

panwi przez wkładanie dokładek między części panwi, poleca się u góry wybrać materiał, jak na rys. 76a

Nastawność jest dogodniejsza, gdy niema nakładek. Wtedy stosujemy kołnierze, panwie zaś z brązu fosforowego. Konstrukcje podane są na rys. 76b i 76c.

Nastawność łożysk powinna być tak wykonana, aby odległość pomiędzy środkiem osopa wału korbowego, a środkiem cylindra była możliwie niezmienna pomimo wycierania się panwi. Łożyska główne zwykle można nastawiać z obu stron.

Konstrukcja łożysk powinna być taka, aby zapobiegała wyciekaniu oliwy nazewnątrz. Oliwa przeciekając, niszczy fundament, ramę i całą maszynę.

Poleca się jako dobrą konstrukcję łożyska z rys. 76d.

Panwie składają się z 4 części. Panwie B. są nastawne i dociągane klinami K. Panwie przy małych siłach można wykonać z lanego żelaza, przy dużych siłach dolne i górne z lanego żelaza, boczne z lanej stali. W obydwu wypadkach należy je wylać białych metalem, przedtem jednak muszą być obrobione i poocynowane. Wykonanie górnej panwi razem z pokrywą jest trudne do obrobienia. Efekt naciągu śrub pokrywy pękają - trzeba je przeliczyć. Ciekawe konstrukcje można znaleźć w Nr.Nr.36 i 52 Przeglądu Technicznego z 1911 roku.

CYLINDRY MASZYN PAROWYCH

Wykonują się cylindry z żelaza lanego, odlew musi być twardy, ścisły i drobnoziarnisty o dużej wytrzymałości.

Rozróżniamy cylindry: 1/ jednościankowe; 2/ dwuściankowe /dwutulejowe/ z jednego kawała; 3/ dwuściankowe z dwóch części, t.j. składające się z 2-oh oddzielnych tulei; 4/ składające się z kilku części. Skrzynki suwakowe mogą być odlane razem z cylindrem, lub też oddzielnie i potem przyśrubowane.

Grubość ścianek cylindra oznacza się ze względu technologicznego i wytrzymałościowego. Wzгляд pierwszy decyduje zwykle u maszyn mniejszych, drugi - u większych.

Szkic 77 przedstawia cylinder jednościankowy. Aby osiągnąć dobre przenoszenie sił cylinder centruje się w ramie. Ponieważ, pod wpływem ciepła, cylinder w kierunku promieniowym bardziej się

wydłuża niż rama, więc musi on z zewnątrz ją chwycić.

Długość L, na której pracuje tłok, zwiemy tuleją roboczą cylindra.

Szkic 78 wyobraża cylinder dwaściankowy z jednego kawała. Ścież-
cia o długości t. są konieczne ze względu na wkładanie tłoka z
pierścieniami; $t = 7 \text{ m/m}$. Długość c. może być 5 m/m , przyjmujemy
jednak 12 - 15 m/m dla dobrego centrowania.

Ze względów odlewniczych przyjmujemy:

1/ Przy pionowym odlewie grubość tulei roboczej $g = \frac{D}{50} + 1,3 \text{ cm}$

2/ Przy poziomym odlewie $g = \frac{D}{40} + 1,5 \text{ cm}$

3/ $g_1 \approx g$

Odlew cylindra pionowo lanego jest lepszy gdy jest formowany w
glinie z nadlewkiem. Dla cylindrów o dużych średnicach należy
sprawdzać wytrzymałość ścianek

$$4/ K_z = \frac{D \cdot \text{cm} \cdot p_{\text{adm}}}{2 g} \leq 140 \text{ Kg/cm}^2$$

$$5/ K_z = \frac{D_1 \cdot \text{cm} \cdot p_{\text{adm}}}{2 g_1} \leq 180 \text{ Kg/cm}^2$$

Odległość w. na szkicu 78 nie powinna być mniejszą od 40 m/m u
średnich i małych cylindrów, zaś u większych większa. Dla usunię-
cia rdzenia robimy otwory, zamykane kołkami k. na gwincie gazo-
wym. Otwory w ścianie g. są rzadziej stosowane.

Stosowanie dużego W jest nieodpowiednie, gdyż zwiększa to prze-
strzeń szkodliwą, wymiary i wagę cylindra.

