

Konstrukcja części składowych maszyny parowej . / ciąg dalszy /

VIII. Konstrukcja cylindrów.

W uzupełnieniu rozdziału VII na str.56 omówim tu zasadnicze typy cylindrów maszyn suwakowych i zaworowych.

Cylindry maszyn suwakowych.

Najprostszy cylinder suwakowy mamy na rys. 3 i 128. Skrzynka suwakowa przylana jest normalnie do cylindra. Płaskie ścianki cylindra stosujemy do ciśnienia 8 atm. najwyżej.

Jeśli długość ścianki wynosi a_2 , a szerokość b_2 /rys.159/, to ściankę liczymy na złamanie wzdłuż przekątnej według wzoru Bacha, przy założeniu silnego osadzenia ścianki :

$$\mu = 0,76 \quad \begin{matrix} b_2^2 \\ k_j = 0,38 \left(1 + \frac{b_2^2}{a_2^2}\right) \end{matrix} \quad \begin{matrix} p \leq 250 \text{ kg/cm}^2 \text{ dla } b_2 \geq 0,45a_2 \\ h_2^2 \leq 170 \text{ kg/cm}^2 \text{ dla } b_2 \leq 0,4a_2 \end{matrix}$$

h = grubość ścianki

wszystkie inne ścianki płaskie obliczamy według tego wzoru.

Skrzynka suwakowa zamknięta jest pokrywą /rys.3 i 128/, przymocowaną śrubami. Śruby te muszą uszczelniać, więc odległość ich wzajemna nie powinna przekraczać 150 mm. Dla uwzględnienia naprężenia wstępnego przyjmujemy, że ciśnienie działa do środka uszczelki i wówczas śrubę liczymy według wzoru :

$$K_r = \frac{a_3 b_3 p}{1,4 \pi \delta^2} \leq 300 \text{ kg/cm}^2$$

Pod względem wytrzymałościowym najlepszą byłaby pokrywa sklepienna do wewnątrz. Ze względów konstrukcyjnych jednak sklepiamy pokrywę na zewnątrz i to tylko w kierunku poprzecznym. Dla wzmocnienia stosujemy żebra.. Żebra przylane po wewnętrznej stronie byłyby najkorzystniejsze pod względem wytrzymałościowym, lecz jest to ze względów termicznych niepożądane, gdyż żebra takie wysysałyby ciepło ze skrzynki. Dajemy więc żebro na zewnątrz. Pokrywy robi się zwykle żeliwne, przy bardzo dużych wymiarach stosuje się staliwo wyżarzone.

Pokrywę /rys.160/ liczymy na złamanie wzdłuż przekątnej A B :

$$M_g = \frac{1}{12} \frac{a^2 b^2 p}{\sqrt{a^2 + b^2}} = W k_g = \frac{J}{e} k_g$$

gdzie $k_g \leq 250 \text{ kg/cm}^2$ dla $b \geq 0,45.a$

" $k_g \leq 170$ " " $b \leq 0,4.a$

według tegoż wzoru obliczamy pola między żebrami.

Przekrój C D liczymy na złamanie w wypadku, jeśli b jest znacznie większe od a .

Moment reakcyjny, pochodzący od śrub z uwzględnieniem naprężenia wstępnego $\sigma_r = 1,5.k_r$ /

$$M_r = \sigma_r \frac{\pi \delta^2}{4} (i_1 x + i_2 y + i_3 z)$$

$$M_s = a_3 b_2 p \frac{b_2}{2}$$

$$M_g = M_r - M_s = \frac{J_1}{e} k_{g1}$$

gdzie $k_{g1} = \varphi.k_g$. Dla przekroju kwadratowego :

$$k_g \leq 250 \text{ kg/cm}^2 \quad \varphi = 1,5.$$

Im mniejsze "b" tem mniejsze dajemy φ . We wzorze na moment reakcyjny wielkości i_1, i_2, i_3 oznaczają ilość śrub położonych od rozpatrywanego przekroju odpowiednio w odległości x, y, z .

W maszynach o podwójnem rozprężaniu pary przy wyłączeniu wrażliwości cylindra WP, cylinder NP pracuje sam parą zdławioną, musi więc być stosowany zawór bezpieczeństwa.

W budowanych dawniej maszynach suwakowych o wielokrotnem rozprężaniu pary należało stosować zawory bezpieczeństwa, mimo że suwaki płaskie mogą się odchylać od gładzi wrażliwości uderzenia wodnego. Zawór bezpieczeństwa stanowi płytka mosiężna o wypróbowanej grubości.

Wróćmy do rys.128. W miejscu Os mamy otwór z GG. 3/8 " przez który wprowadzamy smar za pośrednictwem zaworka zwrotnego. Z pompki Molerupa smar zostaje rozprowadzony wpustkami po gładzi suwakowej cylindra w ten sposób, aby smarowana była tylko para dolotowa, a żeby smar nie dostawał się do wydmuchu. W krawędziach gładzi suwakowej mamy wpustki D/5 do 10 mm. głębokości/, które służą do częściowego odciążenia suwaka. Otworek Oc służy do smarowania dodatkowego cylindra w

czasie uruchamiania maszyny. i wrazie zatarcia się tłoka. Przy Ws mamy odwodnienie skrzynki, przy Wc- cylindra / na obu końcach/. Na każdym końcu cylindra mamy nadlewki I dla indykatora z otworami o średnicy 10 mm. zakończonemi gwintem $3/4"$ lub $1"$ Whit. ; otworki te dajemy pochylone dla ścieku wody.

Jeśli cylinder posiada stawidło z suwakiem tłokowym mamy skrzynkę suwakową cylindryczną, której ściankę obliczamy tak jak normalną ściankę cylindra. Stosujemy tu na końcach cylindra zawory bezpieczeństwa o dostatecznej średnicy, ponieważ suwak tłokowy nie może tak jak płaski odchylić się od gładzi suwakowej wrazie uderzenia wodnego.

Cylindry maszyn zaworowych. Cylindry maszyn zaworowych różnią się w zależności od tego, czy maszyna pracuje z parą nasyconą, czy przegrzaną. Dawniej stosowano skrzynki zaworowe, przyłane z boku do tulei cylindrów leżących. Dostęp do zaworów był tu prosty, lecz wytrzymałościowo konstrukcja ta jest niepewna ze względu na płaskie ścianki cylindra. Obecnie przeważnie stosuje się układ, w którym zawory wlotowe są na górze, a wylotowe na dole. Dwusiedzeniowy zawór rurowy nie może się unosić przy uderzeniu wodnem, więc cylinder zaworowy tak dla pary nasyconej jak przegrzanej musi posiadać dostatecznie duże zawory bezpieczeństwa. Duże przekroje zaworów bezpieczeństwa są szczególnie ważne w maszynach wyciągowych i nawrotnych.

