszanki czyli i napełnienie cylindra jest zmiennem. Przy regulacji ilościowej stawia się opór przy zasysaniu, a zatem mieszanki wchodzi mniej do cylindra i to przy ciśnieniu nawet znacznie niższym od ciśnienia atmosferycznego, sprężanie zatem jest wtedy niższe, gdyż cylinder nie jest całkowicie napełniony. Ponieważ skład mieszanki winien być stały, więc zmniejsza się w jednakowym stosunku ilość paliwa i powietrza.

Sposób ten nadaje się tylko do silników 4-suwowych.

Rys. 112 podaje nam wykres dla rozmaitego obciążenia.



Rys. 112

żenia silnika. Przy mniejszej ilości doprowadzanej mieszanki, a zatem i mniejszem obciążeniu otrzymujemy zupełnie inny wykres pracy niż przy normalnym, widzimy, że odpowiednio zmienia się prężność wybuchowa, która jest zależną od końcowego ciśnienia  $P_c$  przy sprężaniu. Zmienia się zatem nie tylko krzywa rozprężania, ale i sprężania i wybuchu. Przy tym sposobie regulacji osiągamy następujące korzyści:  $\surd$  przy zmniejszeniu ciśnienia w momencie sprężania wszystkie części ruchome podlegają mniejszemu obciążeniu i naciskowi, a zatem są mniej narażone na zużycie i wyrabianie<sup>się</sup> nacisk maksymal-

ny wypada tylko przy maksymalnym obciążeniu. -

2/ Łatwe konstrukcyjne rozwiązanie.

3/ Ciśnienie ujemne zmniejsza się wskutek obniżonego sprężania.

4/ Dzięki silnemu zasysaniu /dochodzącemu niekiedy do 0,7 atm./ cylinder jest bardzo dobrze smarowany, co wpływa dodatnio na zwiększenie skutku mechanicznego.

5/ Daje się łatwo regulować przy biegu jałowym, wskutek jednolitego składu mieszanki.

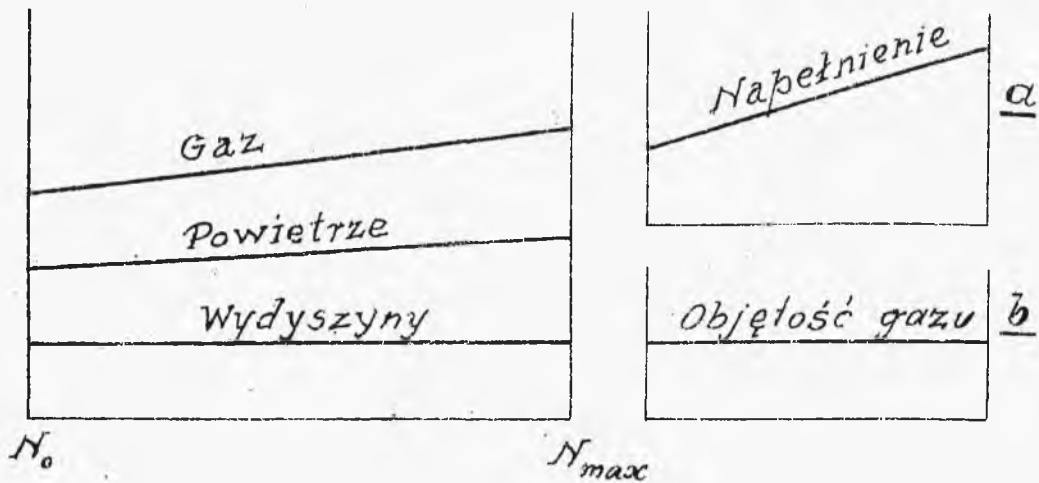
Sposób ten jednak pod względem termodynamicznym ustępuje poprzedniemu, t.j. zużycie paliwa jest nieco większe, również skutek cieplny pomniejsza się przy zmniejszonym sprężaniu.

Oprócz tego mieszanka zasysana w małej ilości przy małym obciążeniu ginie zbyt w cylindrze wśród pozostałości z wydyszyn i zapłon przy małym sprężaniu przedstawia duże trudności, powodując niekiedy głuchy wybuch w przewodzie ssącym.

Z wykresu /rys.113/ stosunku gazu i powietrza w mieszance, w zależności od obciążenia, widzimy, że "stopień czystości mieszanki"

$$\frac{W}{G+P} = \text{zmienny,}$$

a mianowicie, zwiększa się ze zmniejszeniem obciąż.



Rys. 115.

żenia, co nie jest pożądanem, a stosunek

$$\frac{W}{G} = \text{zmienny}$$

jak i poprzednio zwiększa się, lecz nie w tak wielkim stopniu. Rozwiązania konstrukcyjne mamy jak wyżej trzy:

I. sposób. Zmiana skoku i okresu otwarcia zaworu wpustowego. Zawór wpustowy osadzony jest w koszu, który posiada dookoła otwory od góry i od dołu, górne - są w połączeniu z kanałem gazowym w głowicy, a dolne - z kanałem powietrznym. Na wrzecionie grzybka wpustowego osadzony jest luźno poniżej kanału gazowego grzybek drugi - gazowy, który zostaje obracany przez np. nakrętkę, wkręconą na drobny

otwierający

gwint na wrzeciono; pomiędzy nakrętką i grzybkiem gazowym należy przewidzieć luz od 1/2 - 1 mm. w tym celu, żeby najpierw przedostało się <sup>do cylindra</sup> świeże powietrze do ochłodzenia grzybka wydechowego i przepłukania cylindra, potem zaś dopiero sama mieszanka po zmieszaniu <sup>się</sup> w dolnej części kosza poniżej grzybka gazowego. Grzybek gazowy zostaje dociągnięty do siódła oddzielną sprężyną. Skok grzybka gazowego zmienia się w tym stosunku, jak i grzybka wpustowego. Palec  $P$  będący pod działaniem regulatora porusza się po dźwigni wygiętej na łuku, zmieniając położenie od  $A$  do  $B$ , co powoduje zmianę skoku zaworów wpustowego i gazowego.

Z Tabl. XXXI fig. 4 mamy skok zaworu:

przy najmniejszym  
obciążeniu:

$$h_{min} = h' \cdot \frac{b}{a}$$

przy maksymalnym

obciążeniu:

$$h_{max} = h' \cdot \frac{b'}{a'}$$

wielkość powierzchni zaworu gazowego

$$f' = (0,25 \div 0,35) f \quad - \quad \text{dla gazu świetlnego,}$$

$$f' = (0,55 \div 0,65) f \quad - \quad \text{" " wodno-czadowego.}$$

gdzie  $f$  - powierzchnia otworu zaworu wpustowego.

Tabl. XXXI fig. 5 podaje nam inną konstrukcję stawideł. Tu stosunek ramion  $a$  i  $b$  zmienia się, gdy

regulator za pomocą szeregu drążków przesunie odpowiednio rolkę  $d$ , powodując zmniejszenie skoku zaworu.

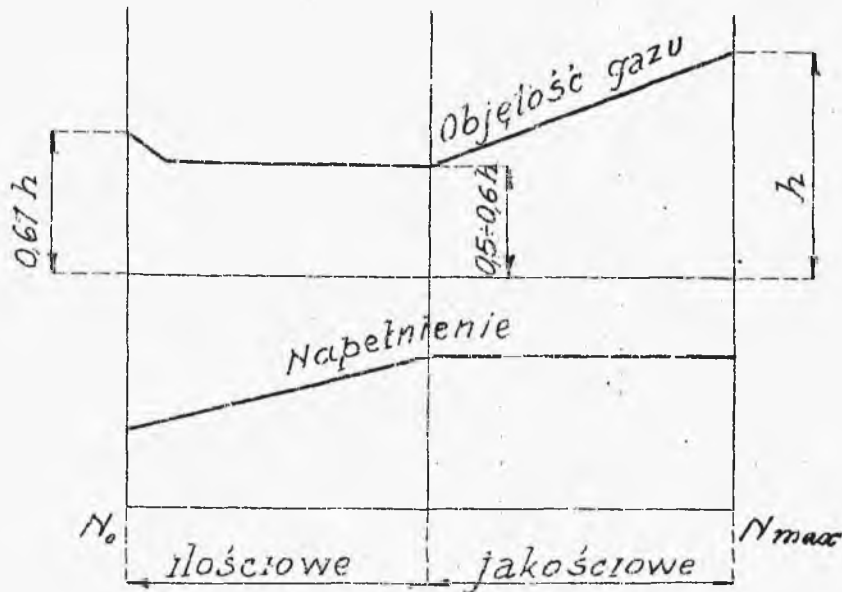
II sposób otrzymuje się przez zwiększenie oporu w rurach przymknięciem przepustnicy przez regulator, wskutek czego otrzymujemy dławienie mieszanki w czasie zasysania. Tabl. XXXII. fig. 1.

II-a. Stosujemy dławienie gazu i powietrza przez regulator oddzielnie, należy jednak baczyć, by skład mieszanki pozostał stałym. Tabl. XXXII. fig. 2.

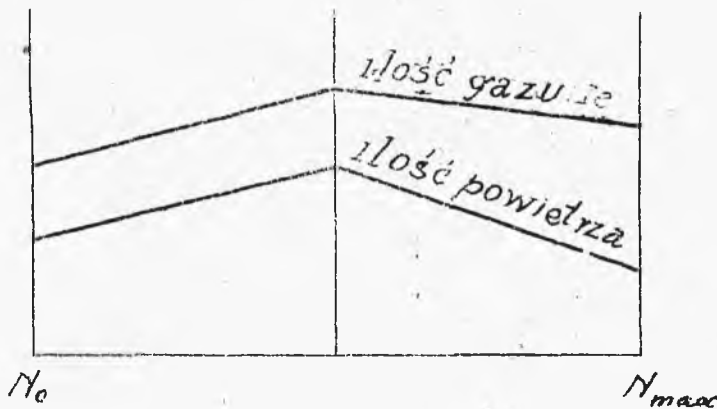
III. Podczas suwu sprężania powrotne wtlaczanie mieszanki do rury ssącej przez otwarty zawór wpuštowy. Sposób ten zaniechano teraz ze względu na zdarzające się wybuchy w rurze ssącej oraz zanieczyszczanie mieszanki; stosowano go do silników na gaz wielkopiecowy i do dwusuwów.

#### 4. Regulacje kombinowane - jakościowa z ilościową.

Przy większym obciążeniu reguluje się dopływ paliwa, a zatem skład mieszanki /jakościowa/, przy mniejszym zaś - ilość mieszanki /ilościowa/, zaś przy biegu jałowym i bardzo małym obciążeniu znów dopływ paliwa w celu poprawienia skutku cieplnego, jak to widać z rys. 114 i 114 a.



Rys. 114.



Rys. 114a

Przyjrzyjmy się, jakie korzyści otrzymamy z powyższego rozwiązania regulacji. Wiemy, że siły bezwładności ruchomych mas są znaczne. Jeżeli nacisk

sił bezwładności mas jest większym od ciśnienia sprężania, które jest zmiennym przy regulacji ilościowej, to w chwili wybuchu powstają gwałtowne zmiany prężności i przez to silne uderzenia w maszynie, z tego względu należy starać się otrzymywać ciśnienie sprężania większem od ciśnienia sił bezwładności, co osiągamy, wprowadzając większą ilość ubogiej mieszanki do silnika. Następnie, w czasie biegu jałowego i małego napełnienia, mamy możliwość otrzymania dość dobrej mieszanki, co zabezpiecza silnik od zatrzymania się.

Natomiast jest dość trudnem i skomplikowanem rozwiązanie konstrukcyjne. Na tabl. XXXII fig. 3 uwidocznionem jest rozwiązanie Mess'a.

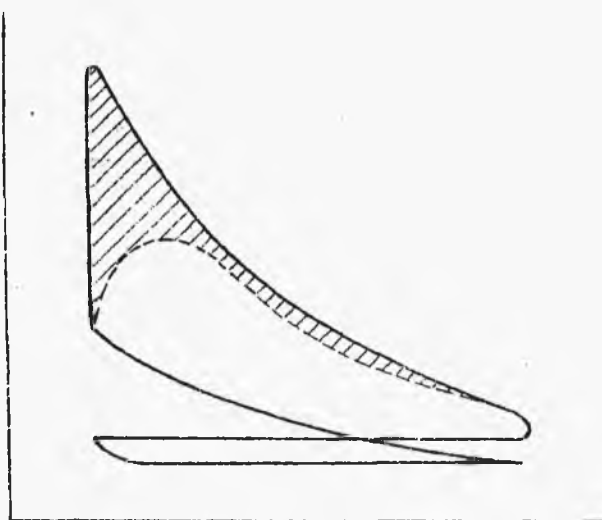
Napęd tulei  $t$  oraz suwaka tłoczkowego  $S$  odbywa się w płaszczyźnie poziomej, t. j. tuleja obraca się dookoła osi pionowej, zawór zaś z tłoczkiem ma ruch posuwowy w górę i w dół. Suwak obraca regulator przy pomocy systemu drążków w stronę odwrotną do ruchu wskazówki zegara. Wycięcia suwaka są tak urządzone, że domykając z początku dopływ gazu zmienia się skład mieszanki, następnie domyka się odpowiednio powietrze i gaz, przez co otrzymujemy mieszankę o składzie stałym i reguluje



się jej ilość przez czas otwarcia zaworu, co wiadocznem jest z fig. 3<sup>a</sup> i fig. 3<sup>b</sup> Tabl. XXXII, Suwak ten przedstawia mały opór dla regulatora przy regulacji, a obracając się stale dociera się i doszlifowuje, pozostając czystym. Ewentualna nieuszczelność nawet nie szkodzi, ponieważ jeszcze grzybek zatrzymuje dopływ mieszanki.

5. Regulacja z opóźnieniem zapłonu /dla silników o niewielkiej mocy/.

Rys. 115. Zapłon normalnie powinien być w zwrotnym punkcie ukończony, opóźniając zapłon a zasysając tę samą ilość mieszanki zmniejszamy pole wykresu, otrzymujemy mniejszą pracę w stosunku do wielkości zwłoki, lecz nie robimy oszczędności na paliwie, którego ilość zużywana będzie zawsze jednakową, czy to przy mniejszem, czy to przy większem obciążeniu. Wskutek opóźnionych wybuchów w cylindrze panuje jeszcze pod koniec suwu rozprężania stosunkowo wysokie ciśnienie, dla tego też zawór wydechowy wymaga dużej siły do podnoszenia, co powoduje stuk i szybkie zużywanie się części stawidła.



Rys. 115.

Sposób ten jest wogóle mało używany, jako bardzo niepraktyczny i nieekonomiczny, w każdym razie dla silników stałych zupełnie się nie nadaje - bywał dawniej stosowany w silnikach samochodowych, gdzie chodzi o prędką, pewną i prostą zmianę obciążenia. -

#### 6. Regulacja Letombe'a

polega na tem, że ciśnienie sprężania zmienia się w odwrotnym stosunku do zawartości gazu w mieszance, t.zn. że najbiedniejsza mieszanka zostaje najmocniej sprężaną bez obawy przedwczesnego zapłonu, a z drugiej strony najbogatsza mieszanka jest najslabiej

sprężaną, co zwiększa stopień rozprężania, przez co usuwa się bezużytecznie wysoką końcową prężność i temperaturę. Przy zmniejszającym się obciążeniu zawór gazowy zostaje otwarty przez krótszy przeciąg czasu, ale zato zawór powietrzny przez dłuższy, czyli napełnienie się zwiększa. Największe sprężanie otrzymujemy podczas biegu jałowego, a w miarę zwiększenia obciążenia zmniejsza się sprężanie, ma to na celu otrzymanie stałego skutku użytecznego przy wszelkich obciążeniach, co nie jest korzystnem, gdyż przy biegu jałowym skutek jest najniższy i należy starać się podnieść go ze wzrostem obciążenia, tak żeby przy pełnem obciążeniu otrzymać  $\eta$  max. Pozatem jeszcze jedną wadą regulacji Letombe'a jest złe wykorzystanie paliwa przy dużym obciążeniu, przy biegu zaś jałowym powstają wadliwe zapłony.

Dla silników wysokoprężnych Diesela stosuje się tylko jakościową regulację dwojakiego rodzaju: 1/ przez zmianę ilości wtryskiwanego paliwa /zmiana skoku pompki paliwowej/ lub 2/ za pomocą zmiany okresu otwarcia zaworu zasysającego w pompce podczas suwu tłoczenia, przez co pewna ilość paliwa zostaje z powrotem wtłoczona do zbior-

nika. Regulacja ilościowa nie daje się zastosować, ponieważ tutaj paliwo zostaje wtryskiwane i samo się spala stopniowo w wysoko sprężonym powietrzu przy wysokiej temperaturze, tymczasem przy regulacji jakościowej temperatura się obniża.

### STAWIDŁA.

W stałych silnikach spalinowych 4-suwowych jako stawidło są stosowane wyłącznie zawory t.zw. grzybkowe, które mają za zadanie napełnienie cylindra mieszanką lub usuwanie gazów zużytych. Zawory te mogą być samoczynne lub przymusowo sterowane. Samoczynnie - mogą być stosowane tylko do wlotu paliwa, dla wydechu zaś muszą być sterowane przymusowo. Zawory samoczynne, które były stosowane w silnikach szybkobieżnych, obecnie już wyszły z użycia, praca ich bowiem jest bardzo niedokładna, wskutek bezwładności mas otwierają się zbyt późno, a zamykają za wcześnie, łatwo pękają i powodują duży hałas. Zawory przymusowo sterowane - są otwierane za pomocą kułaka - zamykane przez dociskającą je sprężynę spiralną

w momentach najbardziej korzystnych dla pracy silnika. Grzybek zaworu powinien być wykonany z dobrej stali ciągliwej, a w szybkobieżnych silnikach ze stali niklowej lub chromo-niklowej /10 - - 20 % /. Małe grzybki robią się ze stali zlewnej. Stal używana dla zaworów winna posiadać mały współczynnik rozszerzalności, a wysoki punkt topliwości.

Duże grzybki również czasem wykonywują z żeliwa i osadzają je na stalowych wrzecionach, lub odlewają z dobrego brązu maszynowego z kanałami dla ochłodzenia. Grzybki zaworów należy odlewać z miękkiego żeliwa, a siódła z twardego, odporne- go na wysokie temperatury. Wrzeciona służą jako przewodnice zaworów oraz równocześnie do odprowa- dzenia ciepła z grzybka na zewnątrz. Wszystkie waż- niejsze, prawidłowo pracujące grzybki powinny być osadzone pionowo. Grzybki poziome /Tabl. XXXII fig.4/ nie dają dostatecznej szczelności ze wzglę- du na wycieranie się dolnego brzegu siódła i pro- wadnicy i są, pozatem, narażone na rozmaite niedok- ładności pracy, szczególnie nie nadają się do zaworów samoczynnych. Jeżeli zaworów poziomych nie można uniknąć, to należy stosować grzybki możliwie

lekkie o dostatecznie długim prowadzeniu i o ile możliwości dawać im krótki skok, wówczas są wskazane płaskie siodła zamiast stożkowych.

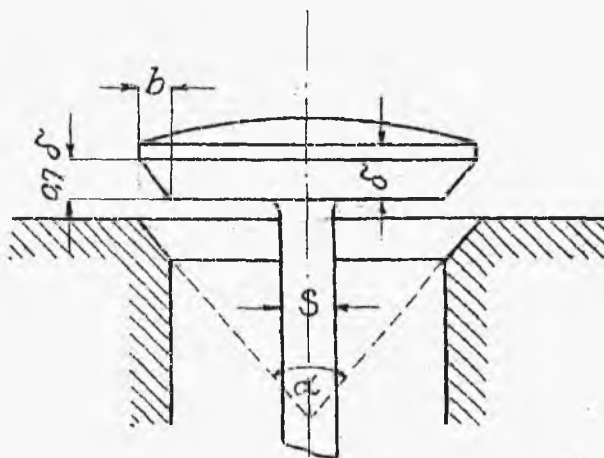
Rozróżniamy zawory płaskie i stożkowe, t.j. o grzybku płaskim lub stożkowym. Zawory płaskie pracują ciszej niż stożkowe, gdyż przy jednakowym przekroju otworu wymagają mniejszego skoku. Osiągają zatem prędzej maximum przekroju oraz dłużej pozostają otwarte w całości podczas największego skoku.

Zamykanie płaskiego zaworu jest raptowne, trwa krótki bardzo przeciąg czasu, skutkiem tego można lepiej napełnić cylinder mieszanką.

Wadą zaworów płaskich jest raptowny skręt, t.j. zmiana kierunku gazów /pod kątem prostym/, skutkiem czego opór, jaki napotykają wydyszyny lub mieszanka w zaworach zaczyna się zwiększać. Prócz tego nigdy zawory płaskie nie są tak szczelne jak stożkowe, ponieważ docisk zaworu płaskiego jest mniej szczelny, gdyż cząstki stałe gazów przepływających przez zawory nie osiadają tak łatwo na powierzchni pochyłej jak na płaskiej, a następnie najmniejsze przesunięcie osi zaworu względem osi otworu może nieszczel-

ność tę powiększyć.

Zawory stożkowe obecnie są powszechna w użyciu i wyparły zupełnie zawory płaskie. Przesunięcie osi jest wykluczone. Szczelność po dokładnem dotarciu powierzchni stożkowych grzybka i zaworu jest idealna. Gazy łagodnie<sup>rze</sup> ślizgują się po stożkowej powierzchni, opór więc jest znacznie mniejszy



Rys. 116.

/rys.116/. Kąt stożka  $\alpha$  stosuje się od  $30-45^\circ$ , ten ostatni w silnikach stałych, wolnobieżnych, podczas gdy mniejsze kąty stosują się w silnikach szybkobieżnych z tego względu, że mniejszy stopień nachylenia pozwala stosować mniejszy skok.

Średnica  $d$  otworu zaworu określili się na podstawie następujących rozumowań: całkowita objętość powietrza zasana do cylindra dla wykonania pracy

musi przejść przez zawór. W ciągu 1 sek. przejdzie przez zawór  $V_s$  m<sup>3</sup>., jeżeli oznaczymy przez  $v$  średnią szybkość przepływu gazów przez siódło w m/sek., to

$$V_s = \frac{\pi d^2}{4} \cdot v$$

zatem

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{V_s}{0,785 v}}$$

Charakter biegu silnika zależy od wielkości skoku zaworu. W silnikach stałych zwykle stosuje się  $h = \frac{d}{4}$  z równania  $\frac{\pi d^2}{4} = \pi d h$ , dla grzybków o siódlach stożkowych, większe  $h$  daje się tylko przy większych zaworach, należy tego jednak możliwie unikać.

Powyższe równanie określające  $d$  zostało zbudowane na założeniu, że szybkość napełnienia mieszanki jest stałą. W rzeczywistości jednak napełnienie odbywa się skokami, przerwami ze zmienną szybkością, co zmusza przy określeniu swobodnej powierzchni zaworu wyjść z założenia długości okresu czasu zasysania i ilości mieszanki zassanej w ciągu jednego suwu tłoka.

Całkowita ilość gazu, która musi przejść przez zawór, wyrazi się tak:



$$f \cdot v = F \cdot c \quad [a]$$

gdzie  $F$  - pole tłoka

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \text{ cm}^2$$

$f$  - /swobodny/ przelot użyteczny w zaworze w  $\text{cm}^2$ .

$c$  - średnia szybkość tłoka

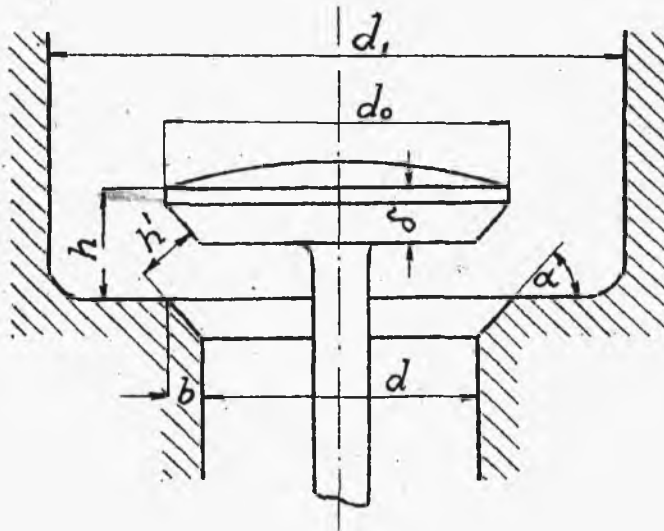
$$c = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} \text{ m/sek.}$$

$s$  - skok tłoka w mtr.;  $n$  - obr/min.

Z drugiej strony:

$$f = \pi \cdot d \cdot h' = \frac{F \cdot c}{v} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{s \cdot n}{30} \cdot \frac{1}{v} \quad [b]$$

$h'$  - rzeczywiste odsłonięcie otworu wlotowego /patrz rys.117/.



Rys. 117.

Średnia szybkość przelotu gazów w silniku wynosi w silnikach stałych  $v \approx 42$  m/sek.; przyjmujemy dla obliczeń  $v = 40$  m/sek.

Z ostatnich równań (b) możemy napisać:

$$dh' = \frac{D^2 \cdot s \cdot n}{120 \cdot v} \approx \frac{D^2 \cdot s \cdot n}{5000}$$

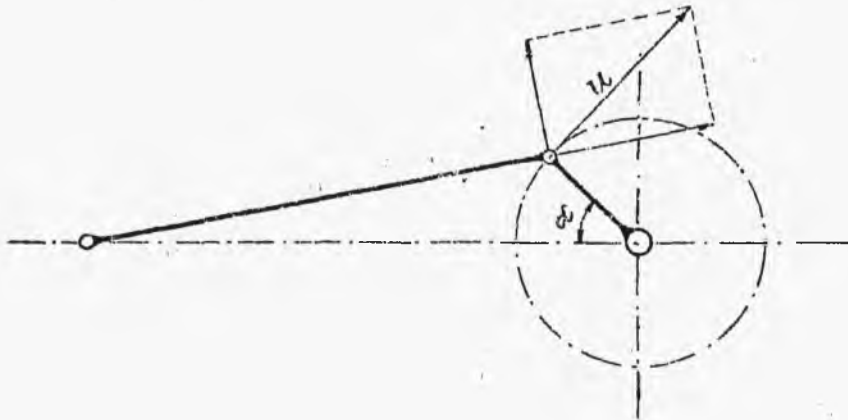
$$h' = h \cos \alpha; h' \approx 0,7h \quad \text{dla } \alpha = 45^\circ$$

$$h = \frac{h'}{0,7} \approx 1,4 h'; \quad h_{max} = \frac{d}{4 \cdot 0,7} = \frac{d}{2,8}$$

Następnie, pamiętając równanie /a/ mamy

$$\pi d h' v = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{\pi \cdot s \cdot n}{60} \psi$$

ponieważ  $c$  jest to średnia szybkość tłoka:



Rys. 118.

$$c = u \sin \alpha (1 \pm \eta \cos \alpha)$$

$\alpha$  - zmienny kąt położenia korby.

$u$  - szybkość katowa czopa korbowego.

$$u = \frac{2\pi \cdot r \cdot n}{60} ; \quad \text{jeżeli } s = 2r$$

to

$$u = \frac{\pi \cdot s \cdot n}{60}$$

$\lambda$  - stosunek długości promienia  $r$  do długości korbowału  $L$ .

$\lambda = \frac{r}{L}$  ; zwykle  $\lambda = \frac{1}{5}$  w silnikach stałych.

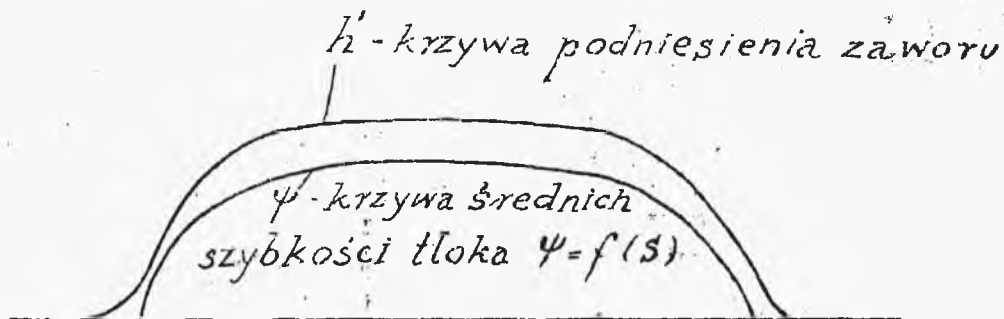
$$\psi = \sin \alpha (1 \pm \lambda \cos \alpha) \left\{ \begin{array}{l} + \text{ przy biegu kukorbowym} \\ - \text{ " " odkorbowym.} \end{array} \right.$$

czyli ostatecznie:

$$h' = \frac{D^2 \pi \cdot s \cdot n}{240 \cdot d \cdot v} \psi \approx \frac{D^2 \cdot s \cdot n}{3000 \cdot d} \psi$$

przy  $v = 40$  m/sek.

Jeżeli odłożymy na rzędnej /rys.119/ wielkości  $\psi$ , a na odciętej odpowiednie położenia tłoka, to otrzymamy eliptyczną krzywą szybkości tłoka, z któ-



Rys. 119.

raj bez trudności określimy krzywą skoku zaworu, a temsamym i formę kulaka, względnie promień  $r$  mimośrod. Krzywa  $h'$  powinna, przy odpowiednim wyborze współrzędnych, leżeć na całej przestrzeni ponad krzywą  $\psi$ , co można otrzymać tylko przez odpowiednio wczesne odsłonięcie i spóźnione zamknięcie zaworu. Całkowita wysokość skoku  $h_{max}$  daje się w zupełności wyzyskać tylko przy małych silnikach z małą liczbą obrotów, przy wielkich silnikach gazowych zmuszają względy konstrukcyjne oraz przy szybkoobrotowych względ na otwieranie zaworu w odpowiednim czasie, do stosowania skoku  $h$  mniejszego od  $h_{max}$ . Zwykle stosuje się:

$$\frac{h}{d} = \frac{1}{4} \div \frac{1}{6}$$

dla silników stałych, przytem mniejsze stosunki są korzystniejsze w silnikach szybkoobrotowych

$$\frac{h}{d} = \frac{1}{10} \div \frac{1}{15};$$

większy stosunek nie daje się osiągnąć.

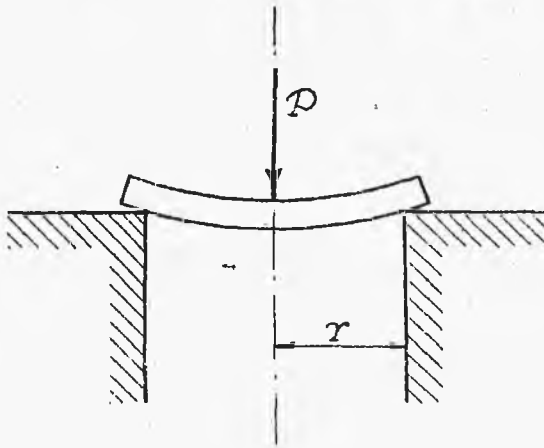
Czasami stosują po kilka zaworów, szczególnie w szybkoobrotowych silnikach lotniczych, gdy musimy unikać zwiększenia sił mas bezwładności.