Cylindry dwutulejowe stosują dla zapobiegania skraplaniu wstępne-
mu, a więc przy parze nasyconej i u niskoprężnych cylindrów.

Cylinder dwaściankowy jest trudniejszy do wykonania, więc droższy
od jednościankowego.

Cylindry podług szkiców /77 i 78/ posiadają tę wspólną wadę, że
przy wadliwym odlewie muszą być wyrzucone. Korzystniejszą jest
konstrukcja z oddzielną tuleją roboczą, wstawianą w drugą tuleję.
W takim wypadku tuleja robocza może być z twardszego materiału, niż
inne części; naprężenia odlewnicze są mniejsze niż w odlewie z
jednego kawała.

Zatem mamy trudność z uszczelnieniem. Uszczelnienie uskuteczniamy przez: 1/ wsadzenie tulei roboczej ze skurczem, 2/ doszczelnienie za pomocą pierścieni miedzianych. Pierwszy sposób jest lepszy, gdyż z czasem miedź twardnieje i wówczas źle uszczelnia, jednak uszczelnienie ze skurczem wymaga wielkiej umiejętności i dlatego przeważnie stosują doszczelnienie pierścieniowe, jako łatwiejsze do wykonania.

Szkic 79 przedstawia cylinder dwuściankowy z dwóch części, w którym tuleja robocza wstawiona jest ze skurczem od strony ramy; w otwór O wlewa się biały metal. Jednak wsadzenie ze skurczem wymaga równomiernego ogrzania wszystkich ścianek, gdyż inaczej może nastąpić pęknięcie.

Szkic 80 przedstawia doszczelnienie za pomocą pierścieni miedzianych. Zewnętrzna średnica pierścienia musi być ockolwiek większa, niż wewnętrzna średnica płaszoza. Tuleja robocza ^{viii} szkicu 80 również ^{jest} wsadzona od strony ramy.

Na szkicu 81 tuleja robocza wsadzona od strony tylnej pokrywy. Przy wsadzaniu ze skurczem zewnętrzna średnica tulei roboczej w miejscu uszczelnienia powinna być o $\frac{1}{1000}$ do $\frac{1}{2000}$ większa od odpowiadającej części wewnętrznej średnicy płaszoza.

Niezależnie od wkładania ze skurczem stosuje się jeszcze doszczelnienie za pomocą wpustek O wypełnianych kitem żelaznym.

Można doszczelniać i pierścieniem miedzianym. Pierścień taki dobrze uszczelnia, gdyż miedź bardziej się rozszerza niż żelazo. Tuleję jest lepiej wsadzać od strony ramy, gdyż umożliwia to docisnięcie jej kołnierzem ramy /profesor b. zaleca tę konstrukcję/. Przy wsadzaniu tulei roboczej od strony odkorbowej /szkic 81/ należy umocnić ją 4-ma kołkami K. Prócz kołków stosuje się śruby. Występ Z na rys. 81. jest konieczny, aby monter wiedział, jak umieścić tuleję.

II. Doszczelnianie za pomocą pierścieni miedzianych.

Stosuje się 3 pierścienie miedziane $6 \times 6 \frac{m}{m}$, wykonywa się je z jednego zwoju i dobija coraz dalej. Należy to jednak czynić tak, aby tuleja się nie cofała przy wbijaniu i aby większe wydłużenie się tulei niż płaszoza powodowało sciskanie pierścieni, nie zaś usuwanie ich nazewnątrz.

Szkic /82/ nie jest dobry, bo tuleja przy wbijaniu cofa się wstecz, a pierścienie by wypadły.

Dobre wyniki daje uszczelnienie podług szkicu /83 i 83'/ z trzema pierścieniami miedzianymi. Konstrukcja tego rodzaju *jest* kosztowną, przy wydłużaniu się tulei pierścienie się sciskają i dobrze uszczelniają.

Pomiędzy tuleją roboczą, a przednią pokrywą musi być szczelina, by tuleja mogła się rozszerzyć.