Cylindry dla pary nasyconej. Typowym cylindrem dla pary nasyconej jest dwutulejowy cylinder podany na rys. 161. ogrzewany parą świeżą.

Skrzynki zaworów wlotowych połączone są jednym kanałem, wylotowe - drugim. Kanały mają płaskie ścianki / ciśnienie do 8 atm./. Para dolotowa dopływa przez rurę R, przeżem wielkość "a" musi być niedużą. Chcąc mimo połączenia skrzynek uzyskać elastyczność, należy "b" dać dostatecznie duże. W ścianie zewnętrznej kanału dolotowego musi być otwór J na wyjęcie rdzenia po stronie przeciwnej rurze R. Kanał dolotowy jest szeroki i podparty żebrami. Odpływ pary odbywa się osobną rurą ; przy układaniu rur należy pamiętać o zostawieniu miejsca na swobodne przejście. W miejscach I dajemy otwory dla indykowa-

nia, a w miejscu O dla dodatkowego smarowania. Mamy tu rurę stalową E wkręconą w tuleję roboczą na gwint gazowy, a dla uszczelnienia jej dajemy pierścień miedziany M ściskany kurkiem dla smarowania. Żebra Z służą dla oparcia blachy błyszczącej. W miejscach W dajemy zawory bezpieczeństwa ; lepiej umieścić je niżej, aby krawędzie otworów tych stykały się z powierzchnią x dla odwodnienia. W miejscu N mamy smarowanie za pomocą pompy Mollerupa /otwór z GG 3/8"/. Wskazane jest również umieścić otwór dla termometru w górnej części. Osiowa odległość skrzynek zaworów wlotowych i wylotowych zależy od odnośnych mimośrodów ; zwykle mimośród wlotowy daje się do wewnątrz, więc skrzynki wlotowe mniej są oddalone od osi niż wylotowe. Przy obliczaniu należy zwrócić uwagę na przekrój H aby nie było tu dławienia. Dajemy :

$c = 40 \text{ m/sek}$ w mniejszych maszynach

$c = 60 \text{ m/sek}$ w większych maszynach.

Również ze względu na dławienie należy zwrócić uwagę na przekroje M i K.

Słabą stroną omówionego cylindra jest to, że ściankę S omywa para wylotowa i dolotowa. Cylinder ten jest ogrzewany parą świeżą, którą doprowadzamy w miejscu A, a odprowadzamy w miejscu B. do garnka kondensacyjnego. Rurki doprowadzające parę do ogrzewka dajemy o średnicy 20 do 25 mm., rurkę B - 25 do 30 mm. Ogrzewanie nie jest tu zbyt korzystne, gdyż para świeża wzdłuż ścianki S_1 ogrzewa również parę wylotową. Jeśli cylinder ten pracuje jako niskoprężny, to do ogrzewka wprowadzamy parę o ciśnieniu i temperaturze dolotowej do cylindra WP.

Rys.162 podaje konstrukcję cylindra ogrzewanego płynącą parą dolotową. Para dopływa przez A, opływa dokoła cylindra i przez otwór B wchodzi do kanału C, który łączy skrzynki zaworów wlotowych. Konstrukcja ta jest lżejsza od poprzednio omówionej, cieplnie zaś daje takie same wyniki. Ponieważ odległość "o" musi być dostatecznie duża, rdzeń składa się tu z dwóch części, co podraża konstrukcję.

Oprócz omówionych konstrukcyj, w maszynach o skoku do $S = 1000 \text{ mm.}$ spotykamy cylindry z jednego kawała, lub z przylaną pokrywą przednią etc. /patrz str.56/. Ponieważ cylindry dwuściankowe są znacznie droższe, niektórzy konstruktorzy stosują nawet w cylindrach niskoprężnych maszyn o

wielokrotnem rozprężaniu jednościankową tuleję, lecz ogrzewają zato pokrywy.

Cylindry dla pary przegrzanej. Do wszystkich tych cylindrów stosuje się zasadnicza uwaga, że nie wolno tu łączyć skrzynek zaworów wlotowych i wylotowych ze względu na wydłużania cieplne.

Najczęściej spotykany cylinder dla pary przegrzanej mamy na rys. 163. Ogrzewek nie jest tu konieczny, ale pożądanym ze względu na uruchomienie maszyny /patrz str.58/. Rury dolotowe dajemy kute, bardzo wygięte, połączone głęboko w fundamencie dla uzyskania jaknajwiększej elastyczności. Rury wylotowe - żeliwne. Jeśli mamy konstrukcję, gdzie para świeża dochodzi osobnymi rurami do każdej skrzynki, to mamy trudny dostęp do uszczelnień, które są pod okoleniem; daje się więc przeważnie soczewkę stalową dotartą do kołnierzy. Najwygodniej jest, gdy mamy kołnierz skośny /rys.164/. Chcąc tu możliwie przybliżyć rurę do cylindra dajemy kołnierz kwadratowy. Żebro Z służy do wzmocnienia i zarazem przytwierdzenia okolenia. Długość żebra - 50 do 80 mm. Blacha błyszcząca B /rys.165 i 166/ okala izolację cylindra; daje się ją dla estetycznego wyglądu. Blacha błyszcząca jest od wewnątrz oksydowana i pociągnięta minją. Otulenie składa się z podkładu z masy azbestowej, na którą przychodzi warstwa z masy krzemionkowej. /np. otulenie rurociągu wynosi 40 mm. w tem 10 mm. podkładu i 30 mm. masy krzemionkowej./ Otulenie cylindra 60 mm.

Często cylinder z rys.163 bywa wykonany z trzech części.

W maszynach stojących umieszczamy zawory obok cylindra według rys.167 lub częściej w/g rys.168.

Wszystkie omówione wyżej cylindry mają duże przestrzenie szkodliwe i powierzchnie, co jak wiemy wpływa na skraplanie wstępne. Dla usunięcia tych wad powstały następujące konstrukcje:

Maszyna Van Den Kerchove /rys.169/, gdzie postawiono sobie za zadanie zmniejszenie szkodliwej przestrzeni i strat powstałych z nieuszczelnności zaworów rurowych. Dla zmniejszenia strat nieuszczelnności zastosowano zawory tłoczkowe /patrz str.75/ umieszczone w łbicach i dość

dużą prędkość tłoka " c_m ". Celem zmniejszenia wpływu szkodliwych powierzchni zastosowano tu ogrzewanie łbic płynącą parą dolotową i dość wysokie przegrzanie.