Grzybek ma zwykle w celu zwiększenia wytrzymałości pewne zgrubienia /wypukłe/ pośrodku, ponieważ w tem miejscu narażony jest przy wpływie gazów na

gięcie, a największy moment wypada w samym środku, a zatem tam grzybek winien mieć najgrubszy przekrój.

Grubość grzybka  $\delta$  /rys.116/ oblicza się według wzorów dla płyty okrągłej, równomiernie obciążonej /rys.120/:

$$\sigma_k = \varphi \cdot \frac{r^2}{\delta^2} \cdot p \leq k_g \leq 400 \text{ kg/cm}^2 \quad [a]$$



Rys. 120

naprężenia stosujemy niskie ze względu na wysokie temperatury. Przy wykonaniu grzybka należy przewidywać możliwość przetaczenia zaworu.

Spółczynnik  $\varphi$  stosujemy zwykle  $\varphi \cong 0,89$ . Materiał /stal/ dajemy do grzybków, jak to było wyżej mówione, o wysokim gatunku, szczególnie dla grzybka wydechowego pracującego w znacznie gorstszych warunkach. Ze wzoru [a] określimy  $\delta$  :

$$\delta^2 = \frac{\varphi \cdot r^2 \cdot p}{k_g} ; \quad \delta = \sqrt{\frac{(0,5 d_0)^2 \cdot p_2}{k_g / \varphi}} ,$$

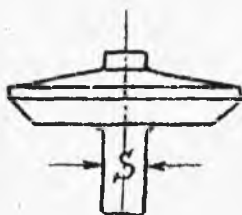
gdzie  $p_z = p_{max}$ ;  $k_g \leq 400 \text{ kg/cm}^2$ ;  $k_g/y = 450 \text{ kg/cm}^2$

Stąd otrzymamy dla silników:

wybuchowych: 
$$\delta = \sqrt{\frac{(0,5 d_o)^2 25}{450}} = \sqrt{\frac{(0,5 d_o)^2}{18}};$$

wysokoprężnych: 
$$\delta = \sqrt{\frac{(0,5 d_o)^2 35}{450}} = \sqrt{\frac{(0,5 d_o)^2}{13}}.$$

Przy zaworach samoczynnych, gdzie chodzi o możliwe zaoszczędzenie wagi grzybka, można brać  $k_g$  większe -  $k_g \leq 500 \text{ kg/cm}^2$  wzgl. zmienić przekrój grzybka /rys.121/. Szerokość siódła  $b$  nie



Rys. 121.

powinna być zbyt dużą, gdyż w tym wypadku powstaje trudność przy docieraniu. Zwykle stosują  $b$  według wzoru empirycznego

$$b \geq [0,5(d_o - d)] \div 0,01d + 0,4 \text{ cm.}$$

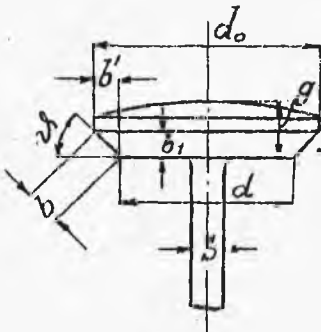
Również szerokość siódła  $b$  oblicza się w ten sposób, aby ciśnienie zaworu na siódło wzdłuż oparcia było około 4 razy większe niż ciśnienie gazów na grzybek, czyli

$$\frac{\pi d_o^2}{4} p = 4p \left[ \frac{\pi d_o^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right]; \quad \frac{d_o^2}{4} = d_o^2 - d^2;$$

$$\frac{3}{4} d_o^2 = d^2; \quad d_o = \sqrt{\frac{4}{3}} \cdot d = 1,15 d.$$

średnio  $d_o = 1,07 d \div 1,15 d$ .

Grubość wrzeciona  $S$  oblicza się, przyjmując naprężenie  $k = 100 \div 250 \text{ kg/cm}^2$  dla zaworu wydechowego - mniejsze, dla wpustowego - większe/. Ciśnienie  $p_w$  gazów na grzybek w chwili otwierania zaworu przyjmuje się  $= 5 \text{ kg/cm}^2$



Rys. 122.

$$\frac{\pi \cdot S^2 \cdot k}{4} = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \cdot p_w; \quad \frac{\pi \cdot S^2 \cdot 200}{4} = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \cdot 5.$$

$$S^2 = \frac{d_o^2}{40} = 0,025 d_o^2; \quad S = \sqrt{0,025 d_o^2} = 0,16 d_o$$

$$b_1' = \frac{d_o - d}{2} = \frac{1,15 d - d}{2} = 0,075 d =$$

$$= 0,065 d_o \quad \text{czyli}$$

$$b = \frac{b_1'}{\cos \alpha} = \frac{0,065 d_o}{\cos \alpha}$$

$$b_{45^\circ} = \frac{0,065 d_o}{0,707} = 0,09 d_o; \quad b_1 = b_1' = 0,065 d_o$$

$$b_{30^\circ} = \frac{0,065 d_o}{0,866} = 0,075 d_o; \quad b_1 = b_1' \cdot \tan 30^\circ = 0,065 d_o \cdot 0,57 = 0,037 d_o$$

Grubość wrzeciona  $S$  można też obliczyć /rys.

116/ ze wzoru empirycznego:

$$\frac{d}{S} = 4,5 \div 7,4$$

4,5 - dla mniejszych grzybków, 7,4 - dla większych, drugi wzór z praktyki:

$$S = \left[ \frac{1}{8} d + 0,5 \text{ cm} \right] \div \left[ \frac{1}{8} d + 0,8 \text{ cm} \right]$$

w zaworze wydechowym trzeba dawać wrzeciono grubsze, niż we wlotowym ze względu na wysokie temperatury, powodujące szybsze wyrabianie grzybka. Prowadnica grzybka wzgl. jego wrzeciono musi być smarowane, szczególnie należy mieć ten wzgląd na uwagę przy grzybkach wylotowych, przytym prowadzenie należy umieszczać możliwie blisko do grzybka, jednak tak, by przekrój otworu nie zmniejszał się zbyt. Należy starać się budować jaknajdłuższe prowadzenie /aż do punktu umieszczenia drążków stawidłowych/. Krótkie dźwignie zaworowe i większe opory w zaworach wymagają dłuższego prowadzenia. Trzeba przewidywać chłodzenie i smarowanie prowadzenia, co osiąga się za pomocą wymiennych tulei żeliwnych lub bronzowych - przy dużych silnikach wymagają te urządzenia szczególnie starannego opracowania i wykonania.

Grzybki są przeważnie wyrabiane z jednej sztuki z wrzecionem. Zawór najczęściej pęka w miejscu połączenia grzybka z wrzecionem. Przejście to za-



tem od grzybka do wrzeciona winno być z dużym zaokrągleniem dla wzmocnienia niebezpiecznego przekroju. W tym również celu <sup>często</sup> daje się wrzeciono zgrubione /o większej średnicy/ w górnej jego części /Tabl. XXXII fig. 5/. Koniec wrzeciona często cementuje się /hartuje/ w celu uniknięcia odkształceń oraz wyrabiania się pod wpływem uderzeń uderzacza przy każdym podniesieniu. U góry powinien być występ, umożliwiający uchwycenie przy docieraniu /Tabl. XXXII fig. 6/, przy mniejszych - wycięcie dla śrubociąga, przy większych grzybkach czworokąt /Tabl. XXXII fig. 7/ dla klucza sztorcowego lub gwint /Tabl. XXXII fig. 8/, w który wkłada się rączkę. - Przy docieraniu /drobnym proszkiem szmerglowym z olejem/ trzeba mieć duże czucie w ręku, aby na całym obwodzie docierać równomiernie. Nowy grzybek nie powinien pokrywać całego siódła, lecz wystawać na 1. - 2 mm. /Tabl. XXXIII fig. 1/, po pewnym bowiem czasie wbija się i tak w siódło wskutek silnych uderzeń przy opadaniu.

W celu ułatwienia smarowania dajemy na wrzecionie nacięcia, o głębokości około 0,5 mm. i łączymy je między sobą rowkami pionowymi /Tabl. XXXIII fig. 2/.

Ta pierścionki, pozatym, możemy uważać jako uszczelnienie labiryntowe. Luz pomiędzy wrzecionem a prowadzeniem daje się mały ok. 0,2 mm.

Grzybki żeliwne robią się zwykle puste /Tabl.

XXXIII fig.3/. Gdy grzybek zbudowany jest oddzielnie od wrzeciona, to musi posiadać stożkowe wytoczenie przy końcu otworu, a to w celu roznitowania trzonka wrzeciona /Tabl. XXXIII fig. 3, 4 i 5/. Można również wykonywać grzybek z 2-ech części /Tabl. XXXIII fig.6/ występy *α* mają za zadanie ułatwienie centrowania górnej części.

#### ZAWORY GAZOWE.

Komory do zaworów gazowych są stosowane przy regulacji opustowej i jakościowej /Tabl. XXXIII fig.7/; umieszczony w nich jest grzybek gazowy, który służy tylko do doprowadzenia do cylindra samego gazu przed zaworem wpustowym. Sprężyna dociskająca grzybek znajduje się wewnątrz komory i w stałym zetknięciu z gazem, co jest niekorzystnym, gdyż ulega ona zniszczeniu pod działaniem gazu. - Gaz przechodzi przez zawór od góry. Przed zaworem gazowym umieszcza się kran, który można przymykać, doprowadzając większą lub mniejszą ilość gazu lub

całkowicie zamknąć dla zatrzymania silnika. Ten typ zaworu jest stosowany dla silników o małej mocy. Cała komora znajduje się nazewnątrz głowicy, gdyż zawór jest kierowany przez regulator.

Tabl. XXXIII fig. 8 podaje lepsze rozwiązanie. - Sprężyna znajduje się wewnątrz komory, lecz nie pozostaje stale w zetknięciu, otwór do zakładania grzybka zamyka się pokrywką, brzeg  $\alpha$  jest stożony na stożek i doskonale doszlifowany. Tabl. XXXIV fig. 1 wskazuje komorę zaworową również z dopływem gazu przez grzybek od dołu. W  $\beta$  powietrze ma za zadanie utrzymanie w czystości wrzecionna.

### ZAWORY MIESZANKOWE.

Zawory mieszankowe są stosowane tylko przy regulacji opustowej i ilościowej przy zastosowaniu przepustnicy. Początkowo wprowadzone zostały przez fabrykę Braci Koerting, poczem znalazły szersze rozpowszechnienie. Zawory te mają za zadanie gruntowne przemieszanie powietrza z gazem i ich dalsze wspólne przepuszczenie przez przepustnicę i zawór wpustowy. Tabl. XXXIV fig. 2 wskazuje bardzo prymitywne urządzenie do gazu świetlnego w małych

silnikach, w których gaz dopływa drobnymi okienkami i zostaje pociągnięty pędem powietrza. Na fig.3 XXXIV Tabl. widzimy cokolwiek lepsze rozwiązanie. Fig.4 Tabl.XXXIV uwidocznia samoczynny zawór mieszaninowy dla mniejszych silników. Ustawiony jest on poza głowicą, może nie być chłodzonym, gdyż znajdująca się w nim mieszanka ma dość niską temperaturę. Dopływ powietrza regulowany przepustnicą, a dopływ gazu - kurkiem. P - połączenie z saworem wpustowym. Sprężyna nie powinna być zbyt mocną, gdyż w przeciwnym razie grzybek ją zbyt wybijie. Grzybek jest wykonany zazwyczaj z brązu, rzadziej z żeliwa, może być płaskim, bo nie jest wymagana tu dokładna szczelność. Grzybek winien być wykonany możliwie lekko. Stosunek otworu dla gazu do otworu mieszaninowego określi się z równania:

$$\pi d_1 h = \alpha \pi d_2 h$$

gdzie  $h$  - skok zaworu,

czyli

$$\frac{d_1}{d_2} = \alpha$$

W silnikach Koertinga średniej mocy stosuje się konstrukcję według fig.5 Tabl.XXXIV. W celu zabezpieczenia łagodnego i powolnego samykania

zaworu stosuje się kataraktę powietrzną, która służy do tłumienia uderzenia przy osiadaniu zaworu za pomocą sprężonego powietrza. Tłoczek katarakty zaopatrzony jest w kanałki obwodowe, przez które powietrze wchodzi do górnej części katarakty w celu zmniejszenia sprężenia pod kataraktą w czasie osiadania zaworu.

Trudność takiego rozwiązania polega na określe-  
niu stosunku prędości gazu do powietrza.

$f_g$  - dla gazu świetlnego = 0,3 - 0,35.

$f_p$  " " wodno-czadowego = 0,65 - 0,7 .

$f_g$  - przekrój kanału gazowego,

$f_p$  " " powietrznego.

Zawór mieszaninowy dwusiodłowy /Tabl.XXXV  
fig.1/ bywa stosowany przy większych silnikach,  
przeważnie obustronnego działania. Powietrze do-  
pływa przez górne siodło, a gaz przez dolne.

W wielu silnikach gaz i powietrze mieszają się  
w zaworze wlotowym, wtedy zawór mieszankowy jest  
sbyteczny, a zawór wlotowy jest zbudowany jak mie-  
szankowy, na to miejsce tylko przy regulacji ilość-  
ciowej. Najczęściej spotykana konstrukcja jest  
podana na tabl.XXXI fig.4 i tabl.XXXV fig.2.

Zawór mieszankowy ma za zadanie gruntowne prze-  
mieszanie gazu z powietrzem - pozostawiając jednak

stosunek ich w mieszanice stałym. Jako środek do osiągnięcia tego służą: zwiększenie powierzchni, na której odbywa się dyfuzja gazów za pomocą rozbicia gazu na drobne strumienie, lub cienką, lecz szeroką warstwę, lub też za pomocą skierowania gazów naprzeciw siebie i mechanicznego ich niepokojenia.

Zawory wpustowe służą do przepuszczania mieszanki /silniki wybuchowe/ lub powietrza /silniki wysokoprężne/. Zawór taki posiada normalnie jeden grzybek i jedno wrzeciono /fig.3 Tabl.XXXV/. Zawór taki dzielimy na dwie części: latarnię  $L$  i koss -  $K$ . Wstawione siedło w kossu musi być doskonale doszlifowane, co jest dość trudnem, dlatego też daje się często uszozelkę miedziano-azbestową /fig.3<sup>a</sup> Tabl.XXXV/. Czasami stosuje się podział takiego zaworu na 3 części: 1/ latarnię górną, 2/ koss środkowy, 3/ siedło dolne, jest to praktycznem, bo z łatwością można wymienić część najczęściej zużywającą się t.j. siedło, nie usuwając innych części latarni, nie podlegających zużyciu.

W silnikach Diesel'a najczęściej jest stosowane stożkowe zakończenie siedła według fig.4 Tabl.XXXV,

które ma na celu należyte smarowanie i uszczelnienie. Siódło należy centrować za pomocą pierścieni lub kołków. Kosz winien być centrowany w dolnej i górnej swej części w głowicy. Wrzeciono zawsze powinno być prowadzone w koszu, pryczem otwór na wrzeciono korzystnym jest zaopatrywać w tulejkę mosiężną o grubości ścianek  $\infty$  5 mm., wstawioną ściśle bez luzu do kosza i zabezpieczoną śrubką od obracania się.

Tulejkę tę w razie wyrobienia można z łatwością wymienić, tu należy również przewidzieć wyżłobienia, w których zbierałby się smar do oliwienia wrzeciona. Latarnię przytwierdza się 2-ma lub 4-ma śrubami do głowicy. Kołnierz latarni daje się owalny lub kwadratowy, niekiedy okrągły. Kosz zaopatrzony jest w części stykającej się z kanałem gazowym, wzgl. powietrznym w 4-y cienkie żeberka. O ile kosz jest wykonany oddzielnie, nie z jednej sztuki z latarnią, to należy od góry przewidzieć z 2 stron po jednym otworze nagwintowanym, o średnicy  $\frac{1}{2}'' \div \frac{3}{4}''$  /fig. 5 Tabl. XXXV/ w celu łatwiejszego wyciągnięcia go z głowicy, za pomocą specjalnych rączek. Również dobrze jest dawać śrubkę kierowniczą  $[\frac{1}{4}'' \div \frac{5}{16}'']$ , która pozwala wkładać kosz zawsze z jednej strony /fig. 6 Tabl.

XXXV/; w tym celu w głowicy musi być odpowiedni rowek /kanał/za śrubkę .

W silnikach wysokoprężnych /od 60 KM/ daje się w zaworze chłodzenie. Dla silników zaś większych, ponad 100 - 120 KM również chłodzenie grzybka<sup>Z</sup>wrzescionem i kossą; na Tabl. XXIV fig. 1 widzimy konstrukcję, w której tylko kossą jest chłodzony. Otwory *k* służą do usunięcia rdzenia, zamyka się je za pomocą korków. Dopływ wody do kossą ma miejsce z jednej strony, a odpływ z drugiej. Korzystnym jest dawać gumową uszczelkę dla części pomiędzy kanałem powietrznym i gazowym.

Zawory wydechowe są najdelikatniejszą częścią stawideł, gdyż podlegają wysokim temperaturom i otwierają się przy stosunkowo jeszcze dosyć wysokim ciśnieniu, panującym w cylindrze /2+4 atm./, a zatem pewien nacisk grzybka na rozrząd jest dość znaczny. O ile temperatura nie przekracza 380 - 400° przy silnikach mniejszej mocy, to możemy stosować grzybek zwykły, niechłodzony; przy wyższych temperaturach i w silnikach wyższej mocy, począwszy od 100 ≈ 125 MK. niezbędnym jest chłodzenie kossą i grzybka. Pod tym względem korzystnym jest stosowanie w silnikach poziomych zaworów wpus-



towych i wydechowych, jeden nad drugim, jak na Tabl. XVIII fig.2 i Tabl. XXVII fig.1. Tu zimne powietrze wzgl. mieszanka z zaworu wpustowego chłodzi zawór wydechowy.

Zawory mniejszych silników zostają osadzone wprost w siedle głowicy, wkładane z góry przez otwór zaworu wpustowego. Zawory zaś silników o wyższej mocy są często osadzone w specjalnym koszu /Tabl. XXXVI fig.1/, zwykle chłodzonym wodą.

Należy szczególnie dbać o to, aby zawór wydechowy był łatwo dostępny. Również i tutaj stosuje się jako przewodniczącą tulejkę żelazną, rzadziej mosiężną, zamocowaną w dolnym końcu w gwint dla należytego dokręcania uszczelnienia nakrętką. Tulejka wkładana z góry musi być centrowana. Przewodzenie wrzeciona musi być dostatecznie smarowane. - Przez głowicę przeprowadza się rurkę do smaru, wkręcaną na gwint w tulejkę zaworu wydechowego z uszczelnieniem zewnątrz od wody odpowiednim pierścieniem. Tabl. XXXVI fig.2 i 3 podają konstrukcję grzybków chłodzonych wodą. Woda może być doprowadzona za pomocą giętkich połączeń lub sztywnych. - Giętkie połączenia /rurka gumowa w łusce metalowej/ łatwo mogą zniszczyć się, pęknąć i powodować nie-

szczerelności /fig.4 i 4<sup>a</sup> Tabl.XXXVI/. Sztywne połączenie jest praktyczniejsze. Wykonanie grzybka według fig.2 Tabl.XXXVI jest gorszym, gdyż woda doprowadzana do grzybka uchodzi wprost do przewodu wydechowego, chłodzi go mocno, ale również i niszczy, przegrzając rurę wydechową. Ilość chłodzącej wody nie da się kontrolować, często może być zbyt obfitą i nie można jej natychmiast wypuścić. Bez porównania lepszym jest rozwiązanie według fig.3 Tabl.XXXVI. Grzybek z wrzecionem wykonywa się z żeliwa, przytem musi być zaopatrzony w odpowiednie otwory rdzeniowe.

Wodę chłodzącą doprowadza się rurką wewnętrzną, odpowiednio osadzoną, odprowadza się przez przestrzeń wolną między rurką i wrzecionem. Fig.5 Tabl.XXXVI uwidocznia sawór "kombinowany" wpustowo-wydechowy, który składa się z jednego grzybka osadzonego we wspólnym koszu. Wadą tych saworów jest nagrzewanie się mieszanki, przechodzącej przez tenże przewód co i gorące gazy, co wywołuje mniejsze napełnienie cylindra.

### ZAWORY ROZRUCHOWE.

służą tylko do uruchomienia silnika, przez wpuszczenie dawki sprężonego powietrza do cylindra. Zawory te stosowane są przy silnikach powyżej 20 MK. mocy. Dla uniknięcia zanieczyszczenia nieczynnego zaworu podczas pracy silnika, należy dbać żeby zawór był możliwie szczelny t.j. aby wydyszyny oraz cząstki smaru w postaci ciekłej lub twardej na nim nie osiadały, - winien być zabezpieczony od otwierania się podczas suwu zasysania. Zawór rozruchowy w silnikach poziomych umieszcza się w płaszczyźnie poziomej w osi cylindra, z boku od strony wałka stawidłowego, o ile jest sterowany przymusowo przez stawidło, lub nawet z przeciwnej strony, o ile jest uruchomiany ręcznie. Zawory rozruchowe zwykle posiadają oddzielne kosze wstawione do głowicy i uszczelnione pakunkiem miedziano-azbestowym.

Jak było powiedziane wyżej, <sup>zasadniczo</sup> należy unikać zaworów poziomych ze względów na łatwe, nierównomierne wyrobienie się siódła, lecz w tym wypadku w silnikach poziomych zwykle stosuje się zawory poziome, ponieważ łatwiej jest je uruchomić i umieścić je w głowicy, nie podlegają zaś one tak szybkiemu zepsuciu, gdyż są względnie rzadko w ruchu /tylko przy

rozruchu<sup>po</sup>  $\sqrt{2}$  - 3 minuty/. Puszczanie w ruch zaworu rozruchowego odbywa się przy mniejszych maszynach od ręki za pomocą chwilowego otwarcia w pewnym, określonym momencie kranu umieszczonego poniżej tego zaworu na przewodzie ze sprężonym powietrzem, przy większych - przez poprzednie włączenie stawideł na bieg przymusowy. Grzybki zaworów rozruchowych powinny otwierać się wewnątrz nawet w tym wypadku, gdy ciśnienie rozruchowego powietrza przenosi ciśnienie wybuchowe  $p_2$ . Należy zwracać bacność na szczelne domykanie się zaworów rozruchowych, inaczej niemożliwym jest uruchomienie silnika, ponieważ wpływające powietrze rozrzedza mieszankę i znacznie obniża temperaturę sprężania. Z tego względu należy przewidywać możliwość wyłączenia zaworu i zamknięcia dopływu sprężonego powietrza ze zbiornika natychmiast po przerwaniu pracy zaworu rozruchowego.

Na Tabl. XIXVII widzimy poziomy zawór rozruchowy. Siodło zaworu osadzone jest w koszu<sup>a</sup>, wstawionym do głowicy, zaopatrzone w uszczelkę  $b$  miedzianą, - grzybek umieszczony jest w tulei prowadzącej, centrowanej w koszu i przymocowanej śrubami do niego. W tulei  $c$  wstawiona jest uszczelka

mosiężna dla uszczelnienia grzybka, dokręcana stale kółkiem *d* wkręcany na gwint płaski do tulei. Grzybek zaopatrzony jest w 2 nakrętki oraz płytkę *e* dociskaną sprężynką opierającą się w kanalik o piastę kółka. Odległość pomiędzy górną częścią piasty kółka i płytką daje nam wielkość skoku zaworu rozruchowego. Zawór narysowany jest w momencie rozruchu t.j. jako mający możliwość otworzenia się. Po zakończonym okresie rozruchu, odkręca się kółko, opierając piastę jego o płytkę pod nakrętkami; wtedy grzybek jest zabezpieczony i nie może się otworzyć. Należy przewidzieć smarowanie grzybka oliwiarką kroplową, wkręconą w kosz i doprowadzającą smar do otworu wykonanego w tulejce, w której grzybek pracuje. - Poniżej zaworu umieszczony jest kran do wpuszczania powietrza sprężonego oraz regulowania ilości tegoż.

Dla silników wysokoprężnych /typu pionowego/ umieszcza się zawór rozruchowy w głowicy, wkładając go z góry. Typowy taki zawór rozruchowy umieszczony jest na Tabl. XXXVIII fig.1. Zawór ten jest odciążony za pomocą tłoczka, wykonanego przez zgrubienie wrzeciona i zaopatrzenie w nacięcia na obwodzie, wysokości  $\infty$  3 mm. i grubości  $\infty$  2 mm.,

które służą zarazem jako labiryntowe uszczelnienia. Nacięcia te daje się w odległości 20 - 25 mm. Zamiast takich nacięć można dawać również nasadzone stalowe pierścienki, podobne do pierścieni tłokowych, są one jednak kosztowniejsze. Kosz zaworu wstawiony jest do głowicy, uszczelniony na dole pakunkiem azbestowym, a dociśnięty za pomocą owalnego kołnierza. W dolnej części kosza znajduje się otwór przez który powietrze sprężone do  $\approx 70 \text{ atm}$  przedostaje się do grzybka. Kosz zaworu musi być dokładnie centrowany w głowicy i uszczelniony pakunkiem  $f$  ze sznura azbestowego. Bardzo mocna sprężyna, opierająca się w dole o kołnierz, od góry zaś o talerzyk wkręcony na gwint na grzybek zaworu i zabezpieczony przeciwnakrętką, zapobiega otwieraniu się zaworu. Obliczenie tłoczka odciążającego jest trudne, gdyż wogóle trudno jest wypowiedzieć się dokładnie co do wysokości ośnienienia w siodle zaworu, dla bezpieczeństwa jednak przyjmuje się jego średnicę równą średnicy przelotu grzybka  $d$  lub też o 1 - 2 mm. większą. W ten sposób otrzymuje się siłę dostateczną do zamknięcia zaworu. Siła ta jednak nie powinna być zbyt duża w przeciwnym bowiem razie kułak i dźwig-

nia rozruchowa podlegałyby niepotrzebnym i nadmiernym obciążeniom. W celu otrzymania możliwie wąskiego siódła zaworu dopuszcza się dość wysoki nacisk jednostkowy. Tłoczek odciążający winien być bezwzględnie szczelny.

Średnicę grzybka rozruchowego daje się zwykle jako  $1/9 - 1/11$  średnicy cylindra, wystarcza to w normalnych warunkach nawet dla zmniejszonego ciśnienia sprężonego powietrza. Zbyt małe wymiary zaworów rozruchowych nie są pożądane, gdyż okres rozruchu trwa zbyt długo i cylinder ochładza się zbyt długo przez powietrze, które się w nim rozpręża i wskutek tego pierwsze zapłony są bardzo utrudnione. Dawkę sprężonego powietrza daje się po przejściu przez korbę około  $5^{\circ}$  od martwego punktu po zapłonie.

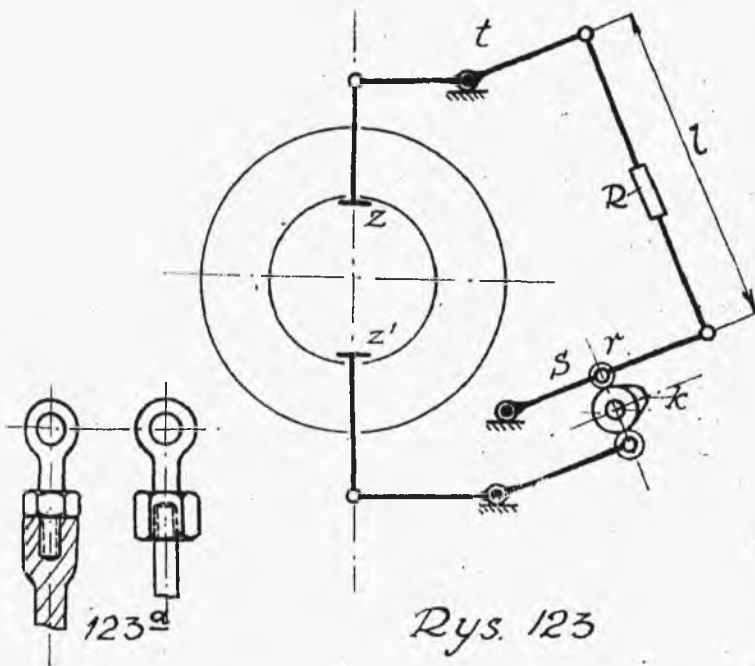
Sprężyna zaworowa opiera się z jednej strony o kosz zaworu, z drugiej zaś strony o talerzyk, który jest umocowany na wrzecionie a/ za pomocą klinika /Tabl. XXXVIII fig. 2a/ z obrzeżem, przytem naturalnie obrzeże to musi być nieco / minimum  $= \frac{1}{2} - 1$  mm./ niższe niż otwór we wrzecionie i talerzyku. Talerzyk i wrzeciono są gwintowane.  
b/ Za pomocą talerzyka /fig. 2b/ umocowanego zamknię-

tą nakrętką brenzową lub stalową z cementowa<sup>ta</sup> powierzchnią. Nakrętka ta ma stożkowe zakończenie, osadzone w płycie, dociskającej talerzyk. W nakrętkę tę uderza rolka dźwigni np. wydechowej. Rolka ta może być przy małych silnikach umocowana na ozopie wiszącym i zabezpieczona pierścieniem. przy większych zaś - w widłowej dźwigni, podparta z 2-oh stron /Tabl. XXXVIII fig. 3/. Zamiast rolki w dźwigni wydechowej może być zastosowana śruba wkręcona na gwint do prostej dźwigni i zabezpieczona przeciwnakrętką od wykręcania się. Śruba ta pozwala na dowolne ustawianie luzu pomiędzy nią i wrzecionem. Jako zabezpieczenie zamiast przeciwnakrętki daje się również śrubę /Tabl. XXXVIII fig. 4/ boczną, dociskającą rozcięte ramię dźwigni. Bardzo proste osadzenie talerzyka jest za pomocą gwintu i zabezpieczenie przeciwnakrętką /fig. 5/. Również korzystnym jest rozwiązanie /fig. 6/ za pomocą czopa, osadzonego w uderzaczku i posiadającego boczne końce ścięte. Z 2-oh stron obchwyty je je dźwignia zaworu, przez to ozop ma ruch <sup>liwy;</sup> wah-  
dobrze jest umocować go w tulejce stalowej.



Uruchomienie zaworów.