Jeśli przednia pokrywa przyłana jest do płaszcza, to stosujemy konstrukcję podług szkicu /84/. Jeśli mamy wsadzić tuleję bez skurozu, to miejsce uszczelniające musi być dokładnie obtoczone, zaś powierzchnia H doszlifowana.- Kładzie się papier rysunkowy lub cieniutki klingiert *w celu uszczelnienia*

Zamiast konstrukcji /84/, robią niektórzy według szkicu 85, gdzie trzy pierścienie miedziane M. uszczelniają. Wbijanie ich jest bardzo uciążliwe, a przy złym uszczelnieniu poprawka jeszcze trudniejsza, t. jest nie pochyłe, lecz odsunięte. Profesor tej konstrukcji nie poleca.

Odległość pomiędzy obiema tulejami \underline{W} nie powinna być za duża ze względów formierskich. Wogóle należy dbać o to, aby zewnętrzna tuleja, zwłaszcza większych cylindrów, miała jednostajną średnicę. Przy wsadzanej tulei dla średnic do 500 mm $\underline{W} = 15 \text{ mm}$, potem zaś stopniowo wzrastają, a u dużych dochodzi do 30 mm. Nie poleca się wogóle $\underline{W} < 15 \text{ mm}$.

Na szkicu 86 \underline{W} należy tak rozłożyć, by występy \underline{b} i $\underline{b'}$ były równe.

Dla tokarza byłoby najlepiej, aby $D_z = D'_z$. Należy uważać, aby $\phi D_p < \phi D_z$, a mianowicie $D_z \geq D_p + 8 \text{ mm}$, gdyż rdzeń odlewniczy winien przejść przez D_z .

Zamiast umocowania za pomocą kołków podług szkiców /81 i 84/ można tuleję przyśrubować.

Zwłaszcza często stosuje się to u maszyn stojących o większych średnicach /szkie 87/, jednak konstrukcja ta nie jest odpowiednia przy małej średnicy, a wielkiej długości cylindra, bo powierzchnia J. musi być starannie obrobiona, aby dać dobre uszczelnienie. Przed wojną stosowano osobną tuleję roboczą i

dla pary przegrzanej, co pozwalało podgrzewać maszynę przed puszczaniem w ruch, wpuszczając parę pomiędzy obie tuleje. Obecnie jednak stosują konstrukcje tańsze.

Szkic 87 wyobraża cylinder z 3 części; konstrukcja ta używa się przy parze przegrzanej, aby uniknąć pęknięcia cylindrów. Konstrukcja ta wymaga dokładnego wykonania: centruje się na długości ℓ . E - donalifowywa się. Aby mógł służyć jeden model przy odlewie części A i C powinny być identyczne.

Do obtaczania cylindrów są najdogodniejsze karuselowe tokarki, gdyż wszystkie wymiary mogą być obrabiane. Gdy niema takiej, nie należy używać zbyt małego D_t , aby trzon mógł przejść.

Stosuje się w przybliżeniu:

przy $D \text{ m/m}$	$D_t \text{ m/m}$	$D \text{ m/m}$	$D_t \text{ m/m}$
300	130	1000	260
400	160	1500	310
600	200	1800	360
800	230	2200	400

Próca tulei cylindrów powinno się obliczać na wytrzymałość kołnierze, zwłaszcza, gdy są ostre wcięcia /kołnierze często pękają/. Szkic 89 przedstawia kołnierz cylindra po stronie ramy.

Przekrój I - I:

$$K_b = \frac{P \cdot 12.6}{\pi D_1 h_1^2} \leq 200 \text{ Kg/cm}^2$$

Przekrój II - II już po przyjęciu 1, sprawdzamy

$$K_b = \frac{P \cdot 12.6}{\pi D_2 h_2^2} \leq 200 \text{ Kg/cm}^2$$

Przy ostrych wcięciach należy brać małe K_b , gdy niema wcięć możemy K_b zwiększyć do 260 Kg/cm², zwłaszcza przy stosowaniu żeber. Śruby przy ramie nie są uszczelniające, więc lepiej stosować mniejszą ilość mocnych śrub. Łby u śrub dajemy czworokątne, gdyż takie tańsze i łatwiej je ubezpieczyć, zwłaszcza, że są pokryte masą izolacyjną. Oznaczając przez i ilość śrub i przez δ średnicę ich rdzenia otrzymamy:

$$K_z = \frac{P}{i \frac{\pi \delta^2}{4}} \leq 400 \text{ Kg/cm}^2$$

Przy liczeniu na zewnętrzną średnicę śrub bierzemy

$K_z \leq 300 \text{ Kg/cm}^2$. 1, powinno być jaknajmniejsze. Szerokość

uszczelki stosuje się w granicach od 12 - 25 m/m, naprz. przy
 $D = 300 \text{ m/m}$ $U = 15 \text{ m/m}$

Połączenie tylnej pokrywki z cylindrem.