Para świeża dopływa rurą E /w konstrukcji podanej na rys.169/ ogrzewa ona cylinder przed dojściem do łbic i zaworów wlotowych. Konstrukcję tę stosowano przy parze niezbyt przegrzanej. Teraz przy wysokim przegrzaniu nie potrzeba ogrzewać cylindra./Dzięki wyżej wymienionym własnościom osiągnięto w maszynach Van Den Kerchove stosunkowo małe zużycie pary. Zaletą tej maszyny są małe przestrzenie i powierzchnie szkodliwe.

Słabą stroną tych maszyn jest :

1.Duże koszty budowy,

2.Trudny dostęp do tłoka dzięki ciężkim łbicom.

Dla udogodnienia odejmowania łbic można dać trybik w łapie podtrzymującej łbicę, który toczy się po zębatce umieszczonej w płycie fundamentowej.

Maszyna przelotowa Stumpfa /rys.170/ powstała w roku 1905. Chodziło tu o uzyskanie lepszych rezultatów w maszynach parowozowych niż to uzyskał Lenz. Jako wzór posłużyła tu maszyna Koertinga. W maszynie Stumpfa nie mamy zaworów wylotowych, zamiast nich zaś szczeliny umieszczone w środku długości cylindra. Zawory wlotowe, wykonane jako dwusiedzeniowe rurowe, lub jednosiedzeniowe umieszczone są w łbicy. Mamy tu więc zalety maszyny V.D.Kerchove plus korzyść z dużych przekrojów wylotowych. Dzięki tym własnościom Stumpf osiągnął w swej jednocyldrowej maszynie rezultaty takie jak w najlepszych maszynach o podwójnem rozprężaniu, bo maszyna jednocyldrowa nawet droga jest zawsze tańsza od maszyny o podwójnem rozprężaniu. W maszynie Stumpfa mamy nadto jednokierunkowy przepływ pary, który powoduje cenne zjawisko "warstwowania ciepła" t.j. ustalania się temperatur ścianek w różnych miejscach cylindra.

Wykres parowy maszyny Stumpfa podaje rys.171. Wy = 10 do 12%.

Dzięki dużym przekrojom wylotowym, w martwym położeniu już prawie wszystkie para wyszła, mamy więc szybki spadek krzywej.

Co do samej konstrukcji cylindra, należy zauważyć, że może on być toczony na trzy średnice z powodu różnych wydłużeń jego części. Połączenie cylindra z łożnicą może być bez uszczeltek, tylko z powierzchniami szlifowanymi /rys.172/. Zalety maszyny Stumpfa :

- 1/ Małe koszty zakładowe.
- 2/ Małe zużycie pary /równe najlepszej maszynie o podw. rozpr./
- 3/ Stosowanie tylko dwóch zaworów zamiast ośmiu maszyny o podw. rozpr. Lecz muszą być one znacznie szczelniejsze.
- 4/ Duże przekroje wylotowe, dzięki czemu duża sprawność termodynamiczna.
- 5/ Mały wzrost zużycia pary przy spadku obciążenia.

Wady maszyny Stumpfa :

- 1/ Konieczność stosowania dużej kompresji /konieczność włączania dodatkowych przestrzeni szkodliwych lub stosowania zaworów dekompresyjnych dla pracy z wydmuchem %.
 - 2/ Sterowanie organów wylotowych przez tłok /nieprecyzyjne/
 - 3/ Bardzo małe napełnienie wskutek jednostopniowego rozprężania /duże trudności konstrukcyjne i niższa średnia temperatura ścianek/.
 - 4/ Bardzo duży nacisk tłokowy, co jednak wobec dużych mas w ruchu nie gra tak dużej roli.
 - 5/ Trudny dostęp do tłoka.
 - 6/ Dość znaczne zużycie smaru.
 - 7/ Możliwość pęknięcia tulei między szczelinami, jeśli nie są one frezowane.
 - 8/ Niebezpieczeństwo zatarcia się długiego tłoka.
 - 9/ Trudność wykonania zaworów o dostatecznej szczelności.
- Stosunek $S/D = 1$ do 1,4, przy czym wartości mniejsze dla większych maszyn.

Maszyna półprzelotowa /rys.173/ powstała w celu usunięcia wad maszyny Stumpfa. Maszyny półprzelotowe mogą pracować tak z kondensacją jak i wydmuchem. Posiadają one wąski tłok tarczowy i zwłkle pokryw /nie łożnice %. Szczeliny wylotowe W_p i W_t : pod szczelinami znajdują

się zawory dwusiedzeniowe sterowane. Dzięki temu można otrzymać żadaną kompresję i wylot przedzwrotowy. Pokrywy, podobnie jak w maszynie Stumpfa, ogrzewane płynącą parą dolotową, co wpływa korzystnie na zużycie pary.

Wykres maszyny półprzelotowej mamy na rys.174. Gdy tłok posuwa się od tylnego martwego położenia naprzód, zawór pod Wt jest stale zamknięty. Para najprzód wychodzi przez Wp a dopiero po dojściu tłoka do martwego położenia otwiera się i zawór Wt. Przy ruchu powrotnym tłoka para wychodzi przez oba zawory. Po przejściu przez szczeliny Wt rozpoczyna się kompresja. Można osiągnąć tu niezbyt dużą kompresję.

Konstrukcja z rys.173 możliwa jest jedynie przy małych wymiarach cylindra, bo powierzchnie uszczelniające A muszą być szlifowane. Przednia pokrywa dociągnięta jest ramą, tylna -śrubami.

Słabą stroną maszyny półprzelotowej jest to, że mamy tu zawory wylotowe, które wpływają ujemnie na sprawność, lecz skrzynki zaworów wylotowych nie znajdują się bezpośrednio pod dolotowemi, co jest korzystne ze względu na skraplanie wstępne. Obecnie w normalnych maszynach, gdzie nie mamy jednokierunkowego ruchu pary, nie umieszcza się nigdy skrzynek wylotowych pod wlotowemi na jednej osi.

Chcąc osiągnąć w normalnej maszynie parowej z zaworami rurowemi mniejsze skraplanie wstępne, niektórzy konstruktorzy umieszczają zawory w ogrzewanej łbicy, wychodząc z założenia, że nieszczelność rurowego zaworu zachodzi tylko przy postoju maszyny. Lecz tłoczkowy zawór ma prócz szczelności tę cenną zaletę, że nie opada na siedło, co pozwala na stosowanie dużych ilości obrotów, a maszyny szybkobieżne są tańsze.