Na rys. 123 mamy schemat uruchomienia zaworów. Sposób uruchomienia zaworu wpuścowego  $Z$  przez kulak  $k$  za pomocą rolki  $r$  i związanej z nią dźwigni dwuramiennej  $S$ ; drążka  $\ell$  i dźwigni dwuramiennej  $t$  jest jasny z rysunku. Zawór wydechowy uruchamiamy w podobny sposób za pomocą dźwigni dwuramiennej



Rys. 123

i rolki. Drążek  $\ell$  dobrze jest zaopatrzyć rzymską nakrętkę  $R$ , ułatwiającą montaż stawideł, naturalnie drążek jest wtedy dzielony i zakończony gwintem prawym

i lewym. Drążek wytacza się jako pełny ze stali lub żelaza o przekroju kołowym lub przy mniejszych konstrukcjach z rurki prasowanej. Uszy drążków osadzone w dźwigni są wykręcane oddzielnie. Rys. 123 a uwidocznia szczegół połączenia uszka drążka z samym drążkiem.

a/ przekroju kołowego i b/ przekroju pierścieniowego. Drażek według rys.123 podlega ścisnaniu, co jest niepożądane , musimy go obliczać na wyboczenie według wzoru:

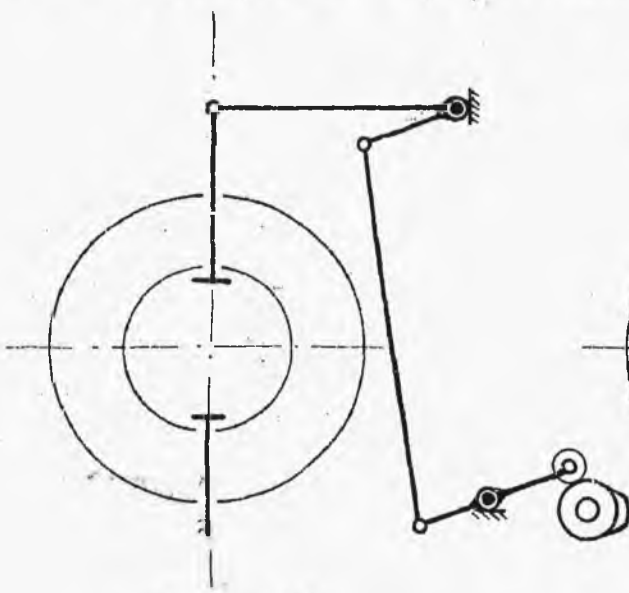
$$P = \frac{\pi^2 E J}{S l^2} ;$$

gdzie

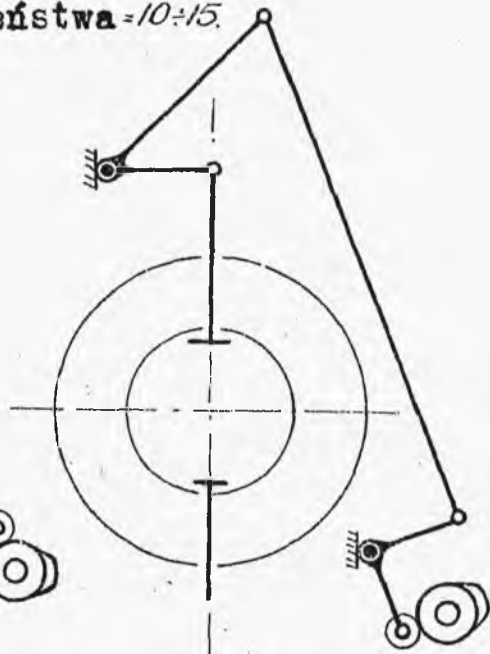
$E$  - współczynnik sprężystości;

$J$  - moment bezwładności;

$S$  - współczynnik bezpieczeństwa = 10÷15.



Rys. 124.



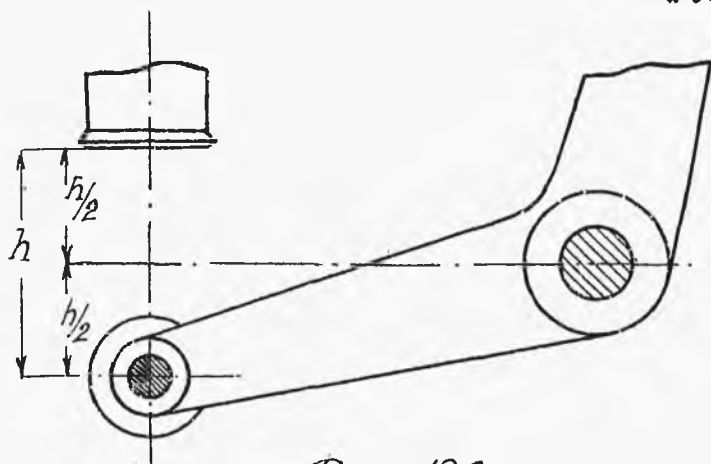
Rys. 125.

Ten wzgląd dał impuls do znalezienia innych rozwiązań /rys.124 i 125/, gdzie drażek  $l$  działa tylko na rozciąganie. Otrzymuje się lżejszy drażek, a zatem i mniejsze masy zostają przyspieszone.

Punkt obrotu dźwigni dwuramiennej winien przy zamknięciu zaworu znajdować się w środku skoku zaworu

Wtedy bowiem następuje

osiowe centralne uderzenie rolki we wrzeciono, wzgl. w płytkę zaworu, w przeciwnym razie otrzymuje się mimośrodowe uderzenie i boczny nacisk na



Rys. 126

wrzeciono, co powoduje szybkie i nierównomierne zużycie wrzeciona.

### Sprężyny zaworowe.

Zwykle stosuje się sprężyny spiralne z twardego stalowego drutu. Siła nacisku sprężyny oblicza się głównie z wielkości ciśnienia w cylindrze podczas suwu zasysania, sprężyna musi utrzymywać zawór wydechowy zamkniętym podczas suwu zasysania, aby spaliny z powrotem przez otwarty zawór nie przedostały się do cylindra. Oprócz tego sprężyna musi być na tyle silną, aby zawór zamknął w swoim czasie. -  
Przyjmujemy przy miarkowaniu:

- 1/ jakościowym  $p' = 0,4 - 0,5 \text{ kg/cm}^2$ . na powierzchnię  
2/ ilościowym  $p' = 0,7 - 0,8$  " " zaworu

Jeżeli sprężyna zaworowa dociąga równocześnie do końcowego położenia odpowiednie części stawideł, co jest dopuszczalne tylko przy małych silnikach, to należy brać pod uwagę przy obliczeniach wywołane przez to siły bezwładności stosownych części. Ze względu na prężność zasysania liczymy:

$$P_{max} = \frac{\pi \cdot \delta^3}{8 \cdot D} \cdot k_0$$

gdzie

- $\delta$  - grubość drutu,  
 $D$  - średnia średnica sprężyny,  
 $k_0$  - naprężenie skrećania;  $k_0 = 2600 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$  bierzemy tak niski współczynnik, gdyż sprężyny bardzo często działają w złych warunkach/. Z powyższego:

$$P_{max} = 0,392 \frac{\delta^3}{D} \cdot k_0$$

stąd

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{P_{max} \cdot D}{0,392 \cdot k_0}}$$

Przy większych maszynach należy obliczać nie tylko na obciążenie, lecz i na ugięcie sprężyny, by długość jej nie wypadła zbyt małą, ponieważ w ściśniętym położeniu, t.j. nawet przy całkowitem otwarciu zaworu po-

między poszczególnymi zwojami sprężyny powinien być luz  $\approx \frac{\delta}{3}$  /minimum 2 mm./ . Z tych warunków możemy napisać, że największe ugięcie sprężyny /Bach Maschinenelemente 10 wyd. s. 144/

$$f_{max} = \frac{64 r^3 P_{max} \cdot i}{\delta^4 E} ;$$

$i$  - liczba zwoji sprężyny, lub dla  $r = \frac{D}{2}$

$$f_{max} = \frac{8 D^3 \cdot P_{max} \cdot i}{\delta^4 E}$$

W razie utrzymania z obliczenia zbyt grubej sprężyny należy stosować dwie, osadzone jedna wewnątrz drugiej. Przy zastosowaniu kilku sprężyn korzystne jest to, że siły oddziaływujące przy ścisnieniu sprężyny na talerzyk wzajemnie się niwoczą, o ile jedna sprężyna jest wykonana jako prawoa druga jako lewo-zwojna.

Siła nacisku sprężyny wzrasta od początku proporcjonalnie do ugięcia  $f$  . Dozwolone obciążenie  $P_{max}$  osiąga się przy ugięciu  $f_{max}$  . Przy jakimś mniejszym ugięciu, np.  $f_t$  , odpowiadającym otwarciu zaworowi, nacisk sprężyny będzie  $P_f = \frac{P_h \cdot f_t}{f}$

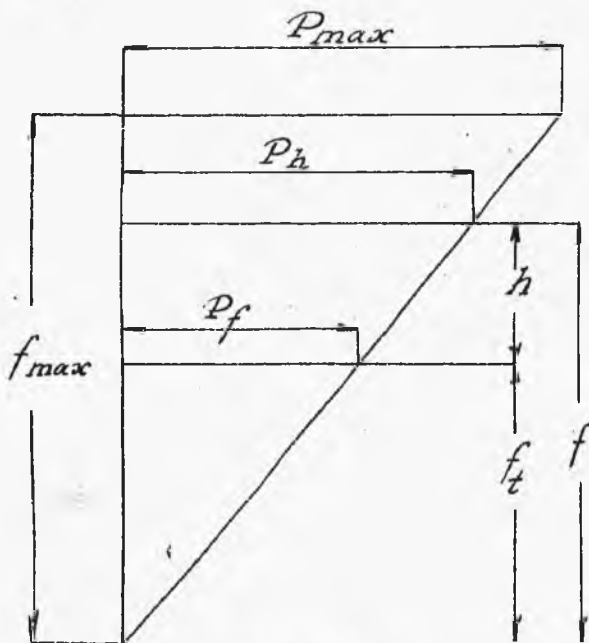
$$P_{max} \text{ zwykle} = [1,2 - 1,4] P_h$$

$$\text{Ugięcie } f_{max} = [3 - 6] h$$

Nacisk  $P_f$  składa się:

1/ z ciśnienia panującego w cylindrze podczas suwu zasysania /patrz wyżej/.

2/ z ciężaru grzybka  $G$  wraz ze stałymi częściami składowymi grzybka, np. z talerzyka do sprężyny i t. d.



Rys. 127

Przy zaworze otwieranym do góry /np. wydech/ należy go odjąć od siły sprężyny, gdyż wtedy współdziała ze sprężyną, odwrotnie zaś przy zaworze otwieranym na dół /wpust./ należy go dodać.

3/ Z siły tarcia w przewodnicach wzgl.

dławnicach. Zwykle siła ta w normalnym wykonaniu jest bardzo mała, wzrasta jedynie przy pracy z nieoczyszczonymi należycie gazami, zresztą siły te rachunkowo obliczyć się nie da i należy tylko zwiększyć  $P$  dodając naddatek procentowy.

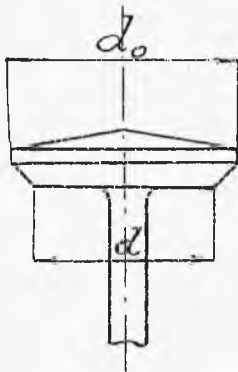
4/ Z sił przyspieszeń w celu otrzymania ruchu przymusowego w mechanizmie napędnym.

Zawór doprowadzony jest za pomocą stawidła do pewnej szybkości, następnie w drugiej części otwarcia zaworu sprężyna ma za zadanie zwolnić ten ruch, otrzymuje się maksymalne ciśnienie zwalniające.

Przy zamknięciu zaworu w pierwszej jego części zawór zostaje przyspieszony przez sprężynę, poczem następuje zwolnienie spowodowane reakcjami, powstającymi w mechanizmie stawidła.

5/ Wreszcie z siły zużytej na otwarcie zaworu, t.j. podczas jego ruchu.

PRZYKŁAD. Ciężar grzybka wpustowego  $G = 7,7 \text{ kg}$ ; średnica  $d_o = 140 \text{ mm}$ . skok  $h = 35 \text{ mm}$ . /rys. 128/



$$g = \frac{G}{\pi d_o^2 / 4} \approx 0,05 \text{ kg/cm}^2;$$

$$p_o'' = p' + g = 0,5 + 0,05 = 0,55 \text{ kg/cm}^2$$

Minimalna siła dla utrzymania zaworu zamkniętym, t.j. zabezpieczająca zawór od otwarcia

Rys. 128.  $P_{min} = P_f = \frac{\pi d_o^2}{4} p_o'' = 84,7 \text{ kg}$

Zakładamy stosownie do warunków lokalnych:

$$D = 100 \text{ mm} = 2r$$

$$s = 10 \text{ "}$$

$$i = 15 \text{ "}$$

$$E = 300000 \text{ dla stali}$$

$$P_{max} = \frac{\pi s^3}{8D} k_o \approx 100 \text{ kg}$$

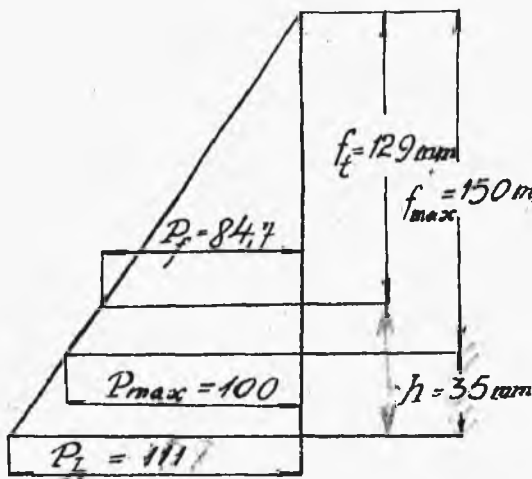
teraz obliczymy maksymalne ugięcie:

$$f_{max} = \frac{\delta \cdot D^3 P_{max}}{\delta^4 \cdot E} \cdot l = 150 \text{ mm.}$$

zwykle bierzemy

$$f_{max} = (3 \div 6) h$$

Z wykresu /rys. 129/ widzimy, że minimalna siła  $P_f = 84,7$  kg. odpowiada ugięciu sprężyny  $f_t = 129$  mm., a ponieważ siła  $P$  wzrasta wprost pro-



Rys. 129

porcjonalnie do ugięcia  $f$ , więc z łatwością określimy, że siła  $P_h$  w chwili otwarcia zaworu na wielkość  $h$  wyniesie 111 kg., co jest znacznie większe niż dopuszczalna siła

$P_{max} = 100$  kg. i sprężyna może pęknąć. Bierzemy tedy drut o grubości

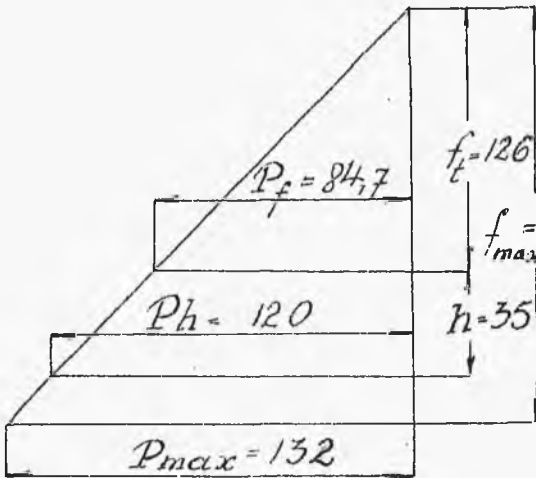
$\delta = 11$  mm. /rys. 130/, wtedy  $P_{max} = 132$  kg.,  $f_{max} = 136$  mm

zaś  $P_h$  odpowiadające momentowi całkowitego otwarcia zaworu t.j. ugięciu  $f - t = P_h = 120$  kg,

czyli  $< P_{max}$  Ponieważ przy zupełnym ściśnięciu musi być między zwojami luz  $\cong \frac{\delta}{3}$ , więc długość całkowita sprężyny będzie:

$$l = i\delta + \frac{f}{t} + h + i\frac{\delta}{3}.$$





Rys. 130

Zwykle nie stosuje się mniej niż dziesięć zwoi. Dokładne określenie naprężeń w sprężynie zaworowej jest szczególnie ważne przy samoczynnych zaworach szybkobieżnych silników, ponieważ od tego głównie zależą opory

podczas zasysania mieszanki, a tym samym i współczynnik zasysania  $\eta_1$ .

Można też posilkować się w tym wypadku wzorami dynamiki:

$$P \cdot h = \frac{1}{2} m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \frac{G}{9,81} \cdot v^2$$

lub 
$$P \cdot t = m \cdot v = \frac{G}{9,81} \cdot v$$

gdzie

$t$  - czas otwarcia zaworu,  $m = \frac{G}{9,81}$  - masa zaworu

$h$  - skok, dalej

$$t = \frac{v}{9,81} = \sqrt{\frac{2h}{g}}$$

teraz mając czas otwarcia  $t$  możemy określić  $P_f$

$$P_f = \frac{2m \cdot h}{t^2} = \frac{2Gh}{9,81t^2} \approx \frac{G \cdot h}{0,5t^2} \text{ kg.}$$

lub naodwrot, mając  $P_f$

$$t = \sqrt{\frac{gh}{5P_f}} = 0,45 \sqrt{\frac{gh}{P_f}} \text{ sek.}$$

przyśpieszenie

$$b = \frac{2h}{100t^2} \text{ m/sek.}$$

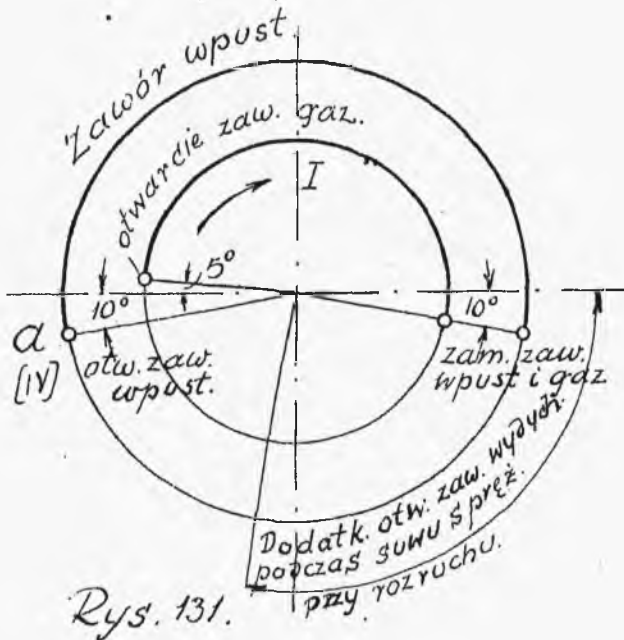
### KUŁAKI.

Są to organa rozrządowe, które służą do podnoszenia zaworów. W dziedzinie silników wolnobieżnych używane są mimośrodki lub kułaki. Mimośrodek stosuje się tylko przy silnikach większej mocy. Kułaki służą do sterowania zaworów, one wpływają na cichy i spokojny bieg silnika, składają się z tarczki odpowiednim niewspółśrodkowym występie /garbie/, kształt którego jest zależny od czasu otwarcia zaworu i wysokości skoku. Kułaki przymusowo sterują tylko otwarciem zaworu, podczas gdy zamknięcie odbywa się samoczynnie, ponieważ rolka zbiegająca z występu kułaka oswabada dźwignię, a tym samym i grzybek, który zamknie się pod działaniem sprężyny.

Forma kułaka odpowiada krzywej podniesienia zawo-

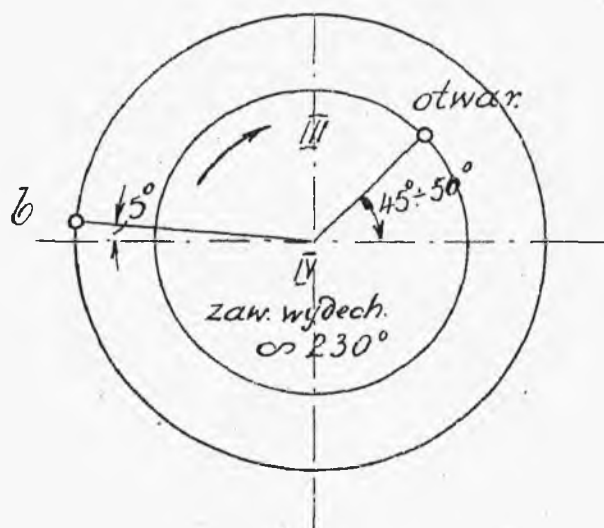
ru /rys.119/ lecz można łatwiej określić ją w zasadniczym przebiegu według wykresu kąowego rozdzielczego /rys.131/ W maszynie parowej przy projektowaniu stawideł posługujemy się wykresem pracy, od którego zależny jest wykres suwakowy wzgl. zaworowy, lecz tu, w silnikach spalinowych niema takiej ścisłej zależności

między wykresem pracy, a czasem otwarcia zaworów, gdyż mamy cały szereg czynników ubocznych. Dlatego też przy projektowaniu stawideł silników spalinowych nie posługujemy się wykresem indykowanym pracy, a opieramy się na wykresie



kątowym, z uwzględnieniem długości korbowodu, otrzymanym na podstawie wieloletniej praktyki silników spalinowych. Wykresy te obecnie różnią się tylko nieznacznie wielkością kątów w zależności od rodzaju silnika. Rozpatrzmy wykres dla silnika wybuchowego 4-o suwowego wolnobieżnego /rys.131/ suw I i II. W końcu suwu IV-go, gdy korba znajduje się o  $10^{\circ}$  przed odkorbowym p. zwrótnym otwiera się zawór wpuścowy, żeby cylinder został

przepłukany przez świeże powietrze. Gdy korba przesunie się o  $5^{\circ}$  za zwrotny punkt otwiera się zawór gazowy, o ile takowy jest przewidziany, t.j. przy regulacji jakościowej. Oba zawory są otwarte, aż do chwili, gdy korba minie kukorbowy punkt zwrotny. Okres otwarcia zaworów przedłużamy za ten punkt zwrotny w czasie II suwa z tego względu, że gazy mają tak wielkie przyspieszenie, że po przejściu przez tłok punktu zwrotnego ruch ich w kierunku cylindra jeszcze trwa. W stałych silnikach gazowych zamykamy zawory po przejściu przez korbę  $10^{\circ}$  za kukorbowy p. zwrotny, w silnikach szybkobieźnych -  $35^{\circ} \div 55^{\circ}$ . W dalszym ciągu II-ge suwu następuje sprężanie mieszanki, zapłon i wybuch. Suw III-i



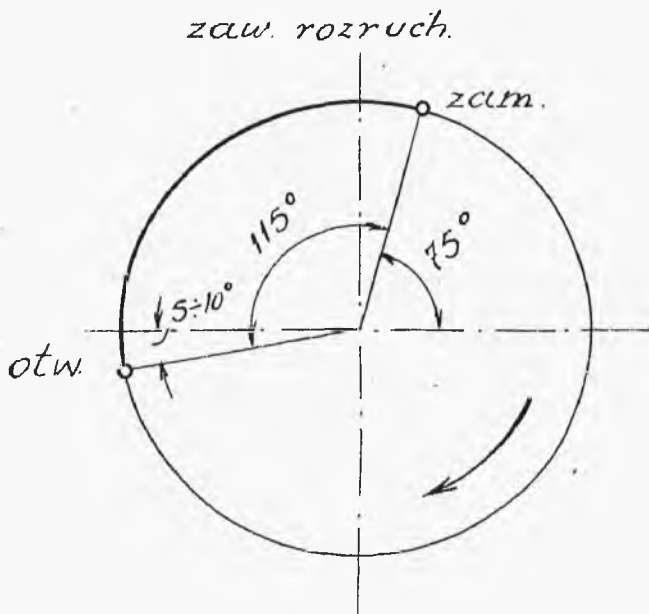
Rys. 132

/rys.132/ - rozprężanie, gdy korba znajduje się jeszcze daleko  $45^{\circ} - 50^{\circ}$  od p. zwrotnego kukorbowego, następuje otwarcie zaworu wydechowego, a skutkiem tego spadek ciśnienia.

Punkt otwarcia za-

leżnym jest od ilości obrotów danego silnika, zwykle w silnikach o  $n \approx 200 - 250$  obr./min. kąt otwarcia równa się  $48^\circ$ , zaś powyżej 250 obr/min. -  $50^\circ$ . Po przejściu przez korbę zwrotnego punktu następuje suw IV - wydech, który trwa aż do punktu zwrotnego, a niekiedy jeszcze  $5^\circ$  po za zwrotnym punktem, ponieważ wyduszyny dzięki bezwładności są tu jeszcze w ruchu. A zatem na pewną przestrzeń między punktem *a* /na rys.131/ i p. *b* /na rys.132/ pozostają wspólnie otwarte obydwie zawory t.j. wpustowy i wydechowy. Stosuje się to w tym celu, szczególnie w silnikach zasysających powietrze, a nie mieszankę, aby lepiej przepłukać cylinder w końcu suwu wydechowego i ochłodzić należycie zawór wydechowy. W silnikach jednak gazowych w każdym razie należy zamknąć zawór wydechowy przed otwarciem zaworu gazowego.

Zawór rezruchowy /rys.133/, o ile jest sterowany, winien być otwarty na  $5^\circ$  przed zwrotnym punktem odkorbowym /koniec suwu 2-go/ i zamknięty najpóźniej na  $75^\circ$  przed zwrotnym punktem kukorbowym. Okres ten jest zupełnie dostateczny do wprowadzenia odpowiedniej dawki sprężonego powietrza do wnętrza cylindra i nadania tłokowi pierwszego impulsu. -



Rys. 133.

Z chwilą, gdy silnik raz lub dwa razy zapali mieszankę w cylindrze, - rozruch należy wyłączyć, odcinając również i dopływ sprężonego powietrza.

Dla ułatwienia rozruchu stosowany jest zawsze t.zw.

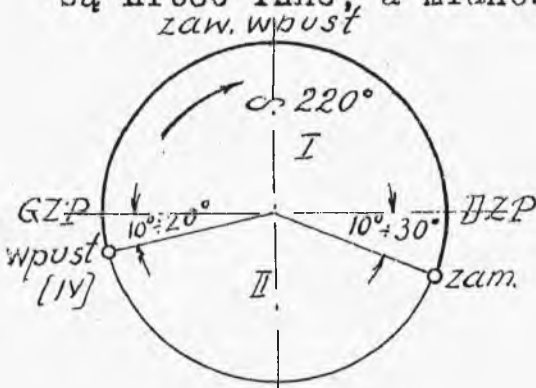
kułak dekompresyjny, powodujący dodatkowe otwarcie zaworu wydechowego podczas suwu sprężania. Kułak ten zwykle stanowi jedną całość z normalnym kułakiem wydechowym i otwiera zawór w zwrotnym punkcie kukorbowym, pozostawiając go otwartym do  $75^{\circ}$  przed zwrotnym punktem odkorbowym. W tym wypadku jednak zawór nie zostaje unoszony na wysokość normalnego swego skoku, lecz tylko do  $1/3$  skoku.

Zmniejszenie ciśnienia sprężania podczas rozruchu wpływa dodatnio na uruchomienie silnika. Kułak ten jest czynny tylko podczas rozruchu, a zatem musi być przewidziana możliwość wyłączania go.

Z powyższego możemy teraz oznaczyć w przybliżeniu okres otwarcia poszczególnych zaworów silników wybuchowych, w zależności od położenia korby:

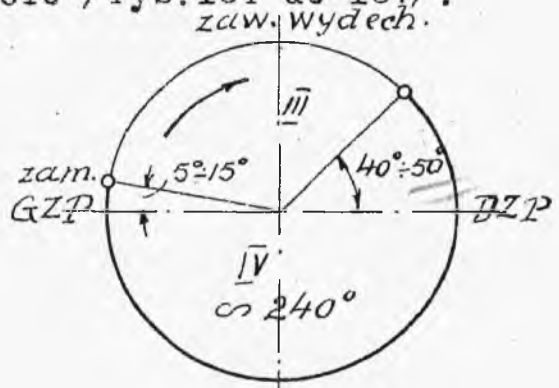
- zawór rozruchowy 100 - 115°
- " wydechowy dodatk.
- przy rozruchu . . . . . 105°
- " wpustowy . . . . . 200°
- " gazowy . . . . . 185°
- " wydechowy . . . . . 230°

Dla silników wysokoprężnych Diesela warunki te są nieco inne, a mianowicie /rys.134 do 137/.



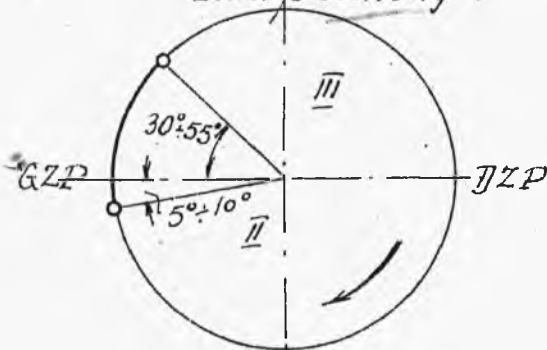
Rys. 134.

zaw. paliwowy

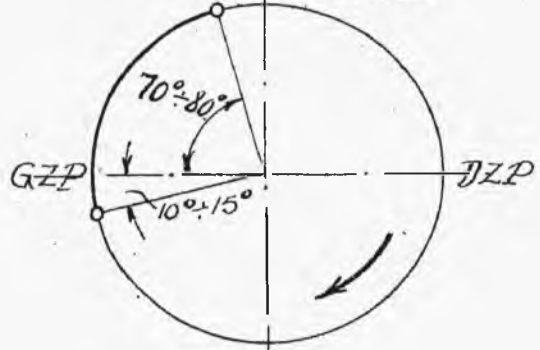


Rys. 135

zaw. rozruch.



Rys. 136.



Rys. 137.

zawór wydechowy o . . . . .	40 - 50°	przed D.Z.P.
zam.	5 - 15°	po G.Z.P.
zawór wpustowy o . . . . .	10 - 20°	przed G.Z.P.
zam.	10 - 30°	po D.Z.P.
zawór rozruchowy o . . . . .	10 - 15°	przed G.Z.P.
zam.	70 - 80°	po G.Z.P.
zawór paliwowy o . . . . .	5 - 10°	przed G.Z.P.
zam.	30 - 55°	po G.Z.P.

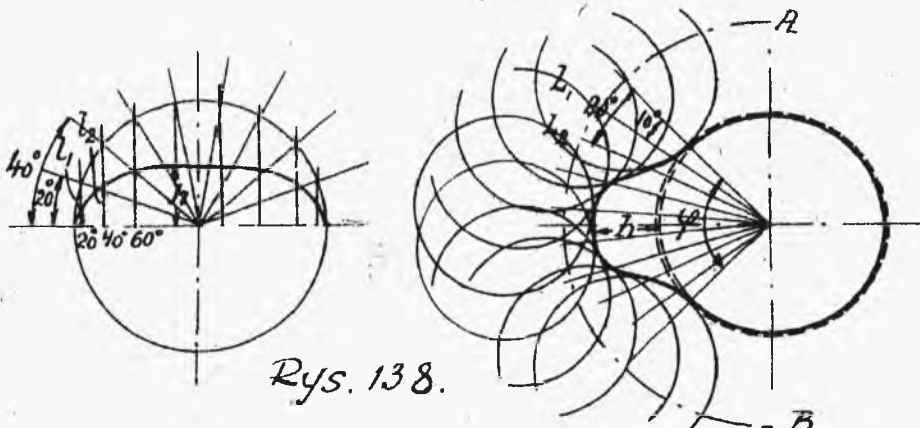
Dla silnika wysokoprężnego kułaczek dekompre-  
syjny jest zbyteczny.

Rozruch odbywa się zawsze pod wpływem sprężone-  
go powietrza o ciśnieniu 60 - 70 atm. Przebieg pra-  
cy zaworów jest zupełnie zrozumiały z powyższych  
rysunków. Mając teraz zasadnicze punkty otwarcia  
i zamknięcia poszczególnych zaworów, oraz wielkość  
ich skoków, możemy z łatwością wykreślić formę ku-  
łaka. Należy przytem pamiętać, że w silnikach 4-o-  
suwowych liczba obrotów wałka stawidłowego jest  
dwukrotnie mniejszą od liczby obrotów silnika. Bio-  
rąc powyższe pod uwagę możemy stwierdzić, że 1 suw-  
tłoka odpowiada 1/4 części obwodu tarczy kułaka.

Przy danych wymiarach cylindra oraz średnicach  
zaworów wymagane ich skoki zmieniają się w tym sto-  
sunku, jak i szybkości tłokowe, jeżeli naturalnie  
szybkości gazów przy przelocie pozostają niezmiennie.



Odkładamy więc na rozwiniętym kole korby wartości na  $\varphi = \sin \alpha (1 \pm \lambda \cos \alpha)$  /patrz rozdział o zaworach str. 196/ dla danego stosunku  $\lambda = \frac{r}{L} = \frac{1}{5}$  i takiej skali, aby rzędne największe lub w przybliżeniu rzędne przy  $90^\circ$  położeniu korby odpowiadały największemu skokowi zaworu - wtedy otrzymaną w ten sposób krzywą rozpatrujemy jako krzywą wymaganego podnoszenia zaworu, powinno ono możliwie obejmować krzywą średniej szybkości tłoka. Z krzywej tej można łatwo narysować profil kulaka, postępując w ten sposób: dzielimy oś odciętych wykresu skoku zaworu na pewną ilość części, np. co  $20^\circ$  i w każdym położeniu znajdujemy odpowiedni skok zaworu  $l_1$ ; następnie dzielimy kąt



Rys. 138.

otwarcia zaworu  $\varphi$  na taką samą ilość części, zmniejszając dwukrotnie kąt, t.j. podziałkę, a zatem  $\frac{20^\circ}{2} = 10^\circ$ . Skok  $l_1, l_2 \dots$  i t.d. odkłada się na promieniach  $L_1, L_2 \dots$

od środka rolki, w tym celu należy uprzednio narysować koło  $AB$  i położenie rolki w poszczególnych tych momentach. Stąd otrzymamy szereg punktów, których obwiedzenie daje nam profil kułaka.

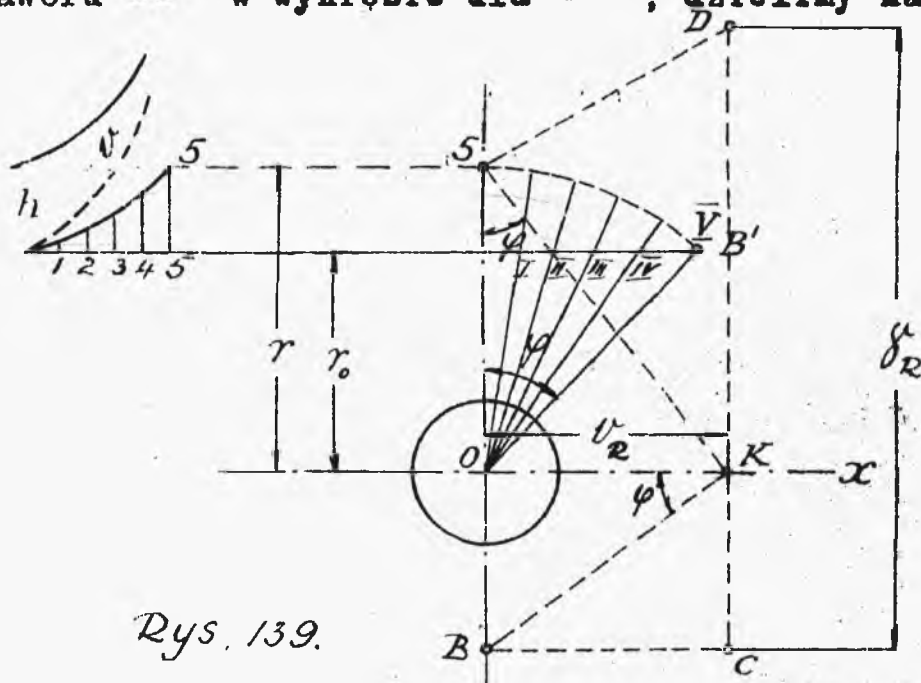
Dla zdania sobie dokładnej sprawy ze sposobu pracy kułaka należy koniecznie zrobić wykres szybkości, a szczególnie przyspieszeń. Wykres szybkości służy do znalezienia w przybliżeniu względnych chwilowych szybkości gazu, bez względu na zmiany ciśnienia i znaczne zmiany temperatur.

Ważniejszy zaś jest wykres przyspieszeń, które są miarodajne dla obliczenia grubości sprężyny oraz wymiarów kułaka, rolki, dźwigni i ich oszopów. Żeby uniknąć odciągania rolki od kułaka, sprężyna zaworu winna wytwarzać siłę proporcjonalną do największego zwolnienia, - siła ta zależna jest jednak nie tylko od zwolnienia, ale jeszcze od momentu bezwładności dźwigni zaworu w odniesieniu do punktu obrotu i od masy części poruszanych z zaworem, wzgl. dźwignią.

Dla obliczenia tych odświeżeń zwolnienia wzgl. przyspieszenia masy wszystkich części ruchomych stawideł redukuje się do środka rolki i tę masę mnoży się przez odpowiednie wielkości przyspieszeń lub zwolnień.

Szybkości i przyspieszenia dają się obliczać analitycznie, pamiętając, że  $v = \frac{dh}{dt}$ , gdzie  $h$  - skok zaworu, oraz  $b = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2h}{dt^2}$ .

Wykreślenie to daje się uskutecznić w następujący sposób. Kąt  $05\bar{V}$ , o który się kułak przekreśli wraz z wałkiem stawidłowym, odpowiadający skokowi zaworu  $55$  w wykresie dla  $h$ , dzielimy na jedna-



Rys. 139.

kową ilość części, co odcięte wykresu  $h$ . Przepięcie łuku  $05$  promieniem  $OB'$  daje nam punkt kułaka  $\bar{V}$ , w ten sposób znajdziemy wszystkie punkty profilu kułaka.

Połączenie rolki w punkcie  $\bar{V}$  jest określone promieniem  $r = \frac{r_0}{\cos \varphi}$ , a odpowiadający temu skok zaworu

$$h = r - r_0 = r_0 (\frac{1}{\cos \varphi} - 1).$$

Różniczkując według czasu otrzymujemy szybkość środka rolki

$$v = \frac{dh}{dt} = r_0 \frac{\sin \varphi}{\cos^2 \varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt}$$

Zakładamy  $\frac{d\varphi}{dt} = \omega = 1$ , a zatem zredukowana szybkość rolki  $v_R = r_0 \frac{\sin \varphi}{\cos^2 \varphi}$ , którą znajdujemy wykreślenie odkładając od punktu  $S$  ku dołowi kąt  $\varphi$  t.j. przeprowadzając prostą  $SK$ , aż do przecięcia z osią  $Ox$ , gdzie  $OK = v_R$

$$O\bar{V} = \frac{r_0}{\cos \varphi} = r$$

$$SK = \frac{0,5}{\cos \varphi}$$

$$OK = SK \sin \varphi$$

mnożąc te 3 równania otrzymujemy:

$$O\bar{V} \cdot SK \cdot OK = \frac{r_0}{\cos \varphi} \cdot \frac{0,5}{\cos \varphi} \cdot SK \sin \varphi$$

$$OK = \frac{r_0 \sin \varphi}{\cos^2 \varphi} = v_R$$

Różniczkując jeszcze raz względem czasu otrzymujemy przyspieszenie rolki  $y_R = r_0 \cdot \omega^2 \cdot \frac{1 + \sin^2 \varphi}{\cos^3 \varphi}$  stąd zakładając  $\omega = 1$ , zredukowane przyspieszenie rolki

$$y_R = r_0 \frac{1 + \sin^2 \varphi}{\cos^3 \varphi} = \frac{r_0}{\cos^2 \varphi} \cdot \frac{1}{\cos \varphi} + r_0 \frac{\sin \varphi}{\cos^2 \varphi} \cdot \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi}$$

lecz  $SK = \frac{r_0}{\cos^2 \varphi}$  ;  $v_R = OK = r_0 \frac{\sin \varphi}{\cos^2 \varphi}$  ;

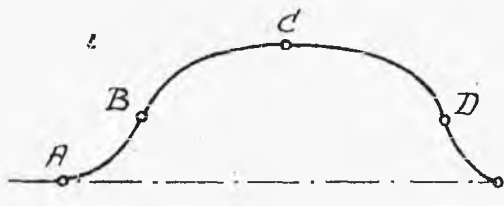
$$j_R^k = \frac{5K}{cs\varphi} + OK \operatorname{tg} \varphi = DK + KC = DC.$$

Wykreślnie znajdujemy  $j_R^k$  w następujący sposób. Od punktu  $K$  odkładamy kąt  $\varphi$  aż do przecięcia w punkcie  $B$  z osią  $50$ , następnie przez punkt  $B$  prowadzimy równoległą do osi  $OX$  aż do przecięcia w punkcie  $C$  z prostą  $CK \parallel 50$ . Przez punkt  $S$  prowadzimy równoległą do  $BK$ , przecinającą  $CK$  w punkcie  $D$ .  $j_R^k = DC$ . Możliwe tu są inne sposoby, np. prowadzenie stycznych do krzywej drogi i czasu, lub krzywej szybkości i czasu.

W silnikach stałych rozróżniamy kułaki następujących rodzajów: 1/ styczne, 2/ o stałym przyśpieniu, 3/ łukowe.

### 1/. Kułaki styczne.

W ruchu kułaka rozróżniamy następujące okresy od  $A$  do  $B$ : przy otwarciu zaworu ruch jest przyśpienny, bezwładność opiera rolkę o kułak, następnie od  $B$  do  $C$  ruch jest zwol-

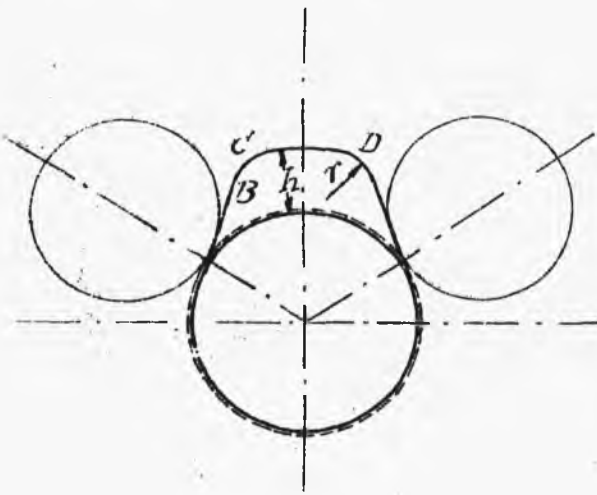


Rys. 140

niony, rolka ma tendencję do odrywania się od kułaka pod wpływem bezwładności, następnie od  $C$  do  $D$  przy zamykaniu zaworu ruch jest przyśpienny i w końcu

przy przemykaniu zaworu bezwładność powoduje przyleganie rolki do kułaka.

Kułak styczny otrzymuje się w następujący sposób. Kreśli się koło kułaka oraz koło przedstawiające luz dopuszczalny między rolką a kułakiem. -

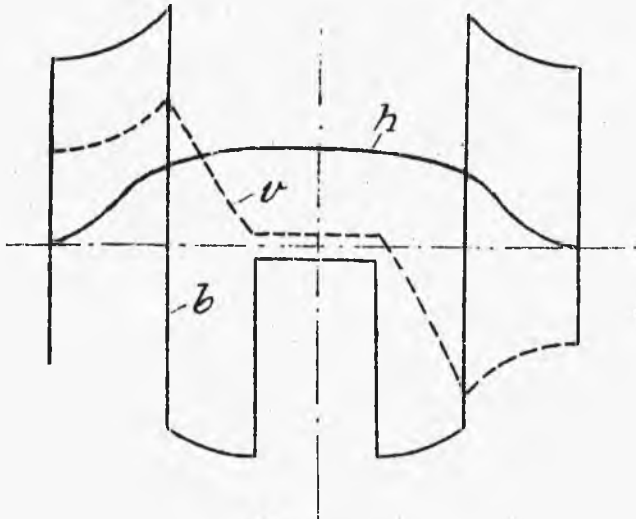


Rys. 141.

Naznaczywszy początek otworu zaworu i zamknięcia go, rysuje się rolkę w 2-oh krańcowych położeniach, poczem prowadzi się styczną do rolki i do koła zasadniczego kułaka, następnie prowadzi się łukiem w odległości  $h$  od koła zasadniczego; ograniczenie garbu kułaka i z boków daje się zaokrąglenie dla uniknięcia zbyt ostrych przejść z profilu prostego do łuku.  $r = 0,8h$ .

Kułak styczny daje następujące wykresy dla  $h$ ,  $v$ ,  $b$  [rys. 142].

W miejscu gdzie następuje zmiana krzywizny w krzywej  $h$  zmienia się przyspieszenie z maksymalnego dodatniego na maksymalne ujemne oraz szybkość



Rys. 142.

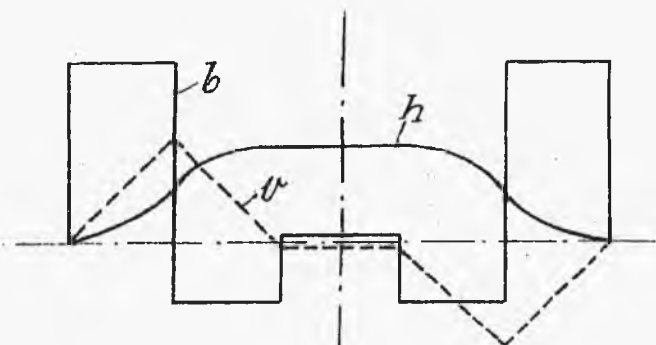
się zmniejsza, odpowiada to punktowi  $B$  kułaka; w  $BC$  szybkość się zmniejsza, przyspieszenie nieco wzrasta, wreszcie przy  $CD$ , gdy zawór już całkowicie otwarty szybkość i

przyspieszenie = 0, poczem następuje powtórzenie tych wielkości w odwrotnym kierunku.

Kułak taki pracuje z dość dużymi początkowymi przyspieszeniami oraz szybkościami, co nie jest wskazane, powoduje duże tarcie rolki przy otwieraniu i zamykaniu zaworu, a zatem i zawór opada na siódło z dużym przyspieszeniem, stąd powstają silne naprężenia w zaworze. - Dlatego też należy nieco zaokrąglić profil kułaka w miejscu wtaczania się i staczania rolki i odpowiednio zmienić wykres  $h$ . Dla większych szybkości kułak ten nie nadaje się.

## 2/. Kułak o stałym przyspieszeniu.

Kułak podnoszący zawór składa się wtedy z 2-ech części paraboli, które zwykle daje się nierówne.



Rys. 143.

Zawór otwiera się przy szybkości  $= 0$ , podczas gdy przyśpieszenie jest stałe, nie zwiększa się jak poprzednio, poczem wraz ze zmniejszeniem się szybkości przechodzi w przyśpieszenie ujemne, niewiel-

kie, miarodajne dla obliczenia sprężyny. Przyśpieszenia są tu o 70 - 80 % mniejsze niż poprzednio, a zatem kułak taki jest dość korzystny. - Przy wykreślaniu kształtu kułaka można również wychodzić z założenia projektowanego wykresu przyśpieszeń.

### 3/. Kułak o profilu łukowym. (rys. 144.)

Charakter tego kułaka zbliża się do kułaka o stałym przyśpieszeniu.

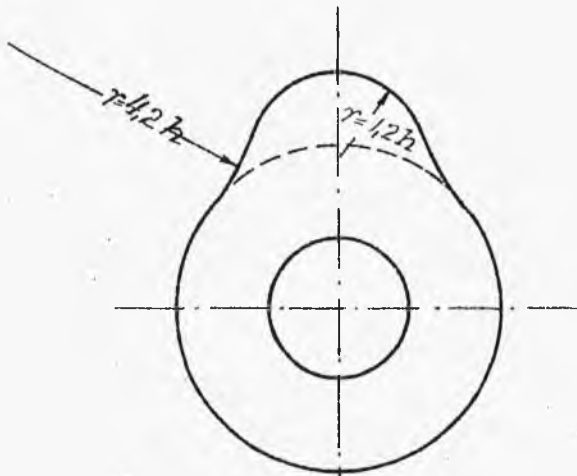
Z początku mamy pewną szybkość, jak w punkcie 1, nieważ otrzymuje się kształt profilu jako styczną prostej, przyśpieszenia jednak, które nieco tylko nastają, są mniejsze niż w punkcie 1-szym.

W gruncie rzeczy otrzymuje się korzystniejszy



wykres dla  $h$  niż  
w kułaku stycznym o  
większej powierzchni  
oraz znacznie mniejsze  
różnice w przyśpiesze-  
niach.

Wogóle wykonywanie  
profilu kułaków według  
krzywych jest dość  
utrudnione, należy

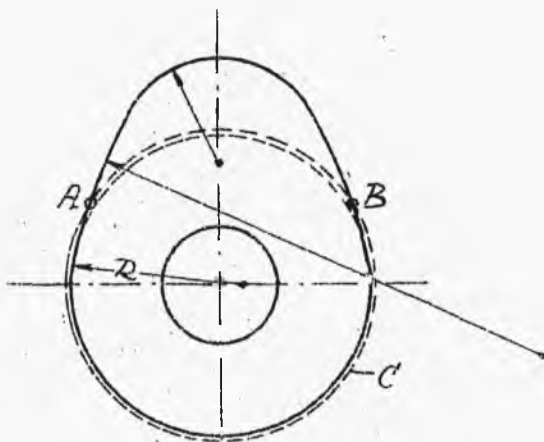


Rys. 144.

więc dążyć do tego, aby możliwie profil kułaka skła-  
dał się z łuków, - przyczem jednak należy bardzo  
starannie kontrolować siły przyśpieszeń, które mają  
tu ujemny wpływ na pracę kułaka.

Bardzo korzystny profil jest wykonany tylko łu-  
kami w następujący sposób (rys. 145).

Profil składa się  
z 3 łuków, z których  
środkowy łączy dolną  
i górną krzywiznę,  
przejścia są nadzwyy-  
czaj łagodne. Promień  
 $R$  jest nieco mniejszy  
niż promień teoretycz-  
nego stanu spokoju,



Rys. 145

aby zamknięcie zaworu było należycie zabezpieczone pomimo zużycia siódła zaworu lub grzybka. Punkty otwarcia *A* i zamknięcia zaworu *B* t.j. zetknięcia się rolki z kułakiem otrzymuje się jako przecięcia koła *C* z profilem kułaka.

Przy nadawaniu kształtu kułaka należy pamiętać o tem, żeby zawór w jaknajprędszym czasie był całkowicie otwarty, możliwie długo pozostawał otwarty przy maksymalnym skoku i prędzej się zamykał, chodzi bowiem o otrzymanie możliwie dobrego napełnienia cylindra, unikając strat na dławienie, osiągając znaczne przeciwciśnienia. Szczególnie tyczy się to zaworów wpustowych, gdzie szybkość przyływu gazów jest zależna tylko od szybkości tłoka. Szybkie otwarcie zaworu powoduje szybkie zrównanie ciśnień między cylindrem i przewodem zasysającym, a zatem szybkie napełnienie, również przez szybkie zamknięcie, ponieważ później rozpoczyna się przemykanie zaworu.

Zawór wpustowy, jak wspomniałem, pozostaje otwarty jeszcze po zwrotnym punkcie, okres ten wzrasta wraz z większą ilością obrotów, gdyż wtedy słup mieszanki posiada znaczną bezwładność i napełnienie cylindra trwa jeszcze wtedy, gdy tłok idzie w kierun-

ku powrotnym.

W zaworach wydechowych warunki są nieco inne, szczególnie w momencie otwarcia, gdyż wtedy spaliny zostają usuwane z cylindra nie tyle ruchem tłoka, ile wysokiemciśnieniem, panującym w cylindrze. W każdym razie celem jest usuwanie wydyszyn podczas całego skoku wydechu, a nawet niekiedy i po za punkt zwrotny, aby przy końcu wydechu w cylindrze panowało ciśnienie nieco tylko wyższe od atmosferycznego. Ta okoliczność wymaga również szybkiego otwarcia zaworu aż do pełnego przekroju.

Kułaki są organem najtańszym w wykonaniu i przytem dokładne, nadają się tam, gdzie chodzi o taniść wykonania i gdzie ma się do czynienia z niewielkimi siłami, a zatem szczególnie w silnikach małej i średniej mocy. W budowie silników dużej mocy, gdzie taniść wykonania nie gra pierwszorzędnej roli, stosuje się prawie wyłącznie mimośrodę, które nadają cichy i spokojny bieg silnika oraz lepiej się przystosowują do przenoszenia dużych sił. W napędzie kułakowym cała masa mechanizmu rozrządczego jest przyspieszona przez wałek stawidłowy, co czyni koniecznem stosowanie grubszych sprężyn niż przy napędzie mimośrodowym, a zatem w silnikach dużej mocy i dużej ilości obrotów odgrywa to dużą rolę.

Od kształtu garbu kułaka w znacznej mierze zależy cicha i spokojna praca stawideł.

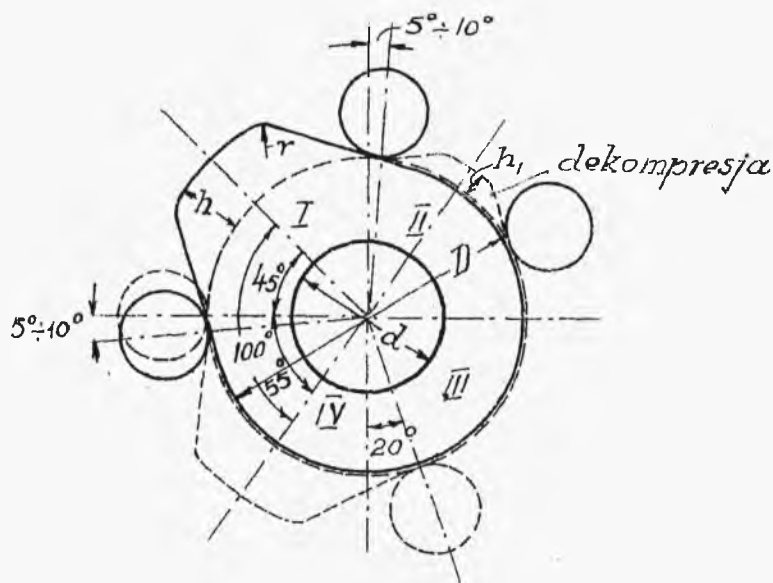
Forma kułaka winna być taką, by nie było gwałtownych uderzeń przy wbieganiu nań rolki, co może wywołać szkodliwe przyspieszenie drążka stawidłowego, to zaś wywołuje nieprawidłowe działanie zaworów, uderzanie rolki o kułak i prędkie zużycie kułaka. Jednak za pomocą obliczenia trudno jest osiągnąć zadawalające rezultaty, dlatego też ograniczamy się do danych empirycznych. Pomiedzy rolką i kułakiem zostawia się 0,3 - 0,8 mm. luzu w stanie zimnym, gdyż w pracy pod wpływem uderzeń zwiększa się temperatura i luz ten zmniejsza się. Luz ten służy do osiągnięcia pewności całkowitego domknięcia zaworu.

Na rys.146 przedstawiony jest kułak silnika 4-o suwowego.

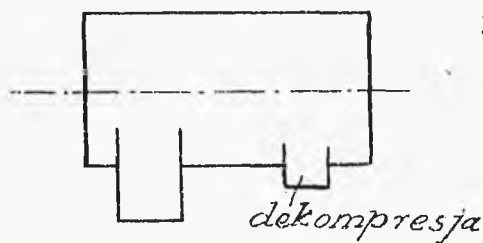
$$r = (0,6 \div 0,7)h; h, \approx \frac{h}{3}; D = 2d \text{ lub } D \approx 6 \div 7h$$

dla silników wysokoprężnych, oraz  $D \approx 3 \div 4h$  dla wybuchowych.

W celu utrzymania dekompresji stosuje się kułak o 2-oh garbach t.j. normalnym i dodatkowym oraz odpowiedni przesuw rolki zaworu wydechowego przy roz-



Rys. 146



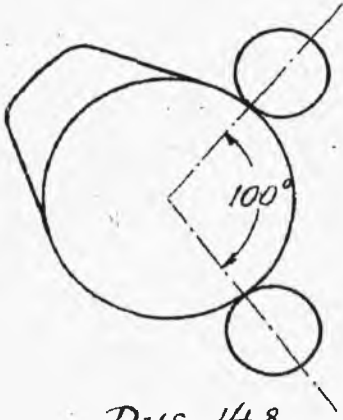
Rys. 147.

ruchu, co się daje uskutecznić np. w sposób wskazany na rys. 147 i Tabl. XXXIX fig. 1.

W celu uproszczenia stosuje się również jeden kułak do poruszania obydwuch zaworów - wpustowego

i wydechowego, wtedy rolki muszą być przesunięte względem siebie o kąt około  $100^{\circ}$  t.j. o odległość pomiędzy środkiem kułaka wpustowego i wydechowego, jak to mamy

na rys. 148; ale takie uproszczenie konstrukcji nie jest zupełnie dobrem, gdyż wskutek jednakowego kształtu kułaka, obydwa zawory muszą być przez jednakowy okres czasu otwarte, co wpływa na zbyt długie otwarcie zaworu wpustowego, lub zbyt krótkie otwarcie zaworu wydechowego. W danym razie obydwie



Rys. 148.

dźwignie mogą być osadzone na jednej osi i wskutek tego unika się w dźwigni wydechowej momentu gnącego od uderzenia kułaka o rolkę na ramieniu  $k$  /Tabl. XXXIX fig. 2-a/.

Tarcze o większej średnicy ułatwiają dokładne działanie zaworów, lecz o ile szybkość obwodowa takiej tarczy przekracza 1 m/sek. to powodują zbyt silny nacisk rolki na wałek oraz stukanie rolki przy wtaczaniu i staczaniu się z kułaka.

Specjalnej troski wymaga umocowanie kułaka na wałku stawidłowym. Kułaki przesuwające się osiowo /przy regulacji jakościowej/ są nietrwałe przy dużych silnikach, bowiem żłobki na wpustki wyrabiają się szybko, wymagają też starannego zaklinowania. Kułaki robią się ze stali kutej o powierzchniach hartowanych, ze stali lanej lub lepiej żeliwa specjalnego. Pożądanem jest do małych kułaków garby dawać oddzielne, przykręcane śrubami do tarczy. Tabl. XXXIX fig. 3 podaje konstrukcję z przykręcanym garbem, stosowaną tam, gdzie kułak nie robi się

ze stali, jak np. w regulacji jakościowej, gdy stożkowy garb prawie zawsze jest oddzielony, lub dla zaworu paliwowego w silnikach wysokoprężnych. Tarcza robi się ze stali lanej, lub żeliwa specjalnego.  $K$  - kliniki regulujące cementowany występ i pozwalające na ustalanie powierzchni garba, unieruchamia się je przy pomocy sztyfcika.

Oprócz klina kułaki zabezpiecza się od okręcania śrubami nastawczymi wkręcanymi w płytkę; ułatwia to bardzo początkowe nastawienie i wyregulowanie kułaków.

Rolki robi się zawsze ze stali hartowanej, pożądanym jest umieszczać wewnątrz tulejkę, co pozwala na dłuższą pracę rolki, wogóle tulejki dobrze jest dawać we wszystkich miejscach, gdzie mamy ruch obrotowy.

Szerokość rolki oblicza się dla wysokoprężnych silników:  $b_{wp} = 0,3 d_1$ ,

dla wybuchowych silników:  $b_{wb} = 0,4 d_1$ ,  
gdzie  $d_1$  - średnica rolki

$$d_1 \approx (2 \div 3) h \quad \text{wzgl.} \quad d_1 = [0,5 \div 0,6] D$$

Nacisk na 1 cm. przekroju rolki nie powinien przekraczać  $500 \text{ kg/cm}^2$ , czyli

$$\frac{P}{b_{\text{dki}}} < 500 \text{ kg/cm}^2$$

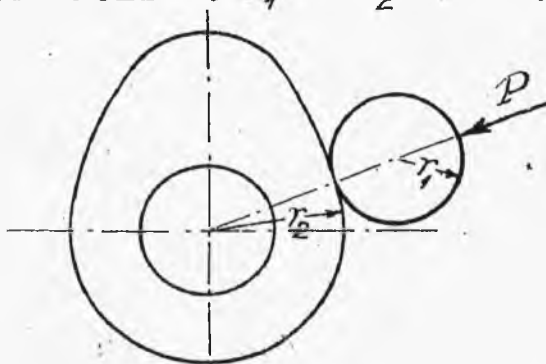
Szerokość rolki daje się również obliczyć według równania Hertza - nacisk na ciało o powierzchni wypukłej

$$k = 0,5 \sqrt{\frac{P}{b} \cdot E \cdot \frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2}}$$

i

$$b = \frac{P \cdot E}{4 k^2} \left[ \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right]$$

gdzie  $b$  szerokość rolki w cm.,  $E$  - współczynnik sprężystości = 2150000 kg/cm. dla stali, 1000000 - dla żeliwa.  $r_1$  i  $r_2$  w cm. - promienie krzywizny



Rys. 149.

stykających się ze sobą punktów.  $P$  - nacisk w kg.

$k$  - można przyjmować od 2500 - 4500 kg/cm<sup>2</sup>.,

dla silników gazowych

$k = 3500 \text{ kg/cm}^2$ ., a dla

wysokoprężnych  $k = 4200 \text{ kg/cm}^2$ .

Największe naprężenia w kułaku wydechowym ma miejsce w początku otwarcia zaworu t.j. przy poziomem zetknięciu się rolki z kułakiem, gdy zawór musi być unoszony do góry przeciwdziałaniem panującym w



cylindrze t.j.

2,5 - 3 kg/cm<sup>2</sup>.

Zbyt szerokie kułaki nie są korzystne, gdyż wtedy może łatwo nastąpić jednostronne wybijanie się rolki, spowodowane niedokładnością wykonania oraz odkształceniem w ruchu /np. ugięcie wałka stawidłowego/.

Można również stosować dla silników wybuchowych rolki z poniższej tabliczki w zależności od grubości wałka stawidłowego.

Wałek.	Rolka.
35 mm.	50 mm.
40	55
45	60
50	70
55	70
60	80
65-70	90
80	100
90	110
100	120

Dźwignie wykonywa się zwykle ze stali lanej o przekroju eliptycznym lub dwuteowym. Należy starać

się budować dźwignie jaknajlżejsze, zachowując tylko dostateczną sztywność w płaszczyznach pionowych i bocznych, od czego jest zależnym przekrój dźwigni.

W silnikach wysokoprężnych o większej mocy, dźwignię wydechową oraz paliwową robi się składaną z 2-ech części dla łatwiejszego montażu /Tabl. XXXIX fig. 4/.