Dażenia konstruktorów poszły jeszcze w innym kierunku. Zastosowano mianowicie normalny cylinder Stumpfa jako niskoprężny w maszynie o podwójnem rozprężaniu. W maszynie takiej, zwłaszcza jeśli cylinder Wp jest zaworowy osiąga się bardzo dobre wyniki pod względem zużycia pary. Główny bowiem spadek ciśnienia opanowuje cylinder Wp, w którym straty nieszczelności są mniejsze ze względu na mały obwód. Cylinder nisk-

prężny Stumpfa usuwa główne wady normalnego cylindra NP, przez zastąpienie zaworów wylotowych szczelinami o dużym przekroju, co daje lepszą próżnię i znacznie lepszą sprawność. Cylinder NP opanowuje mały spadek ciśnienia, a więc mamy małe straty nieszczelności ; musi on mieć sterowane lub samoczynne zawory dekompresyjne, aby nie dopuścić do pętlicy przy zaдуżej kompresji lub dodatkowy suwak w środku długości, umożliwiający kompresję nie większą od około 50%. Maszyny te są dosyć rozpowszechnione.

Łapy. Każdy cylinder musi posiadać łapy do podtrzymania łożysk wału sterującego. Łożyska te są przymocowane do łap zapomocą śrub sztyftowych lub z łbem i ustalone zapomocą kołka. Na rys.175 mamy łapę z dwoma zębami i z otworami na dwie śruby. Na rys.176 łapę z jednym zębem.

Nogi. Każdy cylinder musi być centrowany w ramie. W maszynach o niedużym skoku / do 500 mm./ można cylindra nie podpierać, a cylinder spoczywa tylko w centrowaniu. Przy większym skoku trzeba podeprzeć cylinder nogą, której nie wolno przymocowywać do płyty fundamentowej, gdyż cylinder musi mieć możność swobodnego wydłużania osiowego. Rys. 177 podaje nam najlepsze wykonanie nogi : na płycie fundamentowej P_1 opiera się noga N, a osiowe wydłużanie cylindra zapewnione jest przez listwy żelwne P przysrubowane do płyty. Miejsce styku nogi z płytą jest niekiedy smarowane. Promień R musi być możliwie mały, aby nie było nagromadzenia materjału.

Nogę należy możliwie wysoko uchwycić, gdyż musimy pozostawić dostatecznie wysoki kanał pod cylindrem ze względu na rurociągi i swobodne przejście dla mechanika.

Wadliwe rozwiązanie mamy na rysunku 178. Nie mamy tu momentu obrotowego, więc łączenie nogi z płytą śrubą jest zbyteczne a nawet szkodliwe, gdyż przy silnem dociągnięciu nakrętki cylinder nie może się swobodnie wydłużać. Aby nie móc dociągnąć nakrętki trzeba nawet wkładać osobne tulejki w otwór śruby nieco dłuższe od tegoż otworu.

Na rys.179 mamy nogę dostawianą, wykonaną osobno. Odlew jest tu

prostszy, lecz wykonanie kosztowne.

Wogóle prz. ciśnieniach większych od 6 atm. unikamy dawania nogi w środku cylindra.

IX. Pokrywy cylindrów.

Pokrywy cylindrów maszyn parowych wykonywa się z żeliwa jako właściwe pokrywy lub łbice. Te ostatnie, rzadko stosowane, omówione zostały w rozdziale poprzednim.

Tak przednie, jak i tylne pokrywy mogą być jedno lub dwuściankowe. Przednie pokrywy mogą posiadać kołnierze, tylne - muszą. Jednościankowe pokrywy zużywają mniej materiału, a dwuściankowe są kosztowniejsze, lecz posiadają większą wytrzymałość i mogą być ogrzewane parą. Często pokrywy dwuściankowe stosuje się przy dużych wymiarach cylindrów, tylko ze względu na ich wytrzymałość. Pokrywy winny posiadać jaknajmniej żeber, gdyż powodują one dodatkowe naprężenia. Naogół unikamy żeber przy ciśnieniach do 14 atm. i średnicach do 500 mm. Jeśli stosujemy żebra, to możliwie ograniczamy ich liczbę i unikamy nagromadzenia materiału, ze względu na możliwość tworzenia się pęcherzy, które powodują nieszczelności.

Pokrywy przednie zależnie od konstrukcji rozróżniamy następujące:

1/ Pokrywa przyłana do płaszcza /patrz str.59, rys.119 i 120/.

Konstrukcja dobra przy niezbyt wielkich cylindrach.

2/ Pokrywa wstawiana od przodu / K /, doszczelniona trzema pierścieniami i przytrzymywana kołnierzem ramy / patrz str.58, rys.113 i 114 /. Również konstrukcja dobra.

3/ Pokrywa wstawiona od tyłu / -O / rys.180. Średnica pokrywy musi tu być około 5 do 10 mm. mniejsza od średnicy cylindra. Konstrukcja dobra ze względów montażowych.

4/ Pokrywa stosowana tylko w maszynach tandem /rys.181/. Nie można jej stosować przy połączeniu cylindra z ramą, bo otrzymalibyśmy zbyt duży kołnierz ramy.

5/ Rys.182 przedstawia wadliwą konstrukcję pokrywy przedniej, gdzie

śruby ramy S_r łączą trzy kołnierze.

6/ Pokrywa przedstawiona na rys.183. Zamiast uszczelki w miejscu "u" mamy powierzchnie szlifowane. Cylinder centrowany jest bezpośrednio na żebrach ramy.

W maszynach zaworowych musimy zwrócić uwagę na odpowiednie ukształtowanie pokrywy wewnątrz cylindra. Najmniejszą szkodliwą przeszczerzeń daje wykrój kulisty z rys.184, lecz powoduje wydłużenie cylindra. Chcąc skrócić cylinder kształtujemy według rys.185.

Pokrywy tylne. Rys.186 przedstawia pokrywę tylną, centrowaną w cylindrze na długości "a". Zależnie od wielkości $a = 10$ do 30 mm. Szerokość uszczelki "u" 12 do 25 mm. Występ i wpustka - 5 mm. Wycięcie N w pokrywie dajemy ze względu na nakrętkę tłoka. Żebro winno być wcięte / linja kreskowana wskazuje wadliwe rozwiązanie żebra/.

Na rys.187 mamy pokrywę dwuściankową. Miejsce "b" nie uszczelnia dobrze, więc nie należy polecać tego rozwiązania. Do wyjęcia rdzenia służą otwory K, zamknięte korkiem z GG. i roznitowane. Zamiast nich można dać pokrywkę /rys.188/. Gdy drąg tłokowy nie przechodzi przez pokrywę, można zamiast drugiej ścianki dać przykręconą śrubami pokrywkę G / rys.189/. Przy M mamy uszczelnienie.