Piastę dźwigni zaopatruje się w tulejkę stalową hartowaną lub mosiężną. Dźwignia podlega naciskowi od gięcia siłą  $P$ , dopuszczalną dla stali lanej  $k_g = 600 - 900 \text{ kg/cm}^2$ .

Część w której umieszczona jest rolka, wykonywa się widełkowatą, czopy są unieruchomiane kołkami z jednej strony.

Dla czopów używa się stali, dając  $k = 150 \text{ kg/cm}^2$ .

Ruch powrotny dźwigni powinien odbywać się z pomocą specjalnej sprężyny, nie obciążając sprężyny zaworu.

Sprężynę obliczamy ze wzoru:

$$P_{max} = \frac{M \cdot 2s}{t^2} \mu = \frac{G \cdot 2s}{9,81 t^2} \mu \approx \frac{G \cdot s \cdot \mu}{5 \cdot t^2} \text{ kg}$$

gdzie  $G \text{ kg}$  - waga dźwigni odniesiona do jej środka ciężkości,  $t_{sek}$  - czas w ciągu którego dźwignia ma wrócić do położenia spoczynku,  $s$  - droga,  $\mu$  - współczynnik tarcia  $\mu = 1,25 - 1,5$ .

$P_m$  - siła obciążająca sprężynę, odniesiona do środka ciężkości dźwigni.

Dźwignie oblicza się na nacisk  $Q$ , który panuje przy otwarciu zaworu, dla wpustowego  $Q \approx 3 at$  i dla wydechowego  $5 \div 6 at$ .

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} p + P_0 \pm g$$

gdzie  $+$  dla zaworów podnoszonych do góry.

- " " opuszczanych na dół.

$d$  - średnica grzybka;  $g$  - waga zaworu;  $P_0$  - nacisk sprężyny zaworowej.

Układ dźwigni mamy wyżej na Tabl. XXXI fig. 4 i 5.

#### WTRYSKI WACZE.

Silniki pracujące paliwem płynnym muszą mieć specjalny przyrząd, służący do wtryskiwania i rozpylania paliwa, gdyż tylko dobrze rozpylone paliwo zabezpiecza równomierność spalania.

Od należytego rozpylania paliwa zależne jest małe zużycie paliwa w silniku, oraz stopień zanieczyszczenia cylindra, tłoka, przewodów i należyty wydech, a zatem i pewność pracy silnika.

Dla niskoprężnych silników 2-suwnych wybuchowych stosuje się wtryskiwacz kulkowy /Tabl. XXXIX fig. 5/. Bronzowy ten wtryskiwacz wstawiany do cylindra w

przestrzeni dawkowej, składa się z 2-ch zwrotnych zaworków kulkowych /hartowane kulki rowerowe/, będących pod działaniem cienkiej sprężynki. Jedna z kulek umieszczona jest w górnej części wtryskiwacza, druga zaś w dolnej. Na samym dole wkręcona jest nakrętka z małym otworkiem /  $\sim \frac{1}{2}$  mm./, odgrywającym rolę dyszy; w nakrętce tej ponad dyszą znajduje się rozpylacz, wykonany w postaci cylindra z rowkiem ślimakowym na obwodzie, przez który przechodząc paliwo dochodzi do dyszy. Skok kulki jest minimalny, pomimo to siódło dość szybko wyrabia się. Paliwo zostaje wtryskiwane przez pompkę od czasu po zamknięciu szczeliny powietrznej aż do punktu zwrotnego.

Wtryskiwacz igłowy - Tabl. XXXIX fig. 6.

Dla silników średnio-prężnych stosuje się t.zw. wtryskiwacz igłowy, bowiem kulki, aczkolwiek są bardzo prostym organem, nie nadają się dla prężności wyższych, ponieważ nie są dość szczelne. W koszu chłodzonym wodą i osadzonym w przestrzeni dawkowej cylindra lub w gruszce żarowej, umieszczona jest igła zakończona stożkiem i zamykająca otwór dyszy. Dolna część igły spoczywa w rozpylaczu, posiadającym na obwodzie wyżłobienie, przez które paliwo kieruje się do dyszy. Tuleja igły wstawiona do ko-

sza jest dociskana pokrywą, wkręconą na gwint do kosza. W górnej zaś części pod przykrywką założona jest sprężyna, powodująca samoczynne opuszczanie się igły po uniesieniu jej pod wpływem paliwa wtryskniętego przez otwór pod dość wysokim ciśnieniem /  $\sim 20$  atm. /. Paliwo przedostaje się w stanie rozpylonym do przestrzeni dawkowej przez otwór w dyszy po podniesieniu igły. Naprężenie sprężyny daje się regulować zapomocą nakrętki. Wtrysk paliwa trwa tutaj znacznie krócej, niż w silnikach niskoprzężnych, rozpoczyna się dopiero na  $35 - 45^\circ$  przed zwrotnym punktem, aby uniknąć ewentualnych przedwczesnych zapłonów, związanych z wczesnym wtryskiem przy wyższym sprężaniu. Wtryskiwacz ten pracuje ekonomicznie, dając zużycie ropy 230 - 320 gr/MK.godz.

W silnikach wysokoprzężnych rozróżniamy 2 rodzaje dyszy:

a/ zamknięte, stosowane w normalnych silnikach typu Diesel'a, w których zawór paliwowy jest oddzielony od przestrzeni dawkowej w cylindrze oraz

b/ otwarte /Lietzenmeyera/, w których zawór paliwowy jest bezpośrednio połączony z cylindrem.

W silnikach z zamkniętą dyszą stosuje się obecnie przeważnie rozpylacz płytkowy, który spełnia

dwa zadania: 1/ doprowadza w odpowiednim momencie paliwo do cylindra, t. j. wykonuje rolę zaworu paliwowego i 2/ rozpyla możliwie dokładnie paliwo. Rozpylacz /Tabl. XL fig. 1/ składa się z igły ze stali elektromanganowej lub niklowej w dobrym gatunku, albo przy większych typach silników ponad 150 MK. ze specjalnego żeliwa. Igła jest prowadzona w mosiężnej tulei i musi być dokładnie uszczelniona pakunkiem ze strużek ołowianych, wzgl. z białego stopu, zmieszanego z grafitem. Pakunek powinien być dobrze ugnieciony i doszlifowany na średnicę iglicy. Iglica na końcu jest stoczona na stożek o kącie  $45 - 50^{\circ}$ , dociska się do siódła sprężyną i jest uruchomiona od wałka stawidłowego za pomocą kułaka i dźwigni. Pochwa rozpylacza robi się z żelaza kutego lub bronzu i wkręca się do głowicy na gwint. O ile nie przewidziana jest oddzielna ścianka w głowicy, oddzielająca zawór paliwowy od 2 innych zaworów, przytym musi być dobrze uszczelniona i ubezpieczona pakunkiem gumowym od dopływu wody. Między pochwą a tulejką, w której chodzi iglica, znajduje się szereg płytek dziurkowanych o otworach 1,5 - 2,5 mm., w ilości 20 - 30 na obwodzie. Otwory te w sąsiednich płytkach rozmieszczone na rozmaitych promieniach, aby paliwo miało jaknajdłuż

szą drogę do przebycia. Płytek tych daje się 3 - 5 , średnio 4, oddzielonych od siebie pierścionkami. Nie należy stosować więcej niż 5, bo powstają w rozpylaczu zbyt wielkie opory. Poniżej płytek umieszcza się ścięty stożek z bocznym naciskiem z rowkami na obwodzie wzdłuż stożka. Płytki zwykle bywają brązowe, żeliwne albo stalowe. - Brąz stosuje się tylko przy ropie naftowej lub mazucie, przy smołach pogazowych i maziach brąz niszczy się szybko, gdyż paliwa te zawierają dużo siarki, unikać go więc należy w tych częściach, które bezpośrednio stykają się z paliwem. Przy wylocie pochwy umieszcza się specjalną dyszę z małym otworem /3 - 5 mm./ wykonaną ze stali. Zatem w dyszy prędkość jest ogromna. Iglica musi być starannie doszlifowana do otworu wylotowego, powinna nieco wystawać poza kant dolny stożkowego siodła, aby nawet po wybiciu siodła uszczelnienie było zabezpieczone. Korzystnym jest w górnej części igły dawać prowadzenie ze względu na znaczną jej długość. Wogóle wykonanie i utrzymanie rozpylacza musi być nadzwyczaj staranne, gdyż tylko w ten sposób możemy częściowo uniknąć niedokładności biegu silnika

Rozpylanie paliwa odbywa się za pomocą sprężonego powietrza do 60 atm. przy pełnym obciążeniu.

Paliwo wtlacza się pod ciśnieniem 70 - 80 atm. nad płytki i ścieka przez szereg otworków i okrągłych żłobków w płytkach. W chwili otwarcia iglicy powietrze przerywające się przez otworki w płytkach chwytając ze sobą cząsteczki paliwa, jednak przyspieszenie udziela się kropelkom ropy, jako cięższym od powietrza, dopiero po przewyższeniu ich bezwładności, czyli że pozostają one nieco w tyle i prąd powietrza sprężonego odrywa ich drobne cząsteczki i rozpyla je. Część paliwa powinna pozostawać na płytkach i ściekać aż do stożka iglicy, aby zapobiedz przedostawaniu się powietrza przed paliwo. Równocześnie z podniesieniem iglicy cząstki ropy winny się dostać do cylindra przed prądem powietrza, gdyż powietrze oziębiłoby najbliższe okolice otworu dyszy i uniemożliwiłoby prawidłowy zapłon. -

Z powyższego widzimy, że płytki nie służą do rozpylania, lecz do chwilowego rozdziału paliwa w przepływającym powietrzu. Rozpylanie odbywa się dopiero w dyszy. Płytki mają tę zaletę, że zmieniając ich liczbę z łatwością możemy regulować rozdział paliwa. Wadą ich jest, że wymagają dla rozmaitej ilości paliwa t.j. dla rozmaitego obciążenia różnego ciśnienia powietrza. Chodzi więc o to, żeby nie wszystka ilość paliwa została zdmuchniętą, żeby pewna jego



część pozostała po kątach, spływała na sam dół rozpylacza do podstawy igły i mogła służyć następnie do zapoczątkowania spalania następującej dawki. Maszynista musi ciągle baczyć na obciążenie silnika i w odpowiednich chwilach dławić powietrze przed sprężarką, gdyż np. ze zmniejszeniem obciążenia t.zn. i ze zmniejszonym zapotrzebowaniem paliwa może jego zabraknąć na płytkach skutkiem zbyt szybkiego wtrysnięcia przez powietrze o wysokim ciśnieniu i z następną dawką spalanie nie nastąpi z powodu braku cząsteczek zabezpieczających zapłon. Przy małym obciążeniu, a przy zbyt wysokim ciśnieniu wytwarza się "stuk" w cylindrze. Pochodzi to stąd, że paliwo nie spala się równomiernie powoli w miarę wtrysku do cylindra, lecz cała dawka paliwa zapala się odrazu, powodując do pewnego stopnia wybuch, a zatem początkowo ciśnienie wzrasta wskutek dostania się paliwa do nieochłodzonej strefy przestrzeni dawkowej. Naturalnie jest to niekorzystne. Dla uniknięcia tej niewygody i uproszczenia obsługi stosuje się samoczynne regulowanie ciśnienia powietrza wtryskiwanego i skoku iglicy. Jest to duży postęp dokonany w ostatnich czasach, ale wymaga złożonych i czułych mechanizmów.

Obliczenie wtryskiwacza jest nadzwyczaj trudne, dlatego też posiłkujemy się danymi z praktyki. Otwór dyszy stosuje się średnio 3 - 5 mm., lecz ostatecznie musi być wypróbowany w praktyce. Dysza spoczywa we wrętoce, przykręconej do dolnej części komory zaworu paliwowego. Prof. Magg podaje wzór  $d_d = 0,2N$ , gdzie  $N$  - moc w KM., średnica iglicy  $d_i = [3,5 \div 5,5] d_d$ . Skok igły bywa nieduży:  $s \cong d_d$ , /szczególnie przy kącie stożka  $45^\circ$ . Im kąt nachylenia stożka iglicy mniejszy, tym skok daje się większy. Zawór płytkowy nie nadaje się do silników poziomych.

Lepszą konstrukcję przedstawia rozpylacz "szwedzki" Hesselmann'a, stosowany w silnikach "Atlas-Diesel". Tabl. XL fig. 2. Paliwo przez pierścieniowy kanał  $A$  dostaje się przez wąską szparę  $B$ , idącą pochyło ku górze do przestrzeni  $C$  wokoło igły i częściowo do kanału  $B$ . Z jednej strony pod wpływem ciśnienia rozpylającego powietrze, a z drugiej pod wpływem silnego prądu powietrza, jaki powstaje po otwarciu iglicy, wytwarzającego spadek ciśnienia w kanale  $B$ , paliwo zostaje jak w inżektorze zassane z tego kanału i porwane przez prąd powietrza do dyszy, gdzie się należyce rozpyła. Rozpylacze

te mogą być tak wykonane, że ciśnienie tłoczącego powietrza może być prawie jednakowem przy wszelkich obciążeniach silnika, nie wymaga zatem regulacji wraz ze zmianą obciążenia, nadto mogą być z łatwością zmodyfikowane i stosowane jako poziome. Wtryskiwacz ten znalazł szerokie zastosowanie szczególnie w szybkobieżnych silnikach okrętowych.

z rozpylaczem płytkowym  
W zwykłym zaworze paliwowym rozszerza się dolna jego część i zaopatruje powstający w ten sposób kanał w żeberka dla zwiększenia powierzchni. Częstki paliwa leżące na uboczu głównego prądu pozostają na swem miejscu i po zamknięciu igły spływają ku dołowi do przestrzeni  $B$ .

W rozpylaczu płytkowym Kruppa /Tabl.XL fig.3/ znajduje się poniżej stożka kanał  $k$ , łączący się z przestrzenią  $A$ . Przed wtrysnięciem kanał  $k$  łączy się za pomocą sterowanego suwaczka z atmosferą, przez to część paliwa, znajdującego się pod wysokim ciśnieniem wskutek wytworzonej różnicy prężności zostaje wtłoczona z górnych warstw rozpylacza do  $A$  i po otwarciu igły dostaje się odrazu do cylindra.

II-gi rozpylacz Kruppa /Tabl.XL fig.4/. Poniżej zakończenia stożkowego igła posiada sam koniec cylindryczny, pokryty skośnymi rowkami, który wcho-

dzi już w sam otwór dyszy, dla paliwa pozostaje tylko szpara cylindryczna oraz wspomniane rowki. Konstrukcji tej przypisywaną jest zaleta samoczynnego przeczyszczenia otworu po każdym skoku igły oraz dodatkowego rozpylania paliwa, przechodzącego po większej powierzchni. Obawa jednak zachodzi, że rowki te bardzo łatwo zapełnią się osadem i znikną.

Rozpylacz Kirstena /Tabl. XL fig. 5/ przedstawia odmianę normalnego rozpylacza płytkowego. Część paliwa przelewa się przez kanał *A*, wywiercony w samej igle ku jej podstawie, gdzie się zbiera w przestrzeni *B*. Po podniesieniu się igły kanał ten pozostaje zamknięty w ten sposób, że reszta paliwa zmuszona jest przejść przez cały rozpylacz normalną drogą.

O ile stosujemy do silnika jako paliwo maź po gazową, która jest produktem destylacji smoły, otrzymanej z węgla kamiennego przy fabrykacji gazu świetlnego lub koksu, to musimy stosować inne systemy rozpylaczy. Paliwo to nie posiada części lotnych /węglowodanów/ i łatwo zapalnych, natomiast zawiera dużo części stałych o wysokiej temperaturze zapłonu, jak benzol, naftalina, nawet cząsteczki węgla. Chcąc osiągnąć wysoką temperaturę potrzeb.

ną do spalania mazi, musimy albo I/ podnieść stopień sprężania powietrza w cylindrze, a tym samym i temperaturę, albo II/ wprowadzać do cylindra przed właściwą dawką niewielką ilość lżejszego paliwa t.zw. paliwo zapłonowe, /Tabl.XLI fig. 1/, które spalając się podnosi odpowiednie temperaturę środowiska.

I/ sposób daje odpowiednie wyniki w silniku będącym już w ruchu pod dużym obciążeniem i poczynając tylko od silników większej mocy. W cylindrach mniejszych pogarsza się chłodzenie wskutek oziębnia przestrzeni dawkowej, co jest niekorzystnem. Poza tem trzeba używać innego paliwa przy rozruchu silnika i do podtrzymywania biegu w czasie małego obciążenia.

Przy II sposobie bardziej rozpowszechnionym, silnik musi posiadać specjalną pompkę, niezależną od regulatora, tłoczącą paliwo zapłonowe do komory, u samej podstawy iglicy. /Tabl. XLI fig. 1/. Ilość tego paliwa wynosi 3-4 % całej dawki. W chwili otwarcia iglicy do cylindra dostaje się tylko paliwo zapłonowe, które się natychmiast spala; paliwo właściwe, jako znacznie cięższe, dochodzi cokolwiek później.

Paliwo zapłonowe dopływa przez kanał  $\alpha$  zbiera się w przestrzeni  $\beta$  i wtrysnięte zostaje do cylindra przed smołą pogazową, która zostaje wtrysnięta przez kanał ponad płytkami; musi zatem przejść przez wszystkie płytki.

Sprężone w przestrzeni  $\beta$  pod igłą powietrze przyspiesza wtrysk paliwa zapłonowego przed masą,

Należy dbać żeby doprowadzenie właściwego paliwa nie nastąpiło zbyt późno, gdy strumień powietrza ochłodzi zbyt mocno cylinder i uniemożliwi zapłon, wobec tego starają się stosować smoły jaknajlżejsze, dystalowane.

Pomimo zupełnie zadawalających wyników obydwu te sposoby nie są jeszcze idealne, gdyż cała instalacja komplikuje się przez konieczność posiadania podwójnych zbiorników filtrów, rur pomp, oraz nabywania 2 gatunków paliwa. Dla tego też starano się rozwiązać kwestję stosowania tego samego paliwa ciężkiego do zapłonu i do pracy. Daje się to rozstrzygnąć jedynie przez doprowadzenie do cylindra pewnych cząstek paliwa wcześniej, niż się tam dostanie oziębiający prąd powietrza wtryskowego. Konstrukcje wtryskiwaczy wymienionych uprzednio były zbudowane na tej właśnie zasadzie i dzięki nim możliwą jest praca silnika przy wszelkich obciążeniach przy użyciu jednego tylko

paliwa ciężkiego. Wynik ten jednak jest jeszcze niedostateczny; niektóre fabryki próbują prowadzić silniki na smołach niedystylowanych, lecz tu spotykają się z całym szeregiem trudności praktycznych. Skład smoły niedystylowanej jest różnorodny, zależnie od gatunku węgla, od rodzaju pieców i temperatury przy której otrzymuje się smoła. Najlepszą smołę dają piece pionowe, bo wytwarzają najmniejszą ilość koksu, wody i węgla, zato dają więcej wodoru. Smoła jest tak gęsta, że musi być podgrzana, gdyż inaczej nie przejdzie przez rurki i filtry, następnie duża zawartość siarki nie pozwala stosować części mosiężnych i miedzianych, zamiast czego używamy żeliwo i stal. Smołę korzystniej jest stosować w większych instalacjach, gdzie duże ilości ropy wzgl. mazutu drogo kosztują. Silniki małej i średniej mocy jeszcze długo będą pracowały na ropie.

Dla silników poziomych z zamkniętą dyszą powstaje trudność wtłoczenia paliwa równomiernie około igły umieszczonej w osi cylindra. Do tego celu nadaje się specjalny wtryskiwacz pierścieniowy /Tabl.XLI fig.2/ Zbudowany na tej samej zasadzie co Hesselmana dla pionowych silników. Mianowicie, wskutek różnicy ciśnień sprężonego powietrza paliwo zostaje wtłoczone

przez otwór  $b$  do kanału pierścieniowego  $\gamma$  umieszczonego dookoła igły, skąd je potem sprężone powietrze zabiera ze sobą przez małe otworki znajdujące się przed samym zakończeniem stożkowym igły. Przy budowie tego wtryskiwacza należy pamiętać o tem, żeby należycie pracował i przy biegu luzem. Konstrukcja tego wtryskiwacza wymaga jednak wałka dodatkowego z tyłu głowicy umieszczonego pionowo do wału stawidłowego. Przy większych silnikach nie podnosi to zbytńo kosztu, lecz przy mniejszych odgrywa już dużą rolę. W celu uniknięcia wałka pośredniego fabr. Deutz'a /Tabl. XLI fig.3/ wprowadzika typ zaworu paliwowego pośredni między dyszą zamkniętą a otwartą. Momiędzy igłą  $C$  umieszczoną z boku, pionowo do wałka stawidłowego, a dyszą jest kanał  $a$  załamany pod kątem prostym do osi cylindra gdyż dysza umieszczona jest w najkorzystniejszym położeniu t.j. w osi cylindra. Paliwo zostaje tłoczone przez pompkę  $\beta$  do kanału  $b$  którego wylot jest zamknięty w stanie normalnym przez stożek igły  $C$ , a zatem tłoczenie paliwa może się odbywać dopiero po otwarciu igły. Kulak wprawiający w ruch tłoczek pompki jest tak ukształtowany, że w pewnej chwili w celu ułatwienia



zapłonu zostaje wtrysnięta stosunkowo większa ilość paliwa, co powoduje mały wzrost prężności, dalszy zaś przebieg pracy jest jednakowy jak przy dyszach otwartych. A zatem pompka paliwowa tłoczy tylko przy podniesionej igle. Iгла zaworu paliwowego jest uruchamiana za pomocą kułaka z wałka stawidłowego za pośrednictwem dźwigni dwuramiennej, a pozostałe zawory t.j. wpustowy i wydechowy umieszcza się w głowicy pionowo zaraz nad dźwignią i uruchamia się z kułaków osadzonych na wałku stawidłowym.

Dysze otwarte, zostały wprowadzone przez Lietzenmeyera.

Charakterystyczną cechą dyszy otwartej stanowi to, że w danym wypadku zostaje sterowany tylko zawór powietrza sprężonego, podczas gdy przewód paliwowy zostaje w stałym i otwartym połączeniu przez dyszę z cylindrem /Tabl.XLI fig.4/. Normalną konstrukcję zaworu paliwowego przedstawia Tabl.XLII fig.1. Paliwo zostaje doprowadzone z pompki do kanału  $\beta$  przez rurkę  $\alpha$ , w kanale tym się zbiera i zostaje nagrzane w wysokiej temperaturze, poczem zostaje zabrane przez sprężone powietrze, które się

przedostaje po otwarciu zaworu  $C$  przez kułak do cylindra przez malutki otworek  $\ell$  w dyszy. Otwierając kranik probierczy  $K$  można się przekonać, czy zawór paliwowy jest napełniony. Puszczanie w ruch silnika za pomocą sprężonego powietrza odbywa się również przez zawór  $C$ . Ponieważ jednak normalny otwór dla sprężonego powietrza z paliwem byłby za mały, więc w zaworze jest przewidziany drugi kanał  $f$ , który podczas pracy silnika normalnie jest zamknięty zaworem kulkowym i śrubką. Zawór powietrzny  $C$  przy rozruchu musi być otwarty przez dłuższy przeciąg czasu niż podczas wtrysku paliwa i dlatego daje się specjalny kułak na wałku stawidłowym, na który się przestawia rolkę z dźwignią. Otworek dyszy dajemy większy niż w zaworze z zamkniętą dyszą.

Korzyści dyszy otwartej są następujące: 1/ Pompka paliwowa tłoczy paliwo podczas suwu wydechowego i zasysania, a zatem nie ma do przewyciężenia ciśnienia  $60 - 70 \text{ kg/cm}^2$ . powietrza wysoko sprężonego, znajdującego się w zaworze paliwowym silnika z zamkniętą dyszą. 2/ Również zużycie energii jest mniejsze. 3/ Regulacja może być uskutecznioną w znacznie łatwiejszy sposób, a mianowicie pompka paliwowa

jest uruchamiana mimośrodem z wałka stawidłowego, umieszczonego pod pompką. Jest to dopuszczalne ze względu na niskie ciśnienie, na jakie pompka pracuje. Wskutek tego pompka jest dostępniejszą niż gdyby była umieszczona pod wałkiem stawidłowym. - Pompki pracującej na wysokie ciśnienie nie można umieszczać z dławniczką na dół /od spodu/, ponieważ wogóle dławnica trudna do uszczelnienia, powoduje duże trudności. Regulacja odbywa się za pomocą regulatora osiowego, umieszczonego na wałku stawidłowym, który zmienia wprost skok tłoczka pompki paliwowej. Dla tego też silnik taki jest pewniejszy w działaniu i nawet stosuje się go do okrętów, gdzie pewność działania odgrywa dużą rolę.

4/ Silnik taki jest tańszy w budowie /zawór paliwowy tańszy, zawór rozruchowy zbyteczny/, w konstrukcji poziomej nie wymaga np. specjalnego wałka poprzecznego.

5/ Nadaje się lepiej do paliwa ciężkiego np. smoły, gdyż przy wcześniejszym dostarczaniu przez pompkę paliwo podgrzewa się i paruje w zaworze paliwowym.

Jako wady należy wymienić następujące: 1/ Dopływ paliwa nie jest należyty, szczególnie na początku wtrysku zbyt dużo paliwa dostaje się do cylindra i

i zbyt szybko, co powoduje szybsze spalanie połączone ze wzrostem prężności, podobnym do wybuchu /rys. 150/. Na wykresie uwidacznia się ostre zakończenie i wzrost prężności.



2/ Zużycie paliwa jest wskutek tego większe /o 5 - 8 %/, niż w silnikach z zamkniętą dyszą.

3/ Przewód doprowadzający paliwo nie jest oddzielony od cylindra, wskutek tego może zajść wypadek /o ile np. kran przy zbiorniku

*Rys. 150.*

nie jest zamknięty, lub zawory pompki nieszczelne/, że paliwo przedostaje się podczas postoju silnika do wnętrza cylindra i przy uruchamianiu go może nastąpić silne uderzenie, połączone z wybuchem oraz szczególnie mocnym zapłonem, co w pewnych wypadkach może wywołać zniszczenie silnika. Również możliwym jest zbytne natłoczenie paliwa przez maszynistę do cylindra przy rozruchu podczas napełniania ręcznego przewodów paliwem i w ten sposób pierwszy silny zapłon może spowodować pęknięcie głowicy.

4/ Wogóle dysza otwarta nie nadaje się do silników o dużych rozmiarach cylindrów i sprawia trudności przy 2 suwie.

Reasumując powyższe zaznaczyć należy, że zamkniętą dyszę korzystniej stosować jest w silnikach pionowych, dużej mocy, nadaje się zarówno dla 4 i 2 suwowych silników, otwartą zaś dyszę dla poziomych i mniejszej mocy.

Fig.2 Tabl.XLIII przedstawia zawór paliwowy z otwartą dyszą dla silników pionowych.  $a$  - kanał zamykany zaworem kulkowym  $C$ , przez który paliwo spływa do zbiornika  $A$ . Przed samym punktem zwrotnym wpuszcza się sprężone powietrze przez podniesienie igły, przez co paliwo zostaje porwane i rozpylone jak wyżej. Otrzymuje się znacznie lepsze rozpylanie i powolny wtrysk.

#### Uruchomianie zaworów paliwowego i rozruchowego w silnikach poziomych.

Należy starać się umieszczać zawór paliwowy w osi cylindra, gdyż wtedy paliwo pada na rozgrzane denko tłoka i następuje całkowite spalanie. Przy bocznym umieszczeniu zaworu paliwowego, paliwo pada na ochłodzoną ściankę głowicy w przestrzeni dawkowej, osiada na niej i powoduje niezupełne spalanie. Dlatego też w silnikach poziomych należy zawsze umieszczać zawór paliwowy w osi cylindra, choć jest

to związane z trudniejszym uruchomieniem igły.

Uruchomianie zaworów paliwowego i rozruchowego może być wykonane w rozmaity sposób:

1/ Za pomocą wałka poprzecznego równoległego do wału wykorbionego a/ konstrukcji Koerting-Trinkler /Tabl.XLI fig.5/. Wałek ten jest poruszany za pomocą pary stożkowych kół zębatach z wałka stawidłowego.

Wszystkie zawory nawet wpustowy i wydechowy są uruchamiane z tegoż wałka, czyli otrzymuje się budowę jak w silniku pionowym. Wszystkie zawory poziome - niekorzystne. Do przestawienia dźwigni przy uruchomieniu silnika wystarcza jedna rączka b/ konstrukcji M.A.N. /Tabl.XLI fig.6/.

Z wałka poprzecznego uruchamiany jest zawór paliwowy, podczas gdy zawór rozruchowy znajduje się z boku, a zawory wpustowy i wydechowy nad sobą w głowicy, jak normalnie, uruchamiane są z wałka stawidłowego. Do poruszania dźwigni przy uruchamianiu silnika potrzebne są 2 rączki: jedna - dla zaworu rozruchowego, druga - dla zaworu paliwowego. Konstrukcja ta jest lepszą od poprzedniej.

2/ Za pomocą 2 dźwigni, leżących w rozmaitych płaszczyznach /bez wałka poprzecznego/.

a/ Zawór rozruchowy z boku /Tabl.XLI fig.7/, zawór paliwowy w osi głowicy, igła skierowana na dół, uruchomiane są obydwą za pomocą 2 dźwigni dwuramiennych. Przesławianie dźwigni również odbywa się w prosty sposób za pomocą jednej rączki, dźwignię tę osadzoną mimośrodowo na wspólnym wałku, jak w silnikach pionowych, - co daje możliwość wyłączenia z pracy zaworu paliwowego wzgl. rozruchowego.

b/ Zawór rozruchowy z boku, zawór paliwowy w osi głowicy z igłą skierowaną na bok /w stronę wału stawidłowego /Tabl.XLI fig.8/. Przy zastosowaniu kulaka osiowego przestawnego można dać jedną dźwignię dla obydwóch zaworów,

3/ Za pomocą jednej dźwigni i kulaka osiowego /Tabl.XLI fig.9/.

Uruchomienie igły ma miejsce za pomocą dźwigni uruchamianej wprost z wałka stawidłowego. Szczególniej nadaje się dla silników z dyszą otwartą, gdy zawór paliwowy z rozruchowym są połączone w jedno.

Uruchomienie zaworów rozruchowego i paliwowego w pionowych silnikach wysokoprężnych odbywa się z wałka stawidłowego.