Srednie wartości odległości tłoka od pokrywy w martwym położeniu :

$S = 400$	$450-600$	$650-800$	$850-1200$	$1300-1500$
$m = 3-4$	4	$4,5-5$	$5-5,5$	$6-6,5$

Dla maszyn posobnych

$S = 700$	800	1000	1200	1400	1600
$m = 5$	$5,5$	6	$6,5$	7	8

W maszynach tandem stosujemy jednakowe szczeliny z przodu cylindra tylnego i z obu stron cylindra przedniego, ze względu na wydłużanie drąga i przełęcz. Np. : przy skoku $S = 800$ mm. cyl.NP. Szczelina $5,5$ mm. po obu stronach cyl. WP. Z przodu $5,5$ mm. z tyłu 7 mm.

Doprowadzanie i odprowadzanie pary do ogrzewania pokryw jest kosztowne, o ile nie ogrzewamy parą płynącą. Skropliny odprowadzamy do garnka kondensacyjnego. Najlepsze jest doprowadzenie i odprowadzenie osobną rurką jak wskazuje strzałka na rys.190. Ponieważ niejednokrotnie

rurka to może wychodzić poza okolenie, więc stosujemy konstrukcję z rys. 191. Mamy tu kanały wiercone i uszczelnienie przy pomocy tulejki miedzianej.

Obliczenie pokrywy przeprowadzimy dla rys.192.

Grubość ścianki "g" w pokrywie bez żeber liczymy w/g wzoru :

$$k_g = \frac{l^2 p}{2 g^2} \leq 200 \text{ kg/cm}^2 \quad \dots\dots\dots /I/$$

Dla pokrywy z żebrami grubość ścianki obliczamy, zamieniając pole między żebrami na koło o średnicy δ :

$$k_g = \frac{\delta^2 p}{4 g^2} \leq 200 \text{ kg/cm}^2 \quad \dots\dots\dots /II/$$

Sruby liczymy podobnie jak przy połączeniu kołnierza tulei z cylindrem / patrz str.62 wzór IV/.

W kołnierzu pokrywy liczymy przekroje " h_1 " i " h_2 ", zakładając, że ciśnienie pary działa do środka uszczelki, t.j. na średnicy D_m :

$$M_g = \frac{\pi}{4} D_m^2 p \cdot l_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot h_1^2}{6} k_g \quad \dots\dots\dots /III/$$

$$M_g = \frac{\pi}{4} D_m^2 p \cdot l_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot h_2^2}{6} k_g \quad \dots\dots\dots /IV/$$

k_g 260 kg/cm² dla żeliwa o wytrzymałości doraźnej 18 do 20 kg/mm².

Przy bardzo małej wysokości W pokrywę jednościankową liczymy na złamanie wpoprzek. Celem uwzględnienia naprężenia wstępnego liczymy na średnicę umieszczenia śrub t.j. $2 \cdot R_s$ /rys.193/.

$$M_g = \frac{1}{3} R_s^3 p = \frac{\pi}{6} k_g ; \quad k_g \leq 200 \text{ kg/cm}^2 \quad \dots\dots\dots /V/$$

X. Dławnice

Dławnice umieszczamy w miejscu przejścia drąga tłokowego przez pokrywę. Zadaniem ich jest uszczelnianie. Dławnice winny stawiać jak-największy opór dla przepływu pary, a zarazem nie kaleczyć drąga.

Dla pary nasyconej do 8 atm. ciśnienia, można stosować szczeliwo miękkie /konopie nasycone łojem i grafity/. Dla pary przegrzanej i wyższych ciśnień - wyłącznie dławnice metalowe t.j. pierścienie żeliwne lub ze specjalnego brązu. Dla wysokich temperatur najlepsze są pierścienie żeliwne, lub z miękkiego żelaza szwedzkiego.

Konstrukcji podanej na rys.194 nie można polecać dla maszyn leżących ; tulejka T wykonana z brązu, o ile przez nią przechodzi drąg z małym luzem, bardzo łatwo takowy uszkadza. Konstrukcję tę można stosować tylko w maszynach stojących, gdzie tulejki te stanowią prowadzenie drąga.

Uszczelnienie dławikowe musi odkształcać się razem z drągiem. Poleca się więc konstrukcję, wskazaną na rys. 195. Uszczelnienie przytrzymuje tulejka żeliwna T . Pierścienie A 10 do 16 mm. z brązu. Pierścienie B , 2 do 4 mm grubości z mosiądzu, zapobiegają wciskaniu się szczeliwa miękkiego na grzbiet pierścieni A. Szczeliwo miękkie /h/ winno być zmieniane , aby nie stwardniało. Dajemy :

$$s = 0,8.\sqrt{d} \text{ cm}$$

$$h = d + 2.s$$

$$e = 2 \text{ mm.}$$

Zaokrąglenie R stosujemy ze względu na zaokrąglenie drąga przy tłoku. Smarowanie dajemy przy x lub przy x_1 . Jeśli dławnica jest metalowa, to pierścień wystawiony na działanie najwyższej temperatury może być z jednego kawałka , a inne dzielone z trzech części.

XI. Ramy maszyn parowych.

Zadaniem ramy jest wyrównanie sił działających w cylindrze i przenoszenie ich na fundament. Rama jest jedyną częścią maszyny parowej połączoną silnie z fundamentem. Celem zmniejszenia naprężeń w ramie, trzeba nadać jej taki kształt, aby siły były możliwie centrycznie podejmowane. Przy łączeniu cylindra z ramą należy dbać o to, aby ciepło jaknajmniej przenikało do ramy ; dlatego w maszynach tandem łączymy ramę z cylindrem niskoprężnym. Cylinder centrowany jest w ramie ze względów montażowych ; kołnierze powinny stykać się możliwie tylko zebrami, a z ciśnieniem jednostkowym można tu iść do 500 kg/cm^2 .

Ramy maszyn leżących.

Rozróżniamy tu dwa zasadnicze rodzaje :

1/ Ramy bagnetowe

2/ Ramy widełkowe.

Ramy bagnetowe. Rozróżniamy tu z kolei trzy główne typy ram w zależności od wielkości maszyny.