Zawory rozruchowe są sterowane za pomocą oddzielnych dźwigni, osadzonych na wspólnej mimośrodowej tulei z zaworem paliwowym /Tabl.XLII fig.3/. W ten sposób osiągamy możliwość kolejnego stykania rolki zaworu rozruchowego lub paliwowego z odpowiednim kułakiem. Tabl.XLII fig.4 wskazuje położenie przy rozruchu /rolka rozruchowa w zetknięciu z kułakiem, a rolka paliwowa wolna/. Tabl.XLII fig.5 - przy pracy /rolka paliwowa w zetknięciu z kułakiem, rolka zaś rozruchowa wolna/. Tabl.XLII fig.6 w czasie postoju silnika /obie rolki nie dotykają do kułaków/. Wszystkie dźwignie zaworu są osadzone na wspólnym pośrednim wałku, umocowanym /Tabl.XLIII fig.1/ w łożyskach na stojakach  $S$  przechodzących przez uszy głowicy.  $W_y$  - dźwignia wydechowa,  $R$  - rączka do przesuwania dźwigni  $p$  zaworu paliwowego i  $r$  - rozruchowego.  $W_p$  - dźwignia wpustowa.  $T$  - tulejka mimośrodowa. -

W poziomych silnikach dwucylindrowych w jednej ramie /t.zw. "podwójnych"/ stosują się stawidła pojedyncze, jak na Tabl.XLIII fig.2 /dla silników dużej mocy/ z jednym wałkiem stawidłowym. Wtedy najlepiej stosować wspólny mimośród dla wpustu i wydechu, albo podwójne /dla silników mniejszej mo-



cy/, t.j. każdy cylinder ma swój wałek stawidłowy, jednak regulator zawsze musi być jeden.

### POMPKI PALIWOWE.

Pomпки paliwowe mają za zadanie dostarczyć do wtryskiwacza ropę pod ciśnieniem większym, niż panujące w zaworze paliwowym, wzgl. w cylindrze silnika. Zwykle w silnikach wysokoprężnych ciśnienie ropy wynosi 70 - 100 atm. wobec 45 - 60 atm. w zaworze paliwowym.

Pompka musi dostarczać ilość paliwa odpowiednią do obciążenia silnika, czyli musi być we właściwy sposób regulowaną.

Materiał, z którego wykonywa się pomпки, musi być pierwszorzędnej jakości, ze względu na te wysokie ciśnienia.

Zwykle korpus wykonywa się z jednego bloku stali niklowej lub odlewu ze stali, albo bardzo dobrego żeliwa. W ostatnim wypadku nie można w odlewie zostawiać żadnych otworów, w ten sposób otrzymujemy lepszy odlew.

Tłok robimy nurnikowy ze stali niklowej cementowanej, szlifowany. Zawory robi się ze stali niklowej wzgl. ze spiżu, siódła daje się stożkowe. Zawór ssą-

cy jest jeden i dwa tłoczące, jeden za drugim, zaopatrzone w słabe sprężynki, przez co osiągamy większą pewność szczelności, i wtedy między zaworami można umieścić próbny kranik dla sprawdzania działania pompki. Zawory muszą być łatwo dostępne, dla łatwego czyszczenia i docierania. Przy smole pogazowej nie należy stosować brązu, zastępuje się go przez żeliwo i stal niklową. Jako uszczelnienie tłoczka służy sznur azbestowy, obłożony sadłem z grafitem.

#### REGULACJA SILNIKÓW WYSOKOPREŻNYCH.

Najprostszą regulację paliwa przy zmiennem obciążeniu można osiągnąć za pomocą zmiany skoku tłoka pompki, lecz to przedstawia w silnikach z zamkniętą dyszą wiele trudności i niedogodności, ponieważ przy małym obciążeniu lub biegu luzem, gdy ilość potrzebnego paliwa jest bardzo małą, wystarczy najmniejsza nieszczelność w tłoku pompki lub w zaworach, by tłoczenie nie odbywało się prawidłowo i silnik pracował wadliwie. Następnie siła ciśnienia, którą tłok musi przewyciężyć, jest znaczną / $\sim 80 \text{ kg/cm}^2$ / i trudno jest tak zbudować mechanizm o zmiennym skoku, żeby nie otrzymać powrotnego ciśnienia na regu-

lator, powodującego stałe kołysanie się /wahanie/ regulatora, jest to możliwe tylko przy systemie dyszy otwartej, gdzie ciśnienie w pompce nie przenosi 5 - 10 atm.

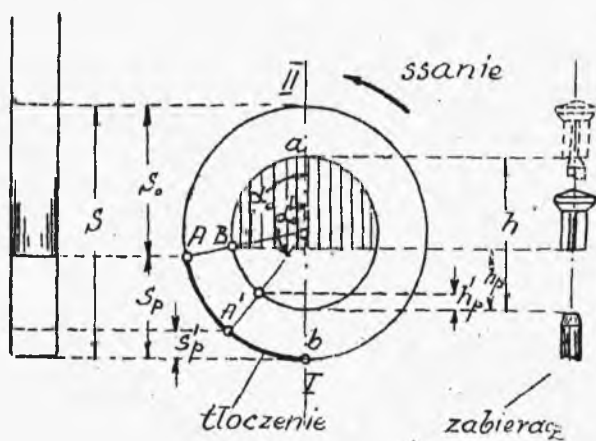
Wobec powyższego stosuje się zwykle regulację . w pompce, nie oddziałującą na jej tłoczek. Ilość paliwa zmienia się w ten sposób, że regulator w czasie suwu tłoczenia mocniej lub więcej zawór ssący i część paliwa powraca do zbiornika /regulacja jakościowa/. A zatem przez zawór zasysający w pompce przechodzi stale jedna i ta sama ilość paliwa, która odpowiada całkowitej objętości skoku. Wskutek tego pompka paliwowa zasysa stale niepotrzebnie dużą ilość paliwa, z którego tylko cząstki zostają dostarczone zaworowi paliwowemu, a nadmiar paliwa wraca z powrotem do zbiornika.

Czasami zmienia się okres wtrysku w ten sposób, że przy mniejszym obciążeniu okres wtrysku będzie krótszy, przytym zmienia się tylko początek wtrysku - - koniec zaś pozostaje zawsze stałym.

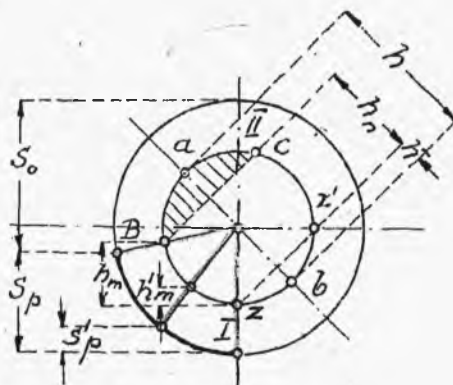
Ponieważ wtrysk paliwa powinien następować jaknajpóźniej, więc ten sposób regulacji jest korzystnym, w przeciwnym bowiem razie przy stałym początku wtrysku następują przedczesne zapłony i stuk silnika. -

Jeszcze jeden sposób polega na dławieniu paliwa przy pomocy specjalnego kranika za pompką, lecz jest to niebezpieczne przy lżejszych paliwach, gdyż skutkiem podniesienia się temperatury w pompce może nastąpić wybuch.

Napęd pompy może być uskuteczniiony dwojako: albo 1/ tłok i zawór ssący wzgl. zwrotny są uruchomiane jednym mechanizmem, jeżeli regulowanie ich współbieżności daje się osiągnąć w dowolny sposób, albo też niezależnie jeden od drugiego. Oba rodzaje napędu wymagają zmniejszającej przekładni dla ograniczenia skoku zaworu ssącego i jego zabieracza. Wzajemny stosunek ruchu łatwo daje się przedstawić za pomocą rys.151 i rys.152.



Rys. 151.



Rys. 152.

Zewnętrzny okrąg o średnicy  $S$  odnosi się do korby i pompki, wewnętrzny o średnicy  $h$  - do zaworu ssącego wzgl. do zabieracza. Z rys. 151 widzimy, że przy dolnym zwrotnym położeniu I tłoka także i zabieracz zaworu zwrotnego znajduje się w skrajnym dolnym położeniu. Prawa część koła odnosi się do suwu zasysania, lewa do tłoczenia. - Między punktami I i II suwu zasysania zawór ssący jest stale otwarty, niezależnie od stawideł zabieracza, przytym pozostaje otwarty jeszcze w ciągu pierwszej części suwu tłoczenia, dopóki grzybek nie opadnie na siodło, wówczas uzależniony jest od zabieracza, podległego działaniu regulatora. Przez cały ten czas praca pompki, odpowiadająca suwowi tłoka jest, powiedzmy, martwą, dopiero z chwilą osiągnięcia przez zabieracz punktu  $B$  następuje pożyteczny suw pompki  $S_p$ , odpowiadający danemu obciążeniu. W początku suwu tłoczenia zabieracz znajduje się w górnym punkcie  $\alpha$  i podtrzymuje grzybek zaworu ssącego w najwyższym położeniu. - Z chwilą gdy korba pompki obróciła się o  $\angle \alpha_0$  grzybek opuścił się na siodło, kontakt między grzybką a zabieraczem ustał, i zabieracz sam doszedł do swego najniższego położenia  $\beta$ . Jeżeli swobod-

ny skok zabieracza  $h$  zmniejszamy do  $h_p$ , to tym samym droga korby zwiększy się z  $\alpha_0$  do  $\alpha'_0$  suw pożyteczny tłoka zmniejszy się do  $S'_p$ . Tak się rzecz ma przy uruchomieniu tłoka zaworu ssącego jednym mechanizmem. Lepiej jest stosować oddzielne uruchamianie zabieracza, w tym wypadku przesuwamy napęd zabieracza w stosunku do korby pompki o  $< 45^\circ$ , czyli że napęd zabieracza musi wyprzedzać napęd tłoczka pompki, w przeciwnym bowiem razie punkt  $C$  wypadłby podczas tłoczenia w bliskości biegu luzem. Wtedy otrzymamy wykres /rys.152/.

Wyprzedzenie osi  $ab$  powoduje to, że swobodny przebieg zabieracza  $h_m$  odniesiony do skrajnego położenia tłoka I będzie mniejszym od  $h_n$  w martwym położeniu korby zabieracza. Z chwilą gdy tłok pompki przeszedł martwy punkt I, to część drogi  $h$  zabieracza, odpowiadająca drodze  $zz'$  korby, jest straconą dla regulatora, ponieważ przez ten czas zawór ssący pozostaje nieczynnym. Tu również punkt

$C$  zetknięcia się zabieracza z grzybkim leży po stronie zasysania, gdyż w przeciwnym razie suw tłoczenia musiałby odbywać się przy zamkniętym zaworze ssącym i regulator nie byłby w stanie pod-

nieść zaworu, obciążonego całkowitem ciśnieniem. Z rys.152 widzimy, że ze zmniejszeniem swobodnego biegu zabieracza z  $h_m$  na  $h'_m$  /przez zmniejszenie drogi  $h_n$  / zmniejsza się pożyteczny suw tłoka z  $S_p$  na  $S'_p$ . Pompki dla specjalnie ciężkich paliw wykonywa się o 2-ch tłokach, przytym drugi jest mniejszy i służy specjalnie do wtłaczania t.zw. paliwa zapłonowego do zaworu paliwowego. -

Objętość skoku pompki

$$v = \frac{\pi d^2}{4} S,$$

gdzie  $d$  = średnicy cylindra pompki,

$S$  - skok pompki,

oblicza się na mocy ilości zapotrzebowanego paliwa, jeżeli oznaczymy

$\gamma$  - objętość właściwą paliwa w kg./ltr. lub gr/cm<sup>3</sup>.

$B$  - ilość paliwa w gr. na 1 MK. w godz.

$N$  - moc

$n$  - ilość obrotów,

to

$$v = \frac{\pi d^2}{4} S = \frac{B N}{60} \text{ cm}^3/\text{min}$$

Ilość paliwa na jeden wtrysk wyniesie:

$$v' = \frac{v}{i} = \frac{B N \cdot i}{60 \cdot n \cdot \gamma}$$

gdzie

$z = 1$  - dla dwusuwu,

$z = 2$  - " 4-o suwu.

Należy zwrócić uwagę na ilość obrotów pompki w stosunku do wału wykorbionego, t.j. czy jest ona uruchamiana z wałka stawidłowego, czy też z wałka pośredniego o ilości obrotów wału wykorbionego.

PRZYKŁAD. Silnik 50 KM. jednocylindrowy o  $n = 200$  obr/min. zużywa  $B = 200$  gr./KM.godz. paliwa, czyli na 50 KM.

$$B_{50} = 50 \cdot 200 = 10000 \text{ gr/godz} = \frac{10000}{60} \approx 165 \text{ gr/min.}$$

a na 1 suw:

$$B'_{50} = \frac{165}{200/2} = 1,65 \text{ gr} = 0,00165 \text{ kg.}$$

Pompkę robi się zwykle większą, niż to wypada z obliczenia. Oblicza się najczęściej na 2 - 4 -krotną ilość paliwa, wtedy otrzymujemy pompkę większych rozmiarów, ale łatwiejszą do wykonania i lepiej pracującą. Skok  $S$  pompki powinien być nieco większy od jej średnicy  $d$ . Jeżeli byśmy dali duży skok, to otrzymalibyśmy wtedy małą średnicę tłoka, małe dławnice i cienki drążek, który z łatwością może uleść wyboczeniu, pozatym w takim



razie wypadają duże mimośrodowo Zasadniczo  $S > d$  ;  
zwykle buduje się pompy w następujących granicach:

$d > 10$  mm.,  $S < 45$  mm., a  $v = \frac{1}{7} \div \frac{1}{9} V$  , gdzie  
 $V$  - objętość skokowa cylindra silnika.

Na Tabl. XLIII fig. 3 mamy schemat pompy, budowanej przez fabryki Deutz'a, Güldner'a i M.A.H.

$M$  - regulator,  $k$  - mimośród zabieracza,  $\beta$  -  
mimośród do pompy,  $r$  - pompa ręczna,  $B$  - zawór  
ssący,  $Z$  - zabieracz regulowany przez regulator ,  
 $O$  - otwór dla kontroli,  $w$  - rurka do wtrysku,  $K$  -  
komora pływakowa, utrzymująca stały poziom i ciś-  
nienie w pompce.

Paliwo dopływa z głównego zbiornika do mniejszego  
zbiorniczka, umieszczonego zazwyczaj w konsolce wał-  
ka stawidłowego, i zaopatrzonego w pływak, utrzymu-  
jący poziom ropy na stałej wysokości, następnie z te-  
go zbiorniczka do przestrzeni ssącej w pompce przez  
rurkę o dużym przekroju. Przestrzeń  $C$  bywa zazwy-  
czaj połączona z atmosferą przez otwór  $m$  . Za po-  
mocą rączki  $f$  może być zawór ssący ręcznie zupeł-  
nie otwarty i silnik w razie potrzeby natychmiast za-  
trzymany.

Oprócz mimośrodu  $\beta$  , poruszającego się pomocą  
korbowodu  $\beta'$  tłoczek pompy, daje się zwykle drugi

mimośród, zaklinowany pod innym kątem /  $\sim 45^\circ$  /, który uruchamia regulację za pomocą dźwigni  $Z$  i drążka  $\Omega$ , zakończonego małą dźwignią, zaopatrzoną w śrubkę sterującą, znajdującą się pod zaworem ssącym. Punkt obrotu tej dźwigni nie jest stały, ale opuszcza się i podnosi pod działaniem regulatora i w ten sposób zmienia początkowe położenie drążka  $\Omega$  i śrubki  $Z$ , która utrzymuje zawór ssący podniesiony podczas krótszego lub dłuższego okresu tłoczenia przy większym wzgl. mniejszym obciążeniu.

W przestrzeni tłoczącej należy jaknajstaranniej unikać wszelkich próżnych przestrzeni; w żadnym wypadku nie mogą tworzyć się pęcherzyki powietrzne, gdyż nawet zdawałoby się znikome uchybienie przeciw tym ważnym konstrukcyjnym wymaganiom mogą wywołać wielkie zaburzenia w mechanizmie. Z tych względów trzeba pompki zaopatrywać w przyrządy służące do usuwania powietrza, co można osiągnąć przez umieszczenie zaworu iglicowego w najwyższym miejscu pompki, w pobliżu zaworu wtryskującego, wzgl. na pokrywie cylindra.

Oprócz tego należy przewidzieć jeszcze pompkę ręczną, służącą do napełniania przewodu tłoczącego paliwo, przed uruchomieniem silnika, gdyż tylko

doskonale utrzymane silniki mogą pewnie ruszyć po dłuższej przerwie w pracy; przy demontowaniu pompki i zaglądaniu do niej zawsze dostaje się powietrze do przewodu; dlatego też dobrze jest je zapatrywać w pomocniczy ręczny tłoczek u pompki, lub też tłok wykonywać w ten sposób, żeby mógł być z łatwością oddzielony od mimosrodu i napędzany ręcznie.

W silnikach wielocylindrowych dobrze jest budować pompki oddzielnie do każdego cylindra. Przy wspólnej pompce musi być rozdzielacz, w którym rozchodzą się przewody do cylindrów. Można też wykonać kilka pompek zgrupowanych w jedną całość o wspólnym napędzie mimosrodowym, tak że wszystkie pompki pracują równocześnie, co odpowiada w zasadzie jednej pompce, ale pompka o oddzielnym napędzie jest lepszą, bo dostarcza paliwo ściśle według zapotrzebowania swego cylindra.

Pompki niezależne od siebie mają mimosrody zaklinowane pod rozmaitemi kątami, odpowiadającymi przestawieniu korby, zatem każda pompka dostarcza ropę do zaworu paliwowego na krótko przed podniesieniem igły. Gdy regulator pod wpływem zmiany obciążenia przyjmuje inne położenie pompka mająca

dostarczyć ropę do cylindra, w którym ma obecnie nastąpić zapłon dostarczy jej należytą ilość paliwa, które odpowiada obecnemu zmienionemu już obciążeniu. Przy zastosowaniu jednej wspólnej pompki z rozdzielaczami paliwa lub pompki z kilkoma tłoczakami ale z jednym mimośrodem sterującym wszystkie zawory paliwowe, przy zwiększonym obciążeniu otrzymują dawkę ropy, odpowiadającą jeszcze dawnemu położeniu regulatora przed zmianą obciążenia i we wszystkich cylindrach okres spalania odpowiada jeszcze poprzedniemu a nie obecnemu obciążeniu. Wskutek tego stan bezwładności regulatora może się ustalić dopiero po kilku następujących po sobie zapłonach.

W pompce wykonanej na tabl. XLIII fig. 4 zasysanie ma miejsce pod ciśnieniem hydrostatycznym paliwa znajdującego się w zbiorniku, a zatem niepotrzebna jest komora pływakowa. Regulator działa na śrubę nastawczą /zabieracz/ od góry, zawór ssący

*S* mamy również od góry. *R* - pompka ręczna służąca do napełnienia przewodu tłoczącego przed rozruchem. Pompka główna uruchamia się z wałka stwidłowego za pomocą mimośrodu *M*. Silniki "Atlas-Diesel" Sulzera, Franco-Tesi, Carels, Winterthur

pośredniego

uruchamiają pompki odwrotnego wałka, jak to jest widoczne z Tabl. XLIII fig. 5 *P* - pompka *S* - zawór ssący, *k* - ksiuk będący pod wpływem regulatora. Ksiuk *k* jest osadzony mimośrodowo na czopie rączki /nie widocznej na schemacie/, przez co, w razie nagłej potrzeby zatrzymania silnika, zawór ssący może być podniesiony do góry i silnik zatrzymany. Zamiast normalnego regulatora może być tutaj z powodzeniem zastosowany regulator osiowy.

Do niskoprężnych silników 2-u suwowych stosuje się pompki /Tabl. XLIV/ wykonane z brązu, o tłoczku stalowym, 2 zaworkach ssących oraz dwóch tłoczących. Zaworki te składają się ze zwykłych kulki rowowych /tak jak we wtryskiwaczach/, które są dociskane sprężynkami. Skok takiej kulki jest minimalny. Regulacja paliwa może być za pomocą zmiany skoku pompki lub jeszcze lepiej za pomocą otwierania zaworku powrotnego podczas suwu tłoczenia. Pompka taka oblicza się identycznie, jak dla silników wysokoprężnych.

S p r e ż a r k i .

Pompy powietrzne przez dłuższy czas były uważane jako podrzędna i niedogodna część silnika

wysokoprężnego i wskutek tego zwracano na nie zbyt mało uwagi. Zaledwie od niedawna utrwalił się pogląd, że pompka powietrzna, tłocząca powietrze do 60 - 80 atm., a nawet 100 atm. przy ciężkim paliwie jest niczym innym, jak tylko trudną do wykonania i delikatną sprężarką. Ponieważ prawidłowy bieg silnika w głównej mierze zależy od sprawnego działania sprężarki, więc jasnym jest jak wielką musimy przywiązywać wagę do starannego obliczenia i wykonania sprężarki według zasad normalnych.

Sprężarki bywają zasadniczo dwusuwowe, jednostronnego działania, wielostopniowe. Stosowanie sprężarek jednostopniowych nawet przy małych silnikach jest niedobrem, ponieważ otrzymuje się niekorzystny stosunek między ciśnieniem i temperaturą sprężanego powietrza. Najczęściej spotyka się dwustopniowe sprężarki z chłodzeniem, pozatym dla specjalnie ważnych, większych instalacji buduje się trzystopniowe sprężarki z odpowiednim chłodzeniem średnio i wysokoprężnego cylindra.

Dla obliczenia wielkości sprężarki musimy wiedzieć zapotrzebowanie powietrza do silnika. Zwykle przyjmuje się 3 - 3,5 litrów na minutę i 1 MK

Objętość skokową cylindra niskoprężnego można

przyjął  $\approx 65 \text{ cm}^3$  na 1 MK.

Cylinder niskoprężny zwykle spręża powietrze do 8-10 atm. Ciśnienie wymagane w poszczególnych stopniach prężności, w zależności od ciśnienia końcowego  $p_1$ , będzie

w 2-u stopniowej:  $p_2 = \sqrt{p_1}$

w 3-y stopniowej:  $p_2 = \left[\sqrt[3]{p_1}\right]^2$  i  $p_3 = \sqrt[3]{p_1}$  np. sprężarka 2-u stopniowa spręża do  $p_1 = 70$  atm., w takim razie otrzymany w I-m stopniu  $p_2 = \sqrt{70} = 8,36$  atm.

$\eta_p$  - współczynnik zasysania = 0,9

Sprężarkę oblicza się na większą ilość powietrza niż tego wymaga rzeczywiste zużycie przez silnik, ze względu na możliwość dostarczenia w najniekorzystniejszych wypadkach pracy /np. przy przeciążeniu/ dostatecznej ilości powietrza. W czasie normalnej pracy musi się dławić powietrze w zaworze ssącym, lub też sztucznie zmniejszyć współczynnik zasysania sprężarki. Ilość powietrza potrzebnego do rozruchu silnika nie bierze się pod uwagę, miarodajnym jest dla obliczenia sprężarki tylko powietrze wtłaczane do cylindra z paliwem. Stosunek objętości wysokoprężnego cylindra do niskoprężnego stosuje się najczęściej w następujących granicach:

$$\frac{U_{wp}}{U_{np}} = \frac{1}{8} \div \frac{1}{12} \quad \text{czyli} \quad \frac{D_{wp}}{D_{np}} \approx \frac{1}{3}.$$

Sum tłoka niskoprężnego  $S_{np.} = \frac{1}{2} D_{np.}$ ;

" " wysokoprężnego  $S_{wp.} = \frac{1}{4} D_{wp.}$ .

Trzeba zwracać uwagę na wykonanie możliwie małej przestrzeni szkodliwej, szczególnie w cylindrze wysokoprężnym, gdzie nawet kanał dla indykatora wywołuje dotkliwe zwiększenie przestrzeni szkodliwej, wskutek czego wykres indykowany cylindra wysokoprężnego daje gorszy współczynnik zasysania niż przy normalnej pracy, gdy kanał jest zatknięty. Przestrzeń szkodliwa  $S$  nie powinna przekraczać  $S = 0,5 - 1\%$  /w wyjątkowych wypadkach  $2\%$  /, dlatego cylindry niskoprężne sprężarek wykonywa się o dnach wypukłych i zawory umieszcza się ukośnie /Tabl.XLV fig.3/ zwykle pod  $45^\circ$  do osi cylindra. Zawory pionowe zwiększają ogromnie przestrzeń szkodliwą. Zawory wysokoprężne umieszcza się w głowicy. Zawory muszą być nadzwyczaj starannie wykonane z najlepszego materiału /stali niklowej/; grzybki powinny być jaknajlżejsze /wydrążyć się nawet wrzeczono/ mocno osadzone na trzonkach, żeby zabezpieczyć je od zerwania się i upadku do



cylindra. Nie można dawać zaworów ssących wolnych, niezwiązanych, gdyż mogą one łatwo zerwać się i wyrządzić znaczne uszkodzenia w sprężarce. Na Tabl. XLV fig.1 i 2 mamy zawory wysokoprężne sprężarki. Zawory oblicza się tak samo, jak i w silnikach.

Szybkość powietrza w zaworach stosuje się

$$v = 30 \div 70 \text{ m/sek.}$$

Szybkości mniejsze dla zaworów ssących większe zaś dla tłoczących.

Skok  $h$  daje się możliwie mały, a siódło duże:

$$h = \left( \frac{1}{5} \div \frac{1}{6} \right) d$$

gdzie  $d$  - średnica zaworu.

Grubość ścianek cylindra oblicza się jak i ścianki cylindra silnika. Grubość ścianki cylindra niskoprężnego

$$s_{np} = \frac{1}{12} D_{np}$$

gdzie  $D_{np}$  = średnicy cylindra  $np$ .

$$s_{wp} = \frac{1}{4} D_{wp}$$

gdzie  $D_{wp}$  = " " "  $wp$ .

Gotowe cylindry próbuje się na ciśnienie: niskoprężne na 20 atm., a wysokoprężne na 100 atm. Cylinder musi być chłodzony wodą, a sprężone powietrze przechodzi przez węzownicę zanurzoną w wodzie

w celu ostudzenia go, i przez odliwiacz. Wężownicę można umieszczać i w przestrzeni wodnej cylindra niskoprężnego, odliwiacz zaś może być ukryty w stopniu sprężarki. Ścianki zewnętrzne płaszcza cylindra muszą być obliczone na ciśnienie panujące w cylindrze; niekiedy zaopatruje się sprężarkę w zawór bezpieczeństwa, lub też głowicę umocowuje się za pomocą śrub samosprężynujących, ponieważ może zdarzyć się, że uszczelka między cylindrem a przestrzenią wodną zostanie wypchnięta przez powietrze lub pęknie wężownica, i tym samym ciśnienie w przestrzeni wodnej przekroczy dozwoloną prężność, powodując pęknięcie płaszcza.

Zaworów bezpieczeństwa lepiej nie stosować, ponieważ skutkiem długiej bezczynności mogą zawieść, to samo odnosi się i do zaworów na butlach z powietrzem.

Dawniej często używano /Tabl.XLV fig.4/ jako cylindra niskoprężnego cylindra samego silnika, lecz powietrze tu zanieczyszczało się przez oliwę i resztki spalin, również temperatura początkowa była zbyt wysoka, wskutek tego sposób ten został zarzucony, teraz jeszcze spotyka się zazwyczaj wykorzystanie pompy przepłukującej silnika 2-suwowe-

go, jako cylindra 1-go stopnia, co już jest racjonalniejszym.

Objętości skokowe cylindra sprężarki przy zastosowaniu układu:

2-u cylindrowego	- daje się 1,75	} razy większe niż dla 1-cy- lindrowego.
3-y " "	- " " 2,5	
4-o " "	- " " 3,25	

Przy obliczeniu czopa tłokowego przyjmujemy nacisk

$$p_{cz} \cong 55 \div 65 \text{ kg/cm}^2$$

i korbowego  $p_k \cong 50 \div 65 \text{ kg/cm}^2$

$$k_g = 300 \div 350 \text{ kg/cm}^2$$

praca tarcia  $L_t^p = 3 \div 6 \text{ kgm/sek}$

Przekrój zaworu ssącego cylindra wysokoprężnego

$$f_s = \left[ \frac{1}{6} \div \frac{1}{8} \right] F_{wp}$$

gdzie  $F_{wp}$  - pole tłoka wysokoprężnego cylindra.

Przekrój zaworu tłoczącego

$$f_t = \left[ \frac{1}{8} \div \frac{1}{12} \right] F_{wp};$$

te same dane odnoszą się i do cylindra niskoprężnego. Szybkość powietrza stosuje się dla

zaworu ssącego:  $u_s \cong 30 \text{ m/sek};$

zaworu tłoczącego:  $u_t \cong 65 \text{ m/sek}.$

### Układ i napęd sprężarek.

W silnikach pionowych dawnych typów sprężarka była przymocowana z boku do stojaka i uruchomiana z drąga korbowego /Tabl.XLV fig.4/; umocowanie takie nie było dobrym, ponieważ cylinder sprężarki wisiał na śrubach, a przy pęknięciu korbowodu powstawało wielkie niebezpieczeństwo dla samego silnika. Ten typ sprężarek budowała w pierwszym okresie silników wysokoprężnych głównie fabryka "M.A.N."

Często stosuje się sprężarkę umieszczoną na końcu wału wykorbionego, co jest najprostszym i najlepszym.

Firma "Franco-Tosi", Kołomiejskie fabryki, oraz Zgorzelice budują sprężarkę układu pionowego na wspólnej płycie ze stojakiem cylindra lub wprost na stojaku skrzynkowym /Tabl.XLV fig.5/. O ile buduje się sprężarkę poziomą, to zawory muszą być umieszczone pionowo /Tabl.XLVI fig.1/, ssący od góry, tłoczący od dołu /Deutz/, jednak utrzymanie szczelności tłoka w sprężarkach poziomych przedstawia trudności, pozatym osiadanie cząsteczek smarów na dolnych powierzchniach cylindra, na tłoku i zaworach jest znacznym, a pierścienie

tłokowe zapychają się smarem. Tych niedogodności nie posiada sprężarka pionowa.

Niektóre firmy np. Franco-Tosi budują sprężarkę "wiszącą" /Tabl.XLVI fig.2/, zwróconą cylindrem ku dołowi, lecz ta konstrukcja nie jest zbyt korzystną, gdyż cylindry /szczególnie wysokoprężny/ są zalewane smarem, co znowuż powoduje "zaklepanie" pierścieni i zanieczyszczanie zaworów, następnie, dostęp do zaworów, schowanych w podstawie stojaka cylindrowego, jest trudnym.

W silnikach poziomych najczęściej jest stosowana sprężarka pozioma, umieszczona od strony wałka stawidłowego /"1" Tabl.XLVI fig.3/, przymocowana do ramy 3 - 4 śrubami, czasami bywa umocowana ukośnie /Lietzenmeyer/ /"2" Tabl.XLVI fig.3/ lub pionowo /"3" Tabl.XLVI fig.3/ /Winterthur, Deutz/. Napęd sprężarki uskutecznia się za pomocą korby

Y osadzonej na końcu wału wykorbionego. [Tabl XLV f3]

Moc zużywana przez sprężarkę wynosi

dla 4 <sup>o</sup> suwu przeciętnie	5 - 7 %	mocy silnika	
" szybkobieżnego 4 <sup>o</sup> suwu	" 9 - 11 %	"	"
" 2 <sup>u</sup> suwu	" 10 %	"	"
" szybkobieżnego 2 <sup>u</sup> "	" 15 - 20 %	"	"

Tłok sprężarki posiada szybkość  $C$  zależną od wielkości silnika:

dla małych silników  $C = 0,5 \div 1$   $m/sek$

" średnich "  $C = 1,5$  "

" dużych "  $C = 2 \div 2,5$  "

Dla specjalnie szybkoobrotowych  $> 300$   $obr/min.$

$C = 2,5 \div 4$   $m/sek.$

Tłok sprężarki dwustopniowej znacznie różni się, szczególnie swoją górną częścią, od tłoka silnika /Tabl.XLVI fig.4/. Tłok cylindra niskopiętnego ma zwykle 4 ÷ 6 pierścieni, umieszczone w żłobkach tłoka - tłok wysokopiętny ma 6 ÷ 8 pierścieni. Pierścienie te wypadają bardzo małych rozmiarów, nie możnaby ich rościnać i nakładać przez tłok, jak normalne. Dlatego też wkłada się je między oddzielne stopniowe przekładki, zaopatrzone w kanały na pierścienie tłokowe. Od góry zakłada się należycie centrowaną pokrywę o denku kulistym, które się wkłada do wydrążonej części tłoka wysokopiętnego i umocowuje za pomocą klina, zabezpieczonego zatyczką lub naśrubkiem z przeciwnąkrętką. Szerokość pierścieni od 6 ÷ 8 mm., grubość 3 ÷ 5 mm.

Stosunek średnic zwykle bywa 1 : 3 , przecięt-

nie 50 ÷ 150 mm.; na Tabl. XLVI fig. 5 mamy konstrukcję pierścienia, składającego się z pierścienia wewnętrznego  $W$  i zewnętrznego  $Z$  - samosprężynującego.

Korbowód wykonywa się ze stali kutej, odległość między czopami musi być ściśle utrzymana, ponieważ przestrzeń szkodliwa jest nader małą. Długość korbowodu zwykle  $L = 4,5 \div 5/r$ . Cylinder wykonywa się jako dwusciankowy z żeliwa ścisłego, a tłok i pierścienie z materiału mniej twardego. Smarowanie odbywa się przez czop.

W tym miejscu, gdzie dochodzi ostatni pierścień w cylindrze daje się małe rozszerzenie, które przechodzi za pierścień o 0,2 - 0,5 mm. /Tabl. XLVI fig. 4/.

Instalacja silnikowa musi być zaopatrzona w butle ze sprężonym powietrzem: 1/ paliwowa, 2/ rozruchowa i 3/ zapasowa.

Rozruchowa i zapasowa butle zawierają powietrze o prężności 70 atm., paliwowa - przy rozruchu 70 atm., przy połowie obciążenia 50 atm. i pełnym obciążeniu 60 - 65 atm.

Objętość butli wtryskowej wynosi 0,5 - 0,7  $\frac{L}{KM}$

" " rozruchowej i zapasowej 1,5 - 3  $\frac{L}{KM}$

Butle łączy się ze sobą rurociągiem, aby w razie potrzeby można było brać powietrze z dowolnej butli. Na Tabl. XLVI fig. 6 mamy schemat instalacji silnikowej ze sprężarką. Sprężone powietrze po wyjściu z cylindra niskoprężnego należy przepuścić przez węzownicę i odoliwiacz, również i po wyjściu z cylindra wysokoprężnego. Przed wprowadzeniem do butli należy ochłodzić w węzownicy i usunąć z niej smar w odoliwiaczu, ponieważ smar mógłby w butli wywołać eksplozję. Odoliwiacze powinny być zaopatrzone w manometr, wskazujący wysokość panującego w nim ciśnienia.

Należy pamiętać, że smar w silnikach wysokoprężnych przy wysokich temperaturach panujących w cylindrze pali się jak paliwo, dlatego też silnik obficie smarowany trudno jest zatrzymać.

Silnik i sprężarka są, jak było omówione, chłodzone wodą. Zużycie wody przeciętnie  $20 \frac{l}{KM \text{ godz.}}$   
Szybkość wody w przewodzie ssącym  $v_s = 0,7 \div 1,2 \text{ m/sek.}$   
" " " tłoczącym  $v_t = 1,5 \div 2,5 \text{ m/sek.}$

Przy wielkich instalacjach silnikowych chętnie posługują się obecnie większymi sprężarkami, napędzanymi niezależnie od silników, za pomocą transmisji lub silników elektrycznych, co pozwala na



szybkie i bezpieczne zastąpienie zużytego rozruchowego powietrza oraz na wspólne zaopatrzenie w sprężone powietrze większej ilości wysokoprężnych silników.

### WYSOKOPRĘŻNE SILNIKI BEZ SPRĘŻAREK.

Silnik wysokoprężny Diesel'a posiada 2 części składowe bardzo delikatne, które najczęściej są przyczyną jego wadliwej pracy, są to: sprężarka oraz zawór paliwowy. Z biegiem czasu sprężarka wielostopniowa /3 - 4 stopn./ z chłodzeniem powietrza między poszczególnymi stopniami została tak udoskonaloną, że zniknęły wszelkie trudności, wywołane wybuchami mieszanki ze smaru i powietrza w cylindrze sprężarki oraz w przewodach i w dyszy. Pozostała jednak zasadnicza wada, t.j. zużywanie przez sprężarkę pewnej, dość znacznej /od 5 - 10 % / mocy silnika, co się odbija na jego skutku mechanicznym, który jest o 7 - 12 % mniejszy niż w normalnych silnikach wybuchowych, pomimo że pewna część pracy sprężarki wygrywa się znowu przez rozprężenie wtrysniętego powietrza sprężonego w cylindrze silnika.

Zawór paliwowy pozostaje w stałym zetknięciu z wysokosprężonym powietrzem, które w odpowiednim momencie zostaje wtrysnięte z szybkością 250 - 300 m/sek. do cylindra wraz z doskonale rozpylonem paliwem, a ta wlotowa szybkość bardzo prędko spada wskutek oporów w powietrzu sprężonym w cylindrze, w którym jednakże wytwarza silne wiry. Paliwo wraz z wtrysniętym powietrzem w postaci pyłu styka się z gorącymi ściankami cylindra, wskutek tego nagrzewa się, paruje i spala. Ten zapłon paliwa rozszerza się na całą dawkę, czemu sprzyjają wiry powietrzne, lecz równocześnie następuje pewne wstrzymanie szybkości spalania wskutek niskiej temperatury powietrza wtryskowego, które jeszcze bardziej ochładza się przy rozprężaniu od 60 ÷ 70 atm. do próżności 35 atm. panującej w cylindrze, do 2- lub 3-krotnej objętości.

Paliwo winno być wtryskiwane stopniowo, bez raptownego wzrostu próżności, co jednak nie zawsze się udaje, szczególnie przy małym i zmiennym obciążeniu, gdy ciśnienie powietrza wtryskowego winno być zmienione wraz z obciążeniem. Wtrysk paliwa pod wpływem powietrza sprężonego, zastosowany przez Diesela jest więc

w ogólności dobry i pewny, jednak dość skomplikowanym sposobem, wymaga bowiem sprężarki, a przytem powoduje obniżenie temperatury w cylindrze roboczym. Zapotrzebowanie powietrza wtryskowego wynosi 0,12 - 0,2 m<sup>3</sup>/godz., dlatego też już dawno były czynione próby usunięcia sprężarki dla powietrza wtryskowego, nawet sam Diesel pracował nad tem zagadnieniem; jednakże nie mógł on bez sprężarki otrzymać dostatecznego rozpylenia paliwa, wskutek czego następowało spalanie spóźnione, niezupełne i połączone z ostremi uderzeniami.

Następnie w r.1903 Trinkler wprowadził wtrysk paliwa pod wpływem powietrza wysokosprężonego, jednakże sprężarkę umieścił wewnątrz samego cylindra /Tabl.XLVII, fig.1/. Tłok sprężarki był uruchamiany za pomocą dźwigni, poruszanej przez kułak z wałka poprzecznego, - powietrze sprężone przedostaje się przez przewód *G* do zaworu paliwowego. Jednak silnik Trinklera okazał się w praktyce nieracjonalny, przewód powietrzny zanieczyszczał się smarem, a uruchomienie dużych mas w krótkich odstępach czasu było połączone z dużym naciąkiem powierzchniowym.

W r. 1911 powstał nowy typ silników wysoko-  
prężnych, pracujących bez sprężarki, a zatem  
bez wysokosprężonego powietrza wtryskowego. -  
Silniki te dadzą się podzielić na następujące  
kategorie:

1/ o mechanicznym wtrysku paliwa pod ciśnie-  
niem /po angielsku "solid injection"/.

a/ czysty wtrysk jedynie pod ciśnieniem  
/Vickers, Crowsley, De la Vergne/;

b/ z rozpylaniem strumieniowym /Deutz, M.A.N./,

c/ z zastosowaniem wirów powietrznych /Deutz,  
Peugeot - Tartrais, Price/.

2/ z przedwstępną komorą zapłonową /Stein-  
becker, Ellwe , Körting, Deutz, Sulzer, Ilvid,  
a nawet Brons/.

Wogóle zaznaczyć należy, że wysoko-  
prężne silniki bez sprężarek wymagają nieco niższego sprę-  
żania niż typowe silniki Diesel'a ze względu na  
to, że są pozbawione ochładzającego działania  
powietrza wtryskowego. Wysokość sprężania jest  
tutaj w pewnym związku z uruchomieniem silnika  
zimnego, chodzi bowiem o to, żeby silnik mógł  
ruszyć z miejsca bez jakichkolwiek sztucznych  
zapłonów, a prócz tego, w silnikach, w których

paliwo jest wtryskiwane przedwcześnie, wskutek ich konstrukcji /grupa 4-a/ powstaje nagły wzrost prężności, dochodzący do 40 % po nad normę ciśnienia sprężania  $p_e$ , co jest połączone z wybuchem oraz ostrym szpicem u góry wykresu. - Również i temperatura w cylindrze jest wyższa /  $\sim$  o 50°C./, ze względu na brak ochładzającego powietrza.

Silniki te przeważnie pracują według t.zw. po angielsku zasady "dual combustion", t.j. mieszanego systemu przy  $v = \text{const.}$  oraz przy  $p = \text{const.}$  Z początku następuje wzrost prężności przy stałej objętości, potem zaś bardzo krótkotrwały okres spalania  $p = \text{const.}$

1 a/. Silniki o mechanicznym wtrysku paliwa pod ciśnieniem. Wysoka szybkość /250 - 300 m/sek./ konieczna dla dobrego spalania czyni niezbędnym stosowanie wtrysku paliwa pod bardzo wysokim ciśnieniem około 300 atm. i wyżej, co ogromnie utrudnia konstrukcję pompki paliwowej i wymaga nadzwyczajnie doskonałego jej wykonania. Ilość paliwa wtryskiwanego jedynie pod ciśnieniem wynosi 1/20 - 1/25 ilości paliwa wraz z powietrzem wtryskowanym w silniku Diesel'a, dla tego też

silniki takie są trudne do regulowania, mają tendencję do przewlekłego spalania i odznaczają się bardziej jaskrawym wybuchem, oraz wymagają, naturalnie, dysz o bardzo małych otworach.

Tego rodzaju silniki buduje Vickers /Tabl. XLVII fig. 2/, /12 cylindrów  $N = 1200$  K.M.;  $n = 382$  obr/min.;  $\phi = 370$ ,  $S = 380$ ,  $\rho_i = 7,3$  kg/cm<sup>2</sup>.,  $\eta_m = 80\%$ , zużycie paliwa 172 grm/KM.godz ciśnienie pompki paliwowej 322 at $\ddot{m}$ .  $\rho_e = 28$  kg/cm<sup>2</sup>;  $\rho_z = 40$  kg/cm<sup>2</sup>., 5 otworów dyszy po 0,5 mm., stosując normalną dyszę wtryskową wraz ze sterowanym igłowym wtryskiwaczem, wymagającym doskonałego szczeliwa. Wtrysk paliwa rozpoczyna się przy obciążeniu normalnym na  $16^\circ$  przed zwrotnym punktem; przy zmniejszonym obciążeniu, wraz ze zmianą ilości i okresu otwarcia wtrysku paliwa zostaje zmieniony początek wtrysku, wskutek czego można otrzymać różnego rodzaju wykresy, począwszy od czystego przy  $\rho = \text{const.}$ , bez widocznego wzrostu prędkości, skończywszy na ostro zakończonym wykresie o  $v = \text{const.}$

Paliwo z pompki płynie przez filtr do akumulatora, w którym zbiera się pod ciśnieniem sprężyny i stąd pod stałym ciśnieniem do wtryskiwacza.

Na przewodzie paliwowym ustawiony jest t.zw. akumulator wyrównawczy /pulsator/, który służy do wyrównania wahań ciśnienia w przewodzie paliwowym przed otwarciem wtryskiwacza. Ten akumulator wykonywany bywa w kształcie rury elastycznej, której ścianki poddają się w miarę wzrostu ciśnienia w pompce /Vickers/ lub jako tłoczek wyrównawczy, obciążony sprężyną /Crowsley/. Sprzyja to utrzymaniu stałego ciśnienia podczas okresu wtrysku, którego początek jest zawsze stały, podczas gdy zmienia się tylko koniec wtrysku. Bardzo mały otwór dyszy nie pozwala stosować tego silnika dla mniejszych mocy, gdyż dysza pomimo filtrowania paliwa bardzo łatwo zatyka się i zanieczyszcza.

b/ Silniki z rozpylaniem strumieniowym paliwa.

Silniki te są dotychczas najmniej opracowane, są jednak nadzwyczaj proste i odznaczają się bardzo nieznacznym zużyciem paliwa, np. silnik Deutza o mocy 130 MK. przy  $n = 250$  obr/min.,

$p_i \cong 7,5$  atm.,  $p_e = 25$  kg/cm<sup>2</sup>., zużywa 167,5 gr/MK.godz. t.j. posiada  $\eta_u = 37\%$ .

Zbudowane są one na zasadzie następującej: strumień paliwa wtryskiwany pod bardzo wysokim ciśnieniem przez wtryskiwacz do cylindra silnika

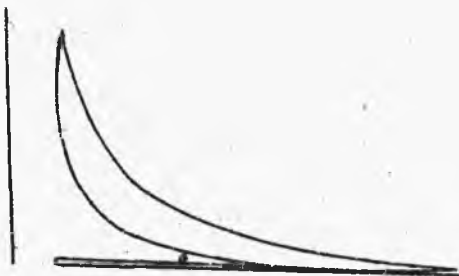
wymaga dla dokładnego rozpylenia dostatecznie długiej przestrzeni w kierunku strumienia. Część paliwa, padając na denko tłoka traci swą energję kinetyczną, osiada na nim i nie podlega dalszemu rozpyleniu. Tymczasem strumień paliwa o małym przekroju pod wysokim ciśnieniem może się doskonale rozpylać pod wpływem tarcia o okalające powietrze. W tym celu wykonywa się tłok o denku półkulistym, dla wydłużenia strumienia, w którym strumień paliwa przetwarza się w pył, wskutek braku zimnego powietrza wtryskowego, jak w silniku Diesel'a, paliwo zapala się samo już przy niewielkim stosunkowo ciśnieniu  $\approx 25$  atm. w cylindrze, osiągając doskonały  $\eta_u = 37\%$ .

Tabl. XLVIII fig. 2 przedstawia zawór paliwowy. W silnikach tych wtrysk rozpylania jedynie zależny jest od strumienia paliwa, wypływającego z jednej lub z kilku dysz. Odbywa się pod odpowiednio wysokim ciśnieniem.

o/. Silniki z wirami powietrznymi /lub z wtłaczaniem powietrza/. Jest to typ najstarszy w tej dziedzinie, istnieje od r. 1913, jest budowany przez fabrykę Deutz /Tabl. XLVII fig. 3, 4 i 5/ na zasadzie wytwarzania silnych wirów powietrznych w przestrze-



ni dawkowej, sprzyjającej dokładnemu mieszaniu się paliwa z powietrzem wysokospężonym w cylindrze. Wtrysk paliwa, dokonywany zupełnie oddzielnie i niezależnie od wirów, powstających w przestrzeni dawkowej; odbywa się przez prostą dyszę o wielu otworach. Wiry powietrzne otrzymuje się za pomocą nadlewu na tłoku /t.zw. "wytłaczacza"/ o przekroju około 1/10 przekroju tłoka, wchodzi on z pewnym luzem do odpowiedniego otworu w głowicy. Przy wejściu "wytłaczacza" do otworu w głowicy przestrzeń dawkowa zostaje podzieloną na 2 części: jedną w cylindrze, w którym sprężanie następuje szybciej oraz drugą - w głowicy. Powstałe nadciśnienie wykorzystuje się za pomocą szpary  $C$ . W ten sposób powstają wiry powietrzne, w które wtryskuje się bezpośrednio przez dyszę paliwo z wtryskiwacza, umieszczonego w osi cylindra.



Rys. 153.

Rys.153 przedstawia wykres pracy takiego silnika.

Przekrój szpary głowicy, łączącej podczas suwu sprężania

cylinder z głowicą, winien być stożkowy dla wytwarzania silnych wirów.

Różnica ciśnień w obydwóch częściach przestrzeni dawkowej wynosi około 4 atm. Pierwsze zetknięcie się paliwa nie ma tutaj miejsca, jak u normalnego silnika Diesel'a z zimnem powietrzem, znajdującem się w spokoju, w zaworze paliwowym, - lecz z powietrzem gorącym, wirującym w przestrzeni dawkowej.

Długość wytłaczacza na tłoku wynosi około 4 % skoku tłoka, co odpowiada około  $21^{\circ}$  położenia korby, czyli że silnik tu pracuje z dość dużym przedwrotnym wtryskiem paliwa, wskutek czego osiąga się większą różnicę niż w poprzedniej grupie, około 20 - 40 %, pomiędzy ciśnieniem sprężania  $p_c$  i wybuchowem  $p_z$

$$\frac{p_z}{p_c} = 1,2 \div 1,4.$$

Wtryskiwacz jest igłowy, otwierający się pod wpływem ciśnienia paliwa, dostarczanego z pompki /około 80 - 140 atm./, zamykający się samoczynnie pod wpływem sprężyny przy zmniejszeniu ciśnienia do pewnej granicy. Zużycie paliwa wynosi około 135 gr/MK.godz. Pracują doskonale i na lekkie

paliwo /benzyna, spirytus, nafta/.

Silnik ten jest w porównaniu do silników normalnych Diesel'a nader prosty w budowie, pozbawiony sprężarki, butli, przewodów wysokoprężnych, a przytem jak wszystkie silniki bez sprężarek o 25 - - 30 % lżejszy.

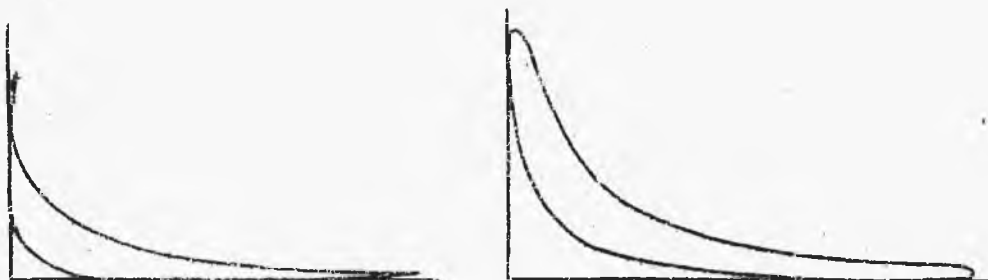
2. Silniki ze wstępną komorą zapłonową. W silnikach tych paliwo zostaje wtrysnięte do cylindra i tam rozpylone nie pod ciśnieniem powietrza, lecz wysokosprężonych spalin. Ciśnienie swe, wyższe od prężności panującej w cylindrze, spaliny otrzymują wskutek częściowego spalania paliwa w specjalnej komorze, połączonej jednym lub kilkoma bardzo wąskimi kanałami z przestrzenią dawkową cylindra. - W ten sposób nadciśnienie, które wytwarza się w tej komorze wskutek częściowego spalania paliwa, nie może być natychmiast wyrównane, lecz z początku wzrasta do pewnej wysokości, wywołując w kanałach prowadzących do przestrzeni dawkowej prąd o bardzo dużej szybkości, która służy do wtrysnięcia i rozpylenia uprzednio zebranego w komorze paliwa.

Do komory zapłonowej wtryskuje się paliwo w rozmaity sposób, albo: 1/ całkowitą jego ilość, któ-

ra spala się częściowo w komorze, w bardzo małej ilości, a reszta, t.j. główna jego część przedostaje się przez kanał do przestrzeni dawkowej, lub też 2/ doprowadza się do komory paliwo w małej ilości i spala się je tam całkowicie, wytwarza się wskutek tego wybuch, połączony ze znacznym wzrostem prężności, spaliny te powodują wtrysk reszty paliwa doprowadzanego równocześnie do kanału, lub też tam już nagromadzonego. System ten zastosował Steinbecker w swoim silniku. Wreszcie 3/ najczęściej stosowany sposób np. w silnikach Deutza, Körtinga, Sulzera jest następujący: z początku przedwcześnie wtryskuje się całkowitą dawkę paliwa i rozpyla się je w komorze. Paliwo to w nieznacznej części spala się w komorze, zwiększając prężność, następnie dzięki wytworzonemu nadciśnieniu zostaje wtrysnięte poraz drugi i doskonale rozpylone, przechodząc przez wąskie kanały do przestrzeni dawkowej.

W silniku Steinbeckera /Tabl.XLVIII f.1/ zostaje wtrysnięte na  $3^{\circ}$  przed głównym zwrotnym punktem do wąskiego kanału, łączącego cylinder z komorą wstępną  $\alpha$ , a nie do samej komory. Pewne cząstki paliwa zostają porwane przez strumień powietrza

sprężonego w cylindrze do 30 atm. i kierowanego do komory, tam się w komorze spalają, wywołują silny wzrost prężności /rys.154/, do 60 - 65 atm. i zostają wydmuchane z komory do cylindra roboczego przez wąski kanał  $k$ , w ten sposób pali-



Rys. 154

Rys. 155

wo w dalszym ciągu wtryskiwane dostaje się do cylindra i gruntownie rozpyla się. Wykres pracy dalej ma przebieg według rys.155. W silniku tym, w przeciwstawieniu do typu Bronsa, pracującego w podobny sposób, osiąga się praktycznie zupełną niezależność przebiegu spalania i opanowuje się powstające ciśnienie w sposób zupełnie pewny. - Zużycie paliwa w silniku tym wynosi około 190 gr/MK.godz. Ponieważ uruchomienie silnika zimnego przedstawia pewne trudności, gdyż paliwo wskutek niskiej początkowo temperatury w komorze nie wybucha natychmiast, przeto Steinbecker za-

stosował drugą pomocniczą pompkę, używaną przy rozruchu, która wtryskuje paliwo znacznie wcześniej, bezpośrednio przez pomocniczą dyszę *D* do cylindra, wytwarzając zapłon paliwa i w ten sposób podnosząc temperaturę w komorze. Pompka pomocnicza pozostaje w ruchu i podczas pracy silnika, wywołując powolniejsze spalanie paliwa. W ten sposób w silniku Steinbeckera powstają 2 temperatury, jedna w komorze, druga zaś w przestrzeni dawkowej cylindra.

W silnikach z komorą wstępną temperatura ścianek komory nie powinna podlegać dużym zmianom w zależności od obciążenia, a zatem podczas biegu jałowego nie powinna być zbyt niska, a przy pełnym obciążeniu zbyt wysoka. W tym celu w silnikach, w których całkowita ilość paliwa zostaje wtrysnięta do komory, daje się bardzo małą zbieżność - wtedy przy wszelkich zmianach obciążenia wskutek cząstkowego spalania wytwarza się zawsze jednakowa ilość ciepła i utrzymuje się stałą temperaturę w komorze.

Silniki z komorą zapłonową nie wymagają wtłaczania paliwa pod wysokim ciśnieniem 300 atm., jak u Vickers'a, lecz pod ciśnieniem niższym. - Maksymal-

na prężność wybuchu  $\left(\frac{p_z}{p_c} \cong 1,1\right)$  przekracza ciśnienie przy sprężaniu tylko o  $\infty$  7 - 13 %, nadaje się doskonale do większych i mniejszych rozmiarów cylindra oraz do małej i wielkiej liczby obrotów.

Wszystkie te silniki bez sprężarki pozbawione są jakiegokolwiek zewnętrznego organu zapłonowego w postaci gruszki żarowej lub magneta i t.d.

### G A Z O W N I E .

Instalacje gazowe mają na celu wydobycie ze stałego paliwa najprostszym sposobem taniego gazu w celu zużytkowania jego jako siły napędowej do silników. Początkowo był stosowany do napędu gaz świetlny, lecz jest to paliwo kosztowne i pozatym posiada cały szereg niedogodności, z których główna jest ta, że można go stosować tylko w tych miejscowościach, gdzie jest gazownia. W r. 1878 Davson wynalazł odpowiedni gaz t.zw. "wodno-czadowy", który dotychczas jest najwięcej stosowany w silnikach gazowych.

Pierwszą gazownię zbudował Benier, a w r. 1900 Taylor wprowadził pewne ulepszenia, od tej chwili datuje się rozwój silników wodno-czadowych.

Gaz wodno-czadowy stosuje się w gazowniach 3-ich typów:

- 1/ do gazu tłoczonego,
- 2/ " " ssanego,
- 3/ " " mieszanego ssano-tłoczonego.

W gazowniach 1-go typu gaz znajduje się pod ciśnieniem około 150 mm. sł. wodn. między generatorem i zbiornikiem gazu i około 50 mm. między zbiornikiem i silnikiem.

W gazowniach 2-go typu silnik wytwarza próżnię i przez to "sąsi" gaz, w tym wypadku ilość otrzymanego gazu zależna jest od silnika.

Wreszcie 3-oi typ, gdzie część instalacji — gazownik /generator/ jest pod działaniem próżni, a część — silnik pod działaniem ciśnienia, co osiąga się za pomocą exhaustora /wywietrzałka/.

Gaz wodno-czadowy jest gazem palącym się kolorem pomarańczowo-niebieskim, nie może służyć do oświetlenia, stosuje się go wyłącznie do celów przemysłowych.

Wartość opałowa wynosi średnio

$$W_g = 1000 - 1200 \text{ Cal/m}^3$$

Gaz ten posiada dużo części lotnych. Z 1 kg. antracytu otrzymuje się przeciętnie  $k = 4,7 \text{ m}^3$  gazu, mając te dane możemy obliczyć przybliżony



skutek użyteczny gazowni  $\eta_g$

$$\frac{\text{ciepło zawarte w gazie /z 1 kg. antracytu/}}{\text{ciepło w 1 kg. antracytu}} =$$

$$= \eta_g = \frac{W_g k}{W_o} = \frac{1150 \cdot 4,7}{7000} = \approx 0,75 \div 0,8$$

czyli że 20 - 25 % wytworzonego ciepła traci się przez niedoskonałe gazowanie, promieniowanie, gdzie  $W_o$  - wartość opałowa antracytu  $W_o = 7000$  Cal./kg.

Instalacje do gazu tłoczonego /Tabl.XLIX  
fig.1/.

W niedużym kotle parowym  $a$  otrzymuje się para pod ciśnieniem 4 - 6 atm., następnie za pomocą eżektora /smoka parowego/ tłoczy się ją przez rurkę, mieszając wraz z powietrzem do dolnej części gazownika /generatora/  $b$ , gdzie skutkiem niezupełnego spalania się koksu lub antracytu wytwarza się tlenek węgla. Gazownik przedstawia zamknięty piec, w którym pali się odpowiedni materiał opałowy przy ograniczonym dopływie powietrza z dodaniem pary przegrzanej.

W kotle zużywa się 10 - 15 % ilości paliwa dla wytworzenia pary. Gaz przechodzi, omijając komin *k*, przez rurkę *r*, dostaje się do odwadniacza *o*, następnie do oczyszczacza trocinowego *c*, płuczki wodno-koksowej /skrubber/ *b*, drugi odwadniacz i ostatecznie do dzwonu wodnego /zbiornika gazu/ *d*, skąd już jest tłoczony do silnika. Część ruchoma dzwonu daje gazowni stałą prężność, nawet przy zmiennej ilości gazu. Z opadaniem dzwonu mamy oddziaływanie na przewód parowy za pomocą ciężaru linki regulatora przy *S* w ten sposób, że wówczas dopływa do gazownika mniej pary. Zapas gazu w dzwonie wystarcza na 10 minut pracy silnika.

Zaletą tych gazowni jest możliwość stosowania gazów do różnych celów przemysłowych, np. do emaljerni, hartowania, topienia, ogrzewania i in., następnie wytwarzają one znacznie więcej gazu, niż tych samych rozmiarów gazownie na gaz ssany. Obecnie stosuje się jedynie w tych wypadkach, gdy silnik i gazownia są daleko od siebie, oraz również gdy pracują silniki rozmaitej wielkości /czerpiąc gaz z jednej gazowni/ i silnik większy wysysa mniejszemu wytwarzany gaz.

Wadą jest natomiast większe zużycie paliwa, niż przy gazie ssanym, ponieważ kocioł parowy spożytkowuje 10 - 15 % paliwa gazownika. Obsługa gazowni kłopotliwsza. Koszta urządzenia większe, gdyż tu musimy budować kocioł i dzwon, - a tym samym wymaga się więcej miejsca. Obecność kotła powoduje konieczność nadzoru inspekcji fabrycznej, ponieważ zachodzi obawa wybuchu.

Wreszcie najważniejsza wada - to niebezpieczeństwo przeniknięcia gazu do pomieszczenia maszynowego w razie najmniejszej nieszczelności rurociągów, lub nagłego zatrzymania silnika. Gaz wodno-azadowy jest trujący, a tlenek węgla /CO/ nie posiada ani zapachu ani barwy, co uniemożliwia zauważenie obecności jego przez maszynistę, a w dodatku może z łatwością nastąpić wybuch łatwopalnych gazów.

Gazownie do gazu ssanego /Tabl. XLIX, fig. 2/  
składają się z dwóch zasadniczych aparatów:

- 1/ gazownika i
- 2/ oczyszczacza koksowego, służącego zarazem jako ochładzacz.

Gaz otrzymuje się z paliwa w gazowniku, który jest zamknięty piec, zbliżony w swej konstrukcji

do kopulaka i z niezupełnym wolnym spalaniem.

Gazownik wykonywa się przeważnie z blachy żelaznej /dla oszczędności, aczkolwiek dużo trwalszy, jest żeliwny/. Przy typach mniejszych /do 12 MK./

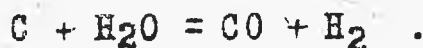
korzystniej jest wykonywać go z żeliwa. Składa się gazownik z części 1/ dolnej, t.j. popielnika, zaopatrzonego w drzwiczki do popiołu pod rusztami, 2/ z części środkowej, czyli pieca, wyłożonej cegłą ogniotrwałą, podlegającej działaniu wysokiej temperatury /  $\approx 1200^{\circ}$  / i zaopatrzonej w ruszta oraz w drzwiczki, 3/ parnika, 4/ części górnej, żeliwnej, stanowiącej przedłużenie pieca, oraz 5/ leju zasypowego, zaopatrzonego w podwójne hermetyczne zamknięcie, jedno w postaci kranu, lub też zaworu stożkowego, drugie zaś w postaci zwykłej pokrywy.