Ramę dla maszyn lżejszych mamy na rys.196. Kołnierz ramy przechodzi w prowadnicę wózka, która połączona jest bagnetem z łożyskiem głównym. Mamy tu trzy nogi : nogę A pod łożyskiem, nogę B przy końcu prowadnicy i nogę C przy końcu ramy. W maszynach o skoku $S < 400 \text{ mm.}$ można opuścić nogę B. Niektórzy konstruktorzy nie dają jej aż do skoku $S = 800 \text{ mm.}$, lecz wówczas niejednokrotnie zachodzi ugięcie ramy pod działaniem maksymalnego nacisku normalnego. W razie silnego podparcia cylindra, można również w maszynach mniejszych opuścić nogę C. Nogi B i C mają po dwie śruby, noga A - 4 śruby. W wykonaniu podanem na rysunku mamy wadliwe rozmieszczenie śrub. Śruby H, K i M muszą tu być włożone w fundament przed ułożeniem ramy ; jest to duży błąd, bo śruby fundamentowe mogą pęknąć, a pęknięcie jednej z nich wymaga demontażu całej ramy. Należy więc tak budować, zwłaszcza maszyny cięższe, aby najpierw można było ułożyć ramę na fundamencie, a potem śruby.

Prowadnica posiada z boku okienko O , które winno być ze wzglę-

dów odlewniczych wzmocnione silniej niż to wskazane na rysunku. Okienko to musi być dość długie, ze względu na indykowanie, bo napęd indykatora zazwyczaj daje się przy wodziku. Okienko może też czasem służyć do wyjęcia wodzika.

Srednicę prowadnicy /wodzika/ znajdujemy konstrukcyjnie z wykreślenia drogi korbowodu, tak aby szczelina między końcem prowadnicy a korbowodem w jego położeniu najbliższem wynosiła 8 do 10 mm. Srednica prowadnicy nie powinna być zbyt duża, gdyż im jest większa, tem cięższą i droższą mamy ramę. W punkcie II i III mamy smarowanie prowadnicy, w punkcie I - dławnicy. Nadlewki W_1 służy do zatrzymywania oliwy i wody kapiącej z dławnicy ; najlepiej stosować tu dwa nadlewki : jeden do wody, drugi do oliwy, bowiem wówczas olej ściekający jest czysty i można użyć go powtórnie. Nadlewy L dla wału sterującego muszą być dostatecznie wysokie ze względu na możliwość przesunięcia przy odlewie. Wysokość nadlewu dajemy minimum 10 mm., a dla dużych maszyn 15 do 20 mm. Sciankę G dajemy grubszą od I ze względów wytrzymałościowych ; nadlewki W jest najpierw obrabiany i służy jako punkt wyjścia dla obróbki całej ramy.

W bagnecie dajemy otwory dla wyjęcia łożyska, W konstrukcji podanej na rysunku mamy niekorzystny rozkład materiału przy przejściu w łapy i w kołnierzu przy "u". Kołnierz winien przylegać zebrami do cylindra a nie na całej powierzchni. Dla podchwycenia smaru, aby nie wypryskiwał z ramy na fundament, należy żeliwną skrzynkę przytwierdzić do powierzchni W i do boku łożyska.

Dla średnich maszyn o skoku $S = 600$ do 1200 mm. stosujemy ramy bagnetowe z rys.197. Różni się ona tem od poprzednio omówionej, że spoczywa na fundamencie wzdłuż całej długości bagnetu.

Wysokość ramy H uzależniona jest od naprężenia w łożysku, które obliczamy w sposób następujący /rys.198/ : jeśli maksymalny nacisk tłokowy wynosi P to w przekroju I-I mamy

$$k_g = \frac{P \cdot l_1}{W_1} \leq 250 \text{ kg/cm}^2$$

a w przekroju II-II

$$k_g = \frac{P l_2}{W_2} \leq 250 \text{ kg/cm}^2$$

Dla zmniejszenia wysokości H można dać pod łożyskiem skrzynkę /jak na rysunku/ z grubszyi bocznymi ściankami. Celem zmniejszenia ramienia siły P , należy środek ciężkości przekroju umieścić jaknajbliżej osi geometrycznej, a więc górną ściankę dajemy grubszą od bocznych i prowadzimy ją w osi geometrycznej maszyny, lub nawet powyżej osi. Rama z skrzynką pod łożyskiem jest lżejsza, lecz niekorzystna dla transportu.

Podobnie jak w ramie poprzednio omówionej, ścianka g_k jest grubsza od innych ścianek. Mamy tu dwa nadlewki : B dla podchwytywania smaru i C - wody z dławnicy. Przy prowadnicy bagnet ma wysokość " h " mniejszą od H . Przy E mamy kołki pasowane do przytrzymywania łożyska wału sterującego. Rama opiera się na fundamencie łapą przylaną do kołnierza, oraz na długości L . Wycięcie W jest konieczne ze względu na ruch korby.

Na rys.199 mamy przekrój $y-y$ omawianej ramy. Dajemy $z = 6$ do 12 do 16 mm. ze względu na obróbkę. Odległość " m " dajemy większą od " n ", aby smar nie skapywał na fundament ; w tym celu dajemy też specjalny podchwył z blachy. Żebro dolne Z_1 stosujemy wysokie a cienkie ; górne Z_2 - niezbyt wysokie a dość szerokie, aby móc wywiercić w niem otwory do smarowania prowadnicy. Żebro to najlepiej jest ukształtowane na rys.203. W prowadnicy musi być otwór podłużny /rys.197/, lub okrągły /rys.203/ do wybicia klina z wodzika.

Na rys.200 mamy przekrój $x-x$ ramy z rys.197. Wykonanie z rys. 201 jest kosztowniejsze i przez to rzadziej stosowane. Ścianki B są nieco pochylone : jest to konieczne, o ile rdzeń odlewniczy wykonany jest z piasku. Ramę formuje się wierzchem do spodu. Należy zwracać uwagę na łagodne przejścia ścianek jednych w drugie ; dotyczy to przede wszystkim ścianek w pobliżu łożyska /rys.202/ Lepiej jest stosować cienkie ścianki a wyższe przekroje.

Ramę bagnetową dla maszyn ciężkich mamy na rys.203. Spoczywa ona

całą swą długością na fundamencie . Podobnie jak w ramie maszyn średnich /rys.197/, można tu wykonać skrzynkę pod łożyskiem dla zmniejszenia wysokości H . Boczne ścianki L między śrubami dla zmniejszenia naprężeń. Żebra I i III muszą być poza długością prowadnicy, gdyż służą jednocześnie jako podpory rdzenia.

Uwagi ogólne. Poleca się każdą ramę wylać betonem dla zmniejszenia nacisku jednostkowego między ramą a fundamentem. Należy dbać o to, aby siły dociągnięcia śrub fundamentowych były bezpośrednio podchwytywane przez fundament, więc śruby muszą być umieszczone jaknajbliżej żebier opartych na fundamencie /rys.204 i 205/, lub w tulejach przylanych co jednak jest droższe. Przy większych obrotach trzeba stosować dla podchwytywania smaru trzewiki żeliwne nad końcem prowadnicy /rys.206/. Można też tu zastosować podchwytywanie wokół /rys.207/, lecz jest to konstrukcja kosztowna. Pozatem przylewa się skrzynkę do ramy, lub lepiej /ze względu na łatwość odlewu/ przytwierdza się śrubami do łożyska /rys.208/. W pobliżu łożyska odległość między śrubami przytwierdzającymi skrzynkę musi być możliwie mała, a więc mniejsza od 150 mm. ze względu na szczelność. Niektórzy konstruktorzy stosują specjalnie przylany nosek nad skrzynką /rys.209/ dla ścieku smaru, lecz nie jest to korzystne ze względów odlewniczych i transportu. Kołnierz ramy musi być wykonany tak, aby nadlewka dla śruby mógł być prawidłowo obrabiony /rys.210/ ; wadliwą konstrukcję nadlewki mamy na rys.211. Śruby winny być umieszczone między żebrowaniami jak wskazuje rys.212. Smarowanie prowadnicy stosujemy zazwyczaj centralne; smarowanie zaś łożyska zostało omówione na str. .

Ramy widełkowe wymagają stosowania wału wykorbionego. Stosujemy je:

- 1/ W maszynach mniejszych o $S < 500$ mm. celem zmniejszenia kosztów budowy przez zaoszczędzenie jednego zewnętrznego łożyska.
- 2/ W maszynach o bardzo dużych naciskach tłokowych, celem zmniejszenia średnicy wału przez centralne podchwycenie sił i uzyskanie większej sprawności mechanicznej przez zmniejszenie tarcia w łożyskach.

Wogóle w maszynach jednocylinrowych, posobnych i ciężkich bliźniaczych.

Dla maszyn małych stosujemy układ w/g rys.213 i dajemy łożyska nastawne nie zapomocą klina, lecz dzielone skośnie /rys.214/.

W maszynach cięższych /compound i posobno-bliźniaczych/ dajemy układ w/g rys.215. Najbardziej obciążone tu jest łożysko II ; dlatego monter wkłada przy montażu podkładki z papieru rysunkowego pod panwie łożyska II, a po zmontowaniu wyjmuje, przez co osiąga się odciążenie łożyska II.

Układ ciężki z czterema łożyskami mamy na rys.216. Taką samą operację z podkładkami papierowymi uskuteczniamy tu dla łożysk B i C.

Typową ramę widełkową dla maszyny o skoku $S = 550$ mm. mamy na rys.217 w wykonaniu fabryki Norymberskiej. Budowa jej jest prostsza od bagnetowej. Przy O mamy spust smaru. Nadlewki L służą do przytwierdzenia skrzynki smarowej ; nadlewki Z - jako oparcie dla montera. W miejscu X należy dać luz ; wogóle pożądane jest uchwycenie ramy przez pokrywę. Oba bagnety wylewamy betonem. Pozatem stosują się tu uwagi podane przy omówieniu ram bagnetowych.

Ramy maszyn stojących.

1/ Dla maszyn niewielkich , o niezbyt dużych siłach dajemy stojak z filarami spoczywający na podstawie przytwierdzonej silnie do fundamentu /rys.218/.

2/ W maszynach większych /np.wodociągowe/ stosujemy dwa stojaki /rys.219/, lub stojak pojedynczy w kształcie litery A. /rys.220/

3/ W maszynach szybkobieżnych stosujemy stojaki skrzynkowe jak w silnikach Diesela /rys.221/.

Bliżej omówimy tylko ramy typu 1/ /rys.218/. Podstawa P_d jest silnie przytwierdzona przy pomocy śrub S_f do fundamentu i wylana betonem. Rowek dokoła podstawy służy do podchwytywania smaru. W miejscu O mamy odprowadzenie smaru. Na podstawie spoczywa stojak S_t podparty z drugiej strony filarami F.

Jeśli ciężar koła zamachowego jest G_k to maksymalne naprężenie w przekroju A - B podstawy wyniesie :

$$k_g = \frac{P + G_k}{2} \cdot \frac{l_s}{2} \cdot \frac{1}{W} \leq 200 \text{ kg/cm}^2$$

gdzie W oznacza wskaźnik wytrzymałościowy całego przekroju przez oba łożyska i skrzynkę między nimi /rys.223/, a l_s odległość między śrubami fundamentowymi.

W przekroju C-D :

$$k_g = \frac{N \cdot l_1}{W_1} \leq 200 \text{ kg/cm}^2$$

Stojak jest wzmocniony w dużych maszynach żebrami podłużnymi i poprzecznymi.

W przekroju E-F :

$$k_g = \frac{N \cdot l_2 \cdot l_3}{l_2 + l_3} \cdot \frac{1}{W_2} \leq 60 \text{ kg/cm}^2$$

Pokrywa łożyska musi opanować całkowity nacisk tłokowy, a zatem śruby S_s przytwierdzające pokrywę /rys.223/ liczymy na tę siłę, przy czym dajemy : $k_r \leq 400 \text{ kg/cm}^2$; a dla bardzo dobrego materiału i dużych wymiarów śrub możemy iść do 600 a nawet 700 kg/cm^2

Przekrój G-H przy dwóch łożyskach liczymy w/g wzoru :

$$k_g = \frac{P}{4} \cdot l_p \cdot \frac{1}{W_p} \leq 200 \text{ kg/cm}^2$$

W łożyskach maszyn stojących poleca się stosować panwie o kształcie prostokątnym z zaokrągleniami /rys.224/, aby wrazie wytarcia panwi móc wkładać dokładki.

W filarze stosujemy stopień bezpieczeństwa na wyboczenie : $\sigma \geq 25$, a naprężenie na rozerwanie $k_r \leq 300 \text{ kg/cm}^2$. Filar winien być przytwierdzony śrubami z łbem. Nie może być centrowany, ani też przytwierdzony śrubami sztyftowymi ze względu na montaż.

XII. Przełącz.

Przełącz jest to element stosowany w maszynach posobnych : łączy cylinder WP z NP, przenosi siły z tylnego na przedni cylinder oraz centruje jeden cylinder względem drugiego. Przełącze wykonywamy z żeliwa, z jednego kawała lub z dwóch i z okienkiem górnym lub bocznym.