Na przewodzie gazowym pomiędzy gazownikiem a oczyszczaczem umieszczona jest komora nad kranem, wtedy dwudrogowym , lub też z boku kranu trójdrogowego, co jest korzystniejsze, ponieważ woda i nieczystości z komina nie przedostają się bezpośrednio do kranu i nie powodują szybkiego jego zużycia.

Gazownik zapełnia się z góry paliwem, z dołu

zaś znajdują się ruszta, choć są też konstrukcje gazowników bez ruszta.

Proces spalania odbywa się z dołu do góry, a wytwarzanie się gazu w odwrotnym kierunku. Gruba warstwa paliwa podtrzymuje się w rozżarzonej formie przy ograniczonym dostępie powietrza. Węgiel spala się początkowo na dwutlenek węgla  $CO_2$ ,  
 $C + 2O = CO_2$ , ten przechodząc przez wyżej leżące warstwy rozpalonego węgla redukuje się na tlenek węgla  $CO$  -  
 $CO_2 + C = 2CO$  lub  $CO_2 = CO + C$ , który już sam przez się jest gazem palnym i przy zmieszaniu się z powietrzem spala się znowu na  $CO_2$ . Gaz ten nazywamy "generatorowym" lub "ozadowym" przy względnie niskiej wartości opałowej, około  $800 - 1000 \text{ Cal/m}^3$ , rozwija on wysoką temperaturę i znajduje dość obszerne zastosowanie w technice dla ogrzewania, lecz nie nadaje się do silników, wskutek trudnego zapalania się, niskiej wartości opałowej oraz dużej zawartości części smolnych. - Jeżeli wprowadzimy do przestrzeni gazownika parę wodną  $H_2O$ , to przy zetknięciu się z rozpalonym węglem otrzymamy następującą reakcję:



W ten sposób otrzymujemy w tym samym gazowniku

drugi gaz palny z wodoru /H<sub>2</sub>/ i tlenku węgla /CO/. Jeżeli zwiększymy dopływ pary, to temperatura w gazowniku obniży się i otrzymamy t.zw. zimny bieg pieca, przytym reakcja będzie odbywać się w ten sposób:



Jednak oba te procesy mogą odbywać się równolegle. Gaz ten nazywamy "wodnym". Zawdzięczając swej wysokiej wartości opałowej /teoretycznie 2700 Cal/m<sup>3</sup>/ jest on stosowany w technice do nagrzewania i do spawania metali, lecz nie nadaje się do silników, gdzie potrzeba ciągłego wytwarzania gazu, z powodu zbyt łatwego zapalania się wskutek dużej zawartości wodoru i dość kłopotliwego wytwarzania.

Mieszanka tych dwóch gazów: "wodnego" i "ozadowego" według systemu Dowsona, wykonana w jednym gazowniku /1878 r./, jest najlepszym paliwem dla silników i otrzymuje się przez dodanie do wprowadzonego do gazownika powietrza pary wodnej. Skład gazu "wodno-ozadowego" jest w przybliżeniu następujący:

$$\begin{aligned} CO &= 20 \% \\ H &= 15 \% \\ N &= 50 \% \end{aligned}$$

$\text{CO}_2 = 6 \%$

$\text{CH}_4 = 2 \%$

$\text{O} = 1 - 2 \%$ .

Głównym bogactwem gazu jest wodór; dwutlenku węgla / $\text{CO}_2$ / powinno być jaknajmniej, gdyż nie bierze on udziału w procesie spalania; ślady  $\text{H}_2\text{S}$  - siarkowodory są niekorzystne, gdyż niszczą części z brązu i miedzi w silniku, a przytem posiadają przykry zapach.

W gazowniku rozróżniamy 4 strefy:

- 1/ dolna - nad rusztami - strefa żarzenia  
o temperaturze najwyższej  $\approx 1300^\circ$ ,
- 2/ strefa gazowania,
- 3/ " koksowania,
- 4/ " górna, przygotowawcza.

Gas wychodzi z gazownika o temperaturze około  $500^\circ$ ; jest niezdatnym do użytku, niekiedy przechodzi przez parownik, nagrzewając w nim wodę aż do parowania, do oczyszczacza koksowego /skrubber/, gdzie zostawia części stałe, przepłukiwany jest wodą, przez co ochładza się do  $30^\circ$ . Dobrze jest jeszcze stosować oczyszczacz trocinowy, lub drugi koksowy bez płuczki. Koksowy oczyszczacz jest lepszym, bo daje pewien zapas gazu i sprawniej dzia-

ła od trocin, które szybko zanieczyszczają się pozostałościami pogazowemi, skleją się i trzeba je zmieniać co 2 - 3 tygodnie, a koszt do trocin raz na rok. Między skrubberem a oczyszczaczem trocinowym powinien być umieszczony odwadniacz. Gaz gwałtownie zmienia swój kierunek, przez co osadza się woda na ściankach zbiornika i spływa na jego dno. Po wyjściu z oczyszczacza trocinowego gaz wchodzi do większego zbiornika, umieszczonego tuż przed silnikiem, skąd jest zasysany do silnika.

Uruchomianie gazownika odbywa się przez zarzucenie na ruszta warstwy drzewa, potem małej ilości paliwa /antracytu, węgla brunatnego, torfu i t.p./, następnie wentylatorem tłoczy się powietrze przy otwartym kominie, a to w celu skuteczniejszego rozpalenia ognia. Gdy otrzyma się długi pomarańczowy płomień w kraniku próbnym na przewodzie gazowym za gazownikiem, zamyka się komin i doprowadza się gaz do silnika, przytym należy pamiętać, żeby gaz usunął z rur powietrze, w tym celu daje się przed cylindrem specjalny zawór Z i próbny kranik K, gdzie można zbadać płomień /Tabl. I. fig.1/. Po ruszeniu silnika zatrzymuje się wentylator i silnik sam zasysa gaz, co jest bardzo korzystne, bo sil-



nik sam wytwarza potrzebne ilości gazu w zależności od obciążenia. Całe urządzenie pracuje przy próżni, która przy silniku wynosi do 150 - 280 mm. słupa wodnego, a po wyjściu z gazownika około 50 - 100 mm.

Nadmierna próżnia w silniku wskazuje na przeszkody w przewodach i powoduje zmniejszenie wydajności silnika. Każda gazownia powinna być zaopatrzona w specjalne przyrządy do mierzenia próżni. Części pieca, wystawione na działanie wysokiej temperatury wykłada się fasonową cegłą ogniotrwałą, niezbyt drobnoziarnistą. Między ścianką zewnętrzną a cegłą powinien być luz 20 - 25 mm., wypełniony piaskiem lub azbestowemi odpadkami, w celu otrzymania lepszej izolacji i dania możliwości rozszerzania się cegle. Obmurowanie pieca u góry zaopatruje się w stożek, służący do dobrego opuszczenia paliwa. Cegły układa się w kilka warstw, stosuje się tylko fasonowe cegły, łączy się je szamotą z gliną ogniotrwałą bez piasku, fugi dają się małe, bo mogą pęknąć. Poszczególne warstwy cegieł nie łączy się ze sobą, a dociera.

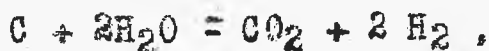
Górna część gazownika, w której temperatura wynosi tylko  $\approx 200^{\circ}$ , nie jest wymurowana cegłą i wykonywa się z żeliwa.

Ruszty robi się żeliwne, całkowite lub łączone, po parę rusztowin nitem, lub lepiej zupełnie bez połączeń. Od szczeliny między rusztami dużo zależy dobroć gazu/Tabl. I fig. 2/. Odległość  $\alpha$  wynosi średnio  $\alpha = 7 \div 12 \text{ mm}$ . Dla spiekającego się paliwa  $\alpha$  stosuje się większe, bo potrzebny jest większy dopływ powietrza.

Zalety gazowni na gaz ssany są następujące. Para sama wytwarza się w parowniku, umieszczonym często na samym gazowniku, podgrzewana bezpośrednio przez nagrzane paliwo. Silnik sam zasysa mieszaninę, przy zmniejszeniu obciążenia zmniejsza się ilość wytwarzanego gazu, a tym samym i zużytego paliwa. Obsługa prostsza niż w gazowniach na gaz tłoczony wobec braku kotła. Gazownia zajmuje mniej miejsca niż poprzednia. Silniki mogą być ustawione nawet i w piwnicach /tylko za pozwoleniem policji/. Wielkie bezpieczeństwo działania, gdyż gaz wytwarza się przy próżni, nie znajduje się pod ciśnieniem, a tym samym nie może być zatrucia powietrza i wybuchów. Trujące gazy wskutek małych nie szczelności nie wydobywają się nasewnątrz, wobec rozrzedzenia panującego podczas pracy gazownika, wskutek tego gaz nie może się ulatniać. Przeciwnie, wskutek nie szczelności powietrze przedostaje się do gazu i czy-

ni gaz uboższym, co daje się odrazu zauważyć w pracy silnika przez zwalnianie biegu. Gazownik może być przerusztowywany i oczyszczany z żużli i popiołu podczas pracy silnika bez niebezpieczeństwa wybuchu, /o ile silnik nie jest zbyt przeciążony/ przez drzwiczki popielnika, lub nad rusztem. Gdy paliwo spieka się można przez górny otwór do zasypywania paliwa wprowadzić drąg i rozbić nim paliwo.

Wadą jest niemożność przeciążenia silnika z powodu braku zapasu gazu, co powoduje trudności przy nagłych zmianach obciążenia, jak np. przy świetle elektrycznym. Mała zmiana składu gazu odbija się niekorzystnie na biegu silnika, co łatwo może nastąpić po przerusztowaniu lub po dosypywaniu paliwa /co 2 - 3 - 4 godz./. Wtedy bowiem przy przerusztowaniu wskutek zasysania przez drzwiczki dużej ilości świeżego powietrza, które chłodzi ruszta, skład gazu zmienia się, gaz ubożeje, wytwarza się nadmierna ilość niepalnego gazu według reakcji:



zamiast reakcji



wymagającej wysokiej temperatury.

W celu osiągnięcia lepszego spalania można dawać

ruszta schodkowe, lub obrotowe. Następną słabą stroną jest doprowadzanie wody, którą dobrze byłoby normować stosownie do obciążenia.

Są w tym celu specjalne aparaty /Winterthur, Güldner/, lecz obsługa przeważnie nie wyczyszcza ich, bo łatwo zanieczyszczają się. Gdy dostajemy mieszankę zbyt bogatą, wtedy silnik stuka, wadliwym jest zwiększanie dopływu wody, gdyż jeszcze większa ilość wodoru z wody wchodzi w skład gazu i czyni go bogatszym. Wogóle gazownie na gaz ssany nie nadają się tam, gdzie silnik musi długo pracować przy stałym dużym obciążeniu i równomiernym biegu /np. silniki elektryczne, prąd trójfazowy/, jak to ma miejsce w elektrowniach. Wadę tę można częściowo usunąć, dając dużą gazownię lub większe zbiorniki, lecz nie jest to korzystne .

#### Gazownie o gazie ssano-tłoczonym.

I w tym wypadku niema kotła. Za oczyszczaczem ustawia się wywietrzak /ekshaustor/, który ssie gaz z gazownika i tłoczy go do przewodu gazowego i do dużego zbiornika /dzwonu/. Dobrą stroną jest

zbiornik gazu, przedstawiający pewien zapas gazu. Gazownie te szczególnie nadają się do paliwa smo- listego, do którego trzeba często zaglądać. W pew- nej części gazowni powstaje rozrzedzenie wskutek zasysającego działania wywietrzaka, dopiero w dru- giej - tłoczenie gazu.

### Obliczenie gazowni.

W gazowniku spala się paliwo o wielkości kawał- ka 15 - 40 mm. Najlepiej palą się kawałki około 25 mm., grubsze drobi się, a kurz i miął odrzuca się /przepuszcza się przez ryfle/. Przekrój szybu robi się cylindryczny.

### Powierzchnia rusztu.

Przyjmujemy, że spalanie jest intensywniejsze niż w kotłach. Wskutek silnego ciągu, wytworzonego przez zasysanie silnika lub tłoczenia dmuchawy a mianowicie ilość spalonego paliwa na 1 m<sup>2</sup> rusztu i godz.:

dla małych gazowni	około	100 kg/m <sup>2</sup> .	godz.	rusztu
" średnich	"	150	"	"
" dużych	"	200	"	"

Dla silników o mocy większej od  $N = 25$  K.M. na 1-go KM. wypada około 30 - 40  $\text{cm}^2$ . powierzchni rusztu, a dla silników poniżej  $N = 25$  K.M. na 1 KM. około 40 - 50  $\text{cm}^2$ . pow. rusztu. Ilość paliwa poza-tem jest zależna od rodzaju paliwa. Poniższa tab-liczka podaje ilość paliwa spalanego w ciągu 1 godz. na 1  $\text{m}^2$ . rusztu i wielkość rusztów, wypadająca na 1 KM. dla danego paliwa.

Rodzaj paliwa.	Ilość w $\text{kg}/\text{m}^2$ . godz.	Przekrój szybu w $\text{cm}^2$ na 1 KM.
węgiel kamienny	70 - 90	60
" brunatny	90 - 110	55 - 60
miel węglowy	40 - 60	170 - 220

Dla paliwa drobnoziarnistego należy stosować więk-sze przekroje szybu, aby zapewnić większą ilość swo-bodnego miejsca dla przepływu powietrza.

Szyb powinien pomieszczać paliwo na cztery godz. pracy, przytem 1  $\text{L}$  objętości szybu odpowiada 0,8 kg. antracytu, 0,4 kg. koksu i 0,8 kg. węgla brunat-nego. Objętość szybu przy antracycie wynosi około 3  $\text{L}$  na 1 KM., przy koksie = 5  $\text{L}$ , przy węglu brunatnym - kamiennym 10  $\text{L}$  /KM. . Wysokość szybu powinna być dość znaczna, wyższy piec lepiej pracuje od niskiego.

Wysokość szybu otrzymuje się, dzieląc objętość przez przekrój. Przy paliwie drobnem - wysokość warstwy winna być niższą, przy grubem - wyższą. - Przy zmiennem, wagi. małem obciążeniu lepiej jest dawać dużą objętości szybu, aby piec nie wystygł zbyt szybko. Przy paliwach mających własność spiekania się również lepszym jest wyższy gazownik, gdyż wtedy łatwo tworzy się swobodna przestrzeń w warstwie paliwa, które przepuszczają powietrze niezużytkowane i  $CO_2$ , co ogromnie utrudnia pracę gazownika.

Dla rozżarzenia paliwa przed uruchomieniem silnika służy wentylator /bąk/, który dla mniejszych gazowni do 50 MK. powinien dawać około  $5 \text{ m}^3/\text{min}$ . powietrza, dla większych  $V > 50 \text{ MK}$ . około 10 - 20  $\text{m}^3/\text{min}$ ., prędkość powietrza musi wynosić 50 - 150 mm. słupa wodnego.

Parowniki do wody /Tabl.I fig.3/ bywają umieszczone /w gazowniach do 100 MK. jak np. fabr. Deutza/:  
1/ nad szybem gazownika, 2/ oddzielnie pomiędzy gazownikiem i oczyszczaczem.

1/ W pierwszym wypadku są nagrzewane bezpośrednio ciepłem gazu, oraz promieniującym ciepłem paliwa. Jednak należy zwracać uwagę na to, aby parownik

taki był stale napełniony wodą, w przeciwnym razie łatwo pęka. Parowniki te wytłoczone są o denku fali- stem, trudno jest jednak otrzymać w nich dużą po- wierzchnię ogrzewalną, czyli nie nadają się do in- stalacji o większej mocy. Również ustawienie cięż- kiego żeliwnego parownika nad szybem jest kłopotliwe i wymaga silnej budowy gazownika, który dźwiga ca- ły ciężar parownika, napełnionego wodą. Stąd wynika, że taka konstrukcja w instalacjach większych do- puszczalna jest tylko przy zastosowaniu solidnej żeliwnej konstrukcji gazownika. Oprócz tego usuwa- nie kamienia kotłowego i osadu z takiego parownika jest dość utrudnione.

2/ Parownik oddzielny /np. Körting, MAN. Pintsch/  
Tabl. I fig. 4.

Parownik taki składa się z rur pionowo osadzo- nych w naczyniu żeliwnem, napełnionem wodą. Przez rury te przechodzą gazy z gazownika i nagrzewają swem ciepłem wodę aż do temperatury parowania, stąd bowiem para wraz z powietrzem zostaje skierowana pod ruszta gazownika. Konstrukcja ta ma tę zaletę, że nie obciąża gazownika, ponieważ nie jest umiesz- czona bezpośrednio na gazowniku, można jej nadać większą powierzchnię ogrzewalną, ale zato posiada



następujące wady: 1/ rury są stale zanurzone w wodzie, tworzy się na nich kamień z wody, który łatwo przegryza rury, 2/ wodę jest trudniej nagrzać niż w parowniku górnym, gdyż ciepło promieniowania jest znacznie mniejsze, wreszcie 3/ w rurach oraz w komorach przed rurami i za nimi osiada dużo cząstek stałych, porwanych z gazownika, co przeszkadza swobodnemu przepływowi gazu.

Powierzchnia ogrzewalna parowników - 0,018 - 0,03 m<sup>2</sup>/1 MK. Pojemność wody w parowniku 0,7 - 1,2 l /1 MK. Wody w parowniku powinno być w miarę, gdyż przy zbyt dużych ilościach powstają trudności przy uruchamianiu silnika, ponieważ woda musi być najpierw doprowadzoną do stanu parowania, zanim gaz wodno-osadowy otrzyma odpowiedni stan chemiczny. Dopóki woda nie paruje, brak w gazie głównej jego części składowej - wodoru, stąd silnik ciężko rusza i wymaga dłuższego czasu do rozwinięcia całkowitego obciążenia go. Po zatrzymaniu zaś silnika para wytwarza się w dalszym ciągu, i osadzając się na ściankach powoduje rdzewienie części instalacji.

Temperatura wody, wychodzącej z parownika nie powinna przekraczać 85°C. Ilość pary wytwarzanej wynosi 0,5 - 1 kg. na 1 kg. paliwa.

Oczyszczacz musi być dość duży i powinien chłodzić gaz wychodzący z gazownika o temperaturze  $\approx 500^{\circ}\text{C}$ ., do temperatury  $20 - 30^{\circ}\text{C}$ .

Gaz wytwarzany w gazowniku posiada w przewodzie gazowym szybkość około 20 mtr/sek., jest zamieczyszczony różnymi domieszkami gazów smolnych, amoniakalnych i siarkowych oraz pyłem lotnym i cząsteczkami paliwa porwanego z gazownika, należy więc je usunąć w oczyszczaczu.

Oczyszczacz jest to aparat cylindryczny, wykonany z blachy żelaznej /5 - 7 mm./, zaopatrzony w odejmowaną pokrywę z góry do zasypywania koksu i w drzwiczki nad rusztem do usuwania go. Oczyszczacz taki jest napełniony koksem, spoczywającym na ruszcie drewnianym lub żeliwnym, pod rusztem zbiera się zaś ciepła woda i przez przelew zanurzony w wodzie uchodzi nazewnątrz. Różnica poziomów wody w części spodniej oczyszczacza i zbiorniku ściekowym winna wynosić około 300 mm., w celu zapobieżenia wciąganiu wody przez oczyszczacz ze ścieku.

W pokrywie jest umieszczony zazwyczaj dopływ wody, zakończony sitkiem lub też przyrządem rozpryskującym wodę dla równomiernego spryskiwania wodą prawie całego przekroju oczyszczacza /woda nie powinna

dochodzić do ścianek o 3 - 5 cm./ . Gaz dochodzi z gazownika od dołu, kieruje się ku górze w przeciwnym kierunku niż woda. Dolna część oczyszczacza winna tworzyć zawór wodny, celem zabezpieczenia od cofania się płonącej mieszanki z silnika do gazownika. W koksie zatrzymują się wszelkie cząsteczki stałe, znajdujące się w gazie, a woda pochłania niektóre gazy siarkowe i amoniakalne. Rura odprowadzająca gaz z oczyszczacza winna być zaopatrzoną w ochronę zabezpieczającą od zasysania wody wraz z gazem oraz od zaproszenia koksu do przewodu gazowego przy zasypywaniu do oczyszczacza.

Objętość oczyszczacza wynosi 20 - 30  $\ell$  , na 1 KM., lepiej jest stosować większe oczyszczacze. Wysokość oczyszczacza stosuje się zwykle

$H = 1/3 - 3,5/ D$  . Ilość wody zużywanej w oczyszczaczu przeciętnie 7 - 10  $\ell$  na 1 KM. godzinę.

Po przejściu przez oczyszczacz mokry kierowuje się gaz do t.zw. oczyszczacza suchego, identycznego jak poprzednio, tylko bez spryskiwania wodą. Oczyszczacz taki doskonale zastępuje wszelkie oczyszczacze trocinowe.

Do gazowni do gazu wodno-czadowego stosują się naogół dwie grupy paliw . I-sza grupa składa się

z paliw, które powinny zawierać mało części lotnych, zwłaszcza ciężkich węglowodorów /smoły/, które są niedobre z tego względu, że dają w dalszych miejscach przewodów i w silniku spiekające się kawałki utrudniające przepływ powietrza i gazów. Dobrze jest rozkładać te węglowodory na części stałe w gazowniku. Następnie powinny zawierać mało wody, która pochłania dużo ciepła i obniża temperaturę pieca; popiołu również nie może być dużo, gdyż osiada on na rusztach i utrudnia przepływ gazów; zawartość popiołu nie powinna przekraczać 5 - 7 % . Paliwa nie powinny się spiekać i zlewać, ponieważ wytwarza się osad na cegłach, które przy odbijaniu jego niszcza się. Bryłki paliwa najlepsze są o wielkości do 25 mm. Obecność siarki w paliwie jest szkodliwą. Do I-ej grupy paliwa zaliczamy antracyt, koks czysty i z małą zawartością wody węgiel drzewny. II-ga grupa składa się z paliw bogatych w węglowodory /smoły/ i wodę t.zw. bituminowych paliw. Do tej grupy odnosi się węgiel brunatny /brykiety z węgla brunatnego/, torf i drzewo. - Dla paliw drugiej grupy gazowniki trzeba budować w cokolwiek odmienny sposób, niż dla paliw I-ej grupy. Na Tabl.LI fig.1 mamy gazow-

nik dla węgla brunatnego o podwójnem spalaniu. Gazownik ten nie posiada parownika, ponieważ paliwo samo zawiera dość wody, pozatem spalanie odbywa się w dwóch warstwach, przy swobodnem dostępie powietrza, głównie od góry ponad paliwem, w mniejszej zaś ilości od dołu pod rusztami, gaz odprowadza się ze środka. Proces spalania polega na tem, aby paliwo w gazowniku zamieniło się w koks, a następnie dopiero z koksu wytworzyć gaz. Smoła powstała podczas koksowania ulega spalaniu wzgl. rozkładaniu na gazy stałe wewnątrz gazownika. Proces spalania odbywa się w ten sposób, że górne warstwy paliwa pod wpływem dolnych rozpalonych warstw koksują się /destylują się/ przez wydzielenie części lotnych, gazy i ciężkie węglowodory opadają na dół i muszą przejść warstwę rozżarzonego węgla we środku gazownika, a zatem w dolnej części gazownika wytwarza się  $\text{CO}_2$  z koksu. W trakcie tego smołowcowe gazy rozkładają się na gazy stałe. Skoksowane paliwo osiada głębiej i całkowicie spala się nad rusztami, jak i paliwo wolne od węglowodorów.

Wreszcie w ostatnich czasach zaczęto stosować do gazowników różne odpadki, spotykane w przemyśle

le, jak np. w Rosji południowej łuski od słoneczników lub pestki od oliwek we Włoszech. Na Tabl. LI fig. 2 mamy taki gazownik "Riché" o podwójnych piecach.

W piecu *A* spala się paliwo zasadnicze - przytem wydzielający się gaz przechodzi przez kanał pośredni, łącząc się z powietrzem dodatkowym do pieca zapełnionego koksem, gdzie spalają się lotne węglowodory, które nie zdążyły spalić się lub rozłożyć ani w piecu pierwszym, ani w kanale pośrednim, jak również i CO powstały przy spalaniu i otrzymuje się już czysty gaz.

Wskutek dopływu dodatkowego powietrza /w kanale *b*/ podtrzymuje się wysoka temperatura w piecu drugim, potrzebna do utrzymania w stanie zarzenia warstwy koksu, przez którą gazy przechodzą, dążąc do wyjścia z gazownika.

Zużycie koksu wynosi 3 - 4 % paliwa zasadniczego. Gazowniki te są bardzo oszczędne.

Przy budowie gazowni należy zwrócić uwagę na stan odpływającej wody z oczyszczacza, która jest mechanicznie i chemicznie zanieczyszczona przez cząsteczki gazów. O ile zawartość tych cząsteczek w wodzie odpływowej jest znaczna, to może nastąpić z biegiem czasu zniszczenie kanałów odprowadzających.

Przy małych urządzeniach do mniej więcej 15 KM. woda odpływowa może być usuwana przez odpowiednie urządzenie zbiorników z porowatym dnem, przez które wsiąka do ziemi. Można również rozcieńczyć ją 50-krotną ilością świeżej wody, przez co zostaje prawie całkowicie unieszkodliwiona. W innych wypadkach należy przewidywać specjalne oczyszczające wody ściekowej.

-----

Uzupełnienie do rozdziału o płytach fundamentowych /S.81/. Na Tabl.XII atl. II mamy normalną płytę fundamentową stojącego, wysokoprężnego, jednocylindrowego 4-o suwu, a na Tabl.XIII atl.II płytę fundamentową takiegoż 3-y cylindrowego silnika.

-----  
-----  
-----

SILNIKI SPALINOWE. Część II.

SPIS TREŚCI.

	str.
Tłok . . . . .	3
Czop tłokowy . . . . .	18
Pierścienie tłokowe . . . . .	22
Obliczenie pierścieni . . . . .	26
Smarowanie tłoków i czopów . . . . .	31
Korbowód . . . . .	32
Obliczenie korbowodu . . . . .	34
Śruby korbowodu . . . . .	36
Wał korbowy . . . . .	40
Obliczenie wałów wykorbionych . . . . .	43
Wał wielokrotnie wykorbiony . . . . .	65
Praca tarcia w czopach . . . . .	68
Czopy łożyskowe . . . . .	70
Przeciwwagi . . . . .	71
Stojaki. Ramy . . . . .	73
Stojak skrzynkowy . . . . .	74
Stojak w kształcie litery <i>A</i> . . . . .	77
Podstawa, płyta fundamentowa . . . . .	81
Uzupełnienie do rozdziału o podstawach 343.	
Ramy silników poziomych . . . . .	84
Rama z cylindrem wiszącym . . . . .	85



	str.
Cylinder z ramą z jednej sztuki	88.
Rama z cylindrem z oddzielną wstawianą tuleją roboczą . . . . .	89
Łożyska główne . . . . .	100
Panewki . . . . .	108
Łożyska główne silników 2-u suwowych	114
Łożyska główne silników wysoko- prężnych /Dieseli/ . . . . .	116
Cylindry . . . . .	121
Cylindry o dwóch ściankach . . . . .	129
Cylindry ze wstawianą tuleją roboczą	134
Obliczenie cylindra na wytrzymałość . . . . .	137
1. Naprężenia obwodowe powstające pod wpływem prężności $p_z$ . . . . .	139
2. Naprężenia osiowe pod wpływem nacisku $P_z$ . . . . .	142
3. Obliczenie przegięcia cylindra i naprężenia gnącego . . . . .	143
4. Obliczenie kołnierzy roboczych tulei . . . . .	145
5. Obliczenie kołnierza płaszcza cy- lindrowego . . . . .	146
Uszczelnienie tulei roboczej po stronie łbicy . . . . .	151

	str.
Uszczelnienie tulei roboczej po stronie rany . . . . .	156
Smarowanie cylindrów . . . . .	159
Głowice /łbice/ . . . . .	163
Regulacja biegu . . . . .	174
1. Opustowa . . . . .	175
2. Regulacja jakościowa . . . . .	179
3. Regulacja ilościowa . . . . .	185
4. Regulacja kombinowana jakościowa z ilościową . . . . .	190
5. Regulacja z opóźnieniem zapłonu /dla silników o niewielkiej mocy/	193
6. Regulacja Letombe'a . . . . .	194
Stawidła . . . . .	196
Zawory gazowe . . . . .	210
Zawory mieszankowe . . . . .	211
Zawory rozruchowe . . . . .	219
Uruchomienie zaworów . . . . .	225
Sprężyny zaworowe . . . . .	227
Kułaki . . . . .	234
1. Kułaki styczne . . . . .	245
2. Kułaki o stałym przyspieszeniu	247
3. Kułaki o profilu łukowym . . . .	248

	str.
Wtryskiwacze . . . . .	259
Dysze otwarte . . . . .	273
Uruchomianie zaworów paliwowego i rozruchowego w silnikach poziomych . . . . .	277
Pompki paliwowe . . . . .	281
Regulacja silników wysokoprężnych . . . . .	282
Sprężarki . . . . .	293
Układ i napęd sprężarek . . . . .	300
Wysokoprężne silniki bez sprężarek . . . . .	305
1.a. Silniki o mechanicznym wtrysku paliwa pod ciśnieniem . . . . .	309
b. Silniki z rozpylaniem strumieniowym paliwa . . . . .	311
c. Silniki z wirami powietrznymi . . . . .	312
2. Silniki ze wstępną komorą zapłonową . . . . .	315
Gazownie . . . . .	319
Instalacje do gazu tłoczonego . . . . .	321
Gazownie do gazu ssanego . . . . .	323
Gazownie o gazie ssano-tłoczonym . . . . .	332
Obliczenie gazowni . . . . .	333
Parowniki do wody:	
1/ Bezpośrednio ogrzewane . . . . .	335
2/ Parowniki oddzielne . . . . .	336
Oczyszczacze gazu . . . . .	338

POLITECHNIKA WARSZAWSKA  
Warszawa, ul. Politechniczna 1



11.2.19



C.00402A



400000000016780

## KOMISJA WYDAWNICZA

T-wa Bratniej Pomocy Studentów Politechniki Warszawskiej

### a) drukowane:

1. *Czopowski H. prof.* — Mechanika teoretyczna 4 tomy.
2. *Karasiński L. prof.* — Wytrzymałość tworzyw II wydanie.
3. *Podoski R. inż.* — Tramwaje i koleje elektryczne 2 tomy.
4. *Piotrowski J. inż.* — Wydajność obrabiarek i narzędzi do metali.  
i wyznaczanie czasu obróbki.
5. *Stefanowski B. prof.* — Termodynamika techniczna.

### b) litografowane: — ze wszystkich dziedzin techniki, fizyki i matematyki i t. d.

---

Antykwariat Komisji Wydawniczej przyjmuje na sprzedaż oraz poleca książki nowe i używane z dziedziny techniki, fizyki, chemji, matematyki i t. d.

Kram Komisji Wydawniczej sprzedaje wszelkie materiały kreślarskie. Kalka biała do nabycia po cenie 130.000 mkp. za arkusz.

Komisja przyjmuje książki do oprawy po cenach o 30% niższych od introligatorni.

---

Adres: Politechnika, gmach główny (Polna 3).

telefon 88-60. od 1—2 pp.