Okienko to musi być tak duże, aby móc wyjąć przez nie tylną pokrywę i tłok przedniego cylindra. Przy niewielkich naciskach nie trzeba dawać wzmocnienia przy okienku. Przy większych siłach dajemy jeden lub dwa drążki wzmacniające. Przełącz z górnym okienkiem posiadają żebra wewnątrz ; stosując zewnętrzne żebra można wprawdzie osiągnąć mniejszą średnicę przełączy, lecz musimy wówczas dać okolenie ze względu na estetyczny wygląd.

Na rys.225 mamy przełącz z okienkiem górnym, wzmocnionym dwoma drążkami S i żebra zewnętrzne. Nadlewki X muszą być dostatecznie duże ze względów odlewniczych i wytrzymałościowych. Nadlewki P służą do przyśrubowania podpory drąga tłokowego, której powierzchnia styku zatoczona jest promieniem R. Nadlewki A i B służą do smarowania dławnic. Wpustka V - do ściekania smaru przez otwór "y".

Górne okienko jest dogodniejsze ze względu na demontaż i przenoszenie sił, lecz jeżeli chodzi o dostęp do dławnic lepsze jest rozwiązanie z okienkiem bocznym podane na rys.226. Mamy tu jeden drążek wzmacniający D. Centrowanie przy Z zapewnia swobodne wydłużanie promieniowe cylindra. Otworki w żebrach dolnych służą dla przeciekania smaru. Nogi Ł są tu smarowane przez otworki O.

Dotychczas omówione przełącze niedzielone są dość długie ze względu na okienko. Przełącz dzieloną mamy na rys.227 i 228.

Na rys.227 przełącz dzielona jest w osi pionowej. Obie połówki łączą śruby ; k_1 - kołki centrujące. Śruby muszą być z łbem ; ponieważ gwint w żeliwie łatwo jest uszkodzić, daje się zazwyczaj najprzód korek z zelaza zlewnego wkręcony i roznitowany, a w nim dopiero wierci się i gwintuje otwór na śrubę. Otwory L_1 muszą być tylko tak duże, aby zapewnić dostęp do dławnic. Przełącz ta jest krótka i o małej średnicy. Mała średnica powoduje jednak możliwość przegięcia cylindra, gdyż przełącz obchwytuje cylinder na małej średnicy. Przełącze te używane są w maszynach Van Den Kerchove.

Przełącz dzieloną w osi poziomej mamy na rys.228. Ma ona większą średnicę wobec czego nie ma obawy o przegięcie cylindra. Profesor W. Chrzanowski jest zwolennikiem przełączy niedzielonych, zwłaszcza przy dużych siłach.

XIII. Podpory draga tłokowego.

Podpory te muszą być tak wykonane, aby nie były zbyt łatwo nastawne ze względu na niepowołane ręce.

Na rys.229 mamy podporę w przełęczy. Panew z czopem kulistym opiera się na sprężynie. Mamy tu częściowe odciążenie draga tłokowego i tulei roboczej : Zależnie od przegięcia draga panew dzięki wahliwemu zawieszeniu odpowiednio się ustawia. Konstrukcja ta jest dobra. Niektórzy konstruktorzy dają klin zamiast sprężyny, lecz przy tem wykonaniu łatwo jest przegiąć drag.

Podpory stosować należy wogóle przy skoku większym od 1000 mm.

Tylne podpory poleca się dla średnic cylindra większych od 450 mm. i $c_m > 3,8$ m/sek. Tylne prowadzenie nie dźwiga tłoka, lecz tylko częściowo odciąża drag tłokowy. Dla maszyn mniejszych stosujemy tylną podporę ; dla maszyn zaś o $S > 1000$ mm. - tylne prowadzenie.

Tylną podporę /rys.230/ budujemy analogicznie jak środkową. Panew P wylana białym metalem opiera się na czopie kulistym, lub cylindrycznym /jak na rys. Lit.0/. Nastawność zapomocą jednej śruby jest zbyt łatwa, stosujemy więc podkładki. Drag w krańcowem położeniu należy zasłonić blaszanym cylindrem zaopatrzonym w otworek dla wypływu powietrza przy ruchu draga. Dla uniknięcia zanieczyszczeń okienko podpory winno być przykryte.

Tylne prowadzenie dla cylindra z nogą mamy na rys.231. Korpus tylnego prowadzenia przytwierdzony jest śrubami C do pokrywy P cylindra. Na długości L pracuje wózek przenoszący część ciężaru tłoka. Korpus prowadzenia przesuwają się osiowo na rurze R przytwierdzonej śrubami z łbem B do płyty D. Płyta D przytwierdzona jest do fundamentu śrubami A. Przy K umocowujemy galeryjkę ochronną.

Jeśli cylinder nie posiada nóg, to tylne prowadzenie musi być przytwierdzone do pokrywy cylindra i opierać się całą długością łapy L na płycie fundamentowej /rys.232/. Wykonanie to jest kosztowne, ponieważ krawędź G jest wysoko podciągnięta. Można ją obniżyć jak wskazuje linja kreskowana na rysunku.

XIV. Płyty fundamentowe .

W maszynie jednocyldrowej cylinder spoczywa nogami na płycie przymocowanej do fundamentu. W maszynach tandem można dać rozmaite podparcia : na rys.233 cylinder i przełącz mają po jednej szerokiej łapie. Przy większych ciśnieniach szeroka łapa nie jest wskazana, dajemy więc układ w/g rys.234. Płyta fundamentowa musi być lekka, o przekroju wskazanym na rys.235. Grubość ścianki dajemy nie większą od 25 mm. i od czasu do czasu żebrowanie ; w miejscach oparcia łap dajemy przekrój skrzynkowy /linja kreskowana na rys.235/.

Dla maszyn o $S > 1600$ mm. płyta musi być dzielona w jednej /rys.233/ lub w dwóch /rys.234/ płaszczyznach.

Na rys.236 mamy podparcie zapomocą oddzielnych płyt. Przełącz posiada jedną szeroką nogę, cylinder NP bez nóg, a WP - z osobno przystawianą nogą.

Płyty fundamentowe pod cylindrem normalnie nie przenoszą sił, z wyjątkiem wypadku, jeśli maszyna napędza bezpośrednio pompę lub kompressor. W tym wypadku /rys.237/ płyta łączy tamę maszyny parowej z bania powietrzną pompy. Musi ona mieć przekrój ceowy dla dobrego przenoszenia sił. /rys.238/ Chcąc ,aby płyta nie przenosiła sił, łączymy kołnierz ramy z korpusem pompy zapomocą dwóch dragów, które przenoszą siły z pompy na ramę. Kołnierz ramy posiada wówczas kształt jak na rys.239.