Mamy układ maszyny tandem, przyczem cylinder wyskopreżny znajduje się z tyłu. Pokrywki mają być tak przyciągnięte, by uszczelniały /szkic 90/ $U = 12 - 25 \text{ m/m}$.

Aby uwzględnić naprężenie wstępne dopuszczamy małe K_z i przyjmujemy większą średnicę działania pary. Bierzemy ją $= D_m$ /środek uszczelki/

$$K_z = \frac{\pi D_m^2 p}{4 i_2 \frac{n \sigma_z^2}{4}} \begin{cases} \leq 300 \text{ dla } \text{śrub} \leq 1\frac{1}{2}'' \\ \leq 380 \quad " \quad " \geq 1\frac{3}{4}'' \end{cases}$$

Odległość pomiędzy śrubami 160 m/m, jeśli $p \leq 4 \text{ atm.}$ i ≤ 140 przy $p > 8 \text{ atm.}$

Śruby A służą do umocowania nie zaś do uszczelnienia, przeto bierzemy ich mniejszą ilość, lecz silniejsze.

$$K_z = \frac{P_w}{i_1 \frac{\pi \sigma_z^2}{4}} \leq 400; \quad K_b = \frac{P_w \cdot 13}{(\pi D_3 - i \sigma_s) h_3} \cdot 6$$

O miejscach σ_s gdzie materiał wycięty należy pamiętać.

Skrypty
CYLINDRY SUWAKOWE.

Konstrukcja o płaskich ściankach nie powinna być stosowana powyżej 8 atm; wzmacnianie żebrami zaś nie jest wskazane, gdyż żebra pękają; aby szczelina się nie powiększała, wstawiamy w koniec jej nit. Można i przy skrzynce suwakowej stosować wentyl bezpieczeństwa, lepiej jednak jest stosować płytkę pękającą przy ciśnieniu granicznym /naprz. płytka pęka przy 8 atm.//

Na szkicu /91/ ścianka pęka podług wskazanej linii tem łatwiej im większy stosunek $a : b$. patrz szkic /92/

punkt S /d/ siła $\frac{abp}{2}$ dźwignia $S = \frac{1}{3} \frac{ab}{\sqrt{a^2+b^2}}$

" A /p/ reakcja N_A " " $S = \frac{1}{2} \frac{ab}{\sqrt{a^2+b^2}}$

" B /g/ " N_B " " $S = \frac{1}{2} \frac{ab}{\sqrt{a^2+b^2}}$

Żeber się nie uwzględnia, bo są niskie. Momenty reakcyjne,

1/ $M_w = \frac{1}{2} abp \cdot \frac{1}{2} \frac{ab}{\sqrt{a^2+b^2}}$

2/ $M_g = \frac{1}{2} abp \cdot \frac{1}{3} \frac{ab}{\sqrt{a^2+b^2}}$

3/ $M_b = M_w - M_g = \frac{1}{12} \frac{a^2 b^2 p}{\sqrt{a^2+b^2}} = K_b \cdot \frac{\sqrt{a^2+b^2} \cdot g^2}{6\mu}$

$\mu = 0,76$, bo końce ścianki mocno osadzone

4/ $K_b = 0,38 \frac{b^2 p}{1 + \frac{b^2}{2} / g^2} \begin{cases} \leq 250 \text{ jeśli } b \geq 0,45 \text{ a} \\ \leq 170 \text{ " } b < 0,4 \text{ a} \end{cases}$

Śruby łączące pokrywę ze skrzynką suwakową, aby zapewnić uszczelnienie, winny być rozmieszczone nie dalej jak o 150 mm.

5/ $K_f = \frac{a, b, p}{i_s \frac{\pi \delta^2}{4}} \leq 300 \text{ Kg/cm}^2$ gdzie δ jest średnica rdzenia śruby.

Pokrywa

Oblicza się jak ścianki lecz, ponieważ osadzenie nie tak mocne, przyjmujemy $\mu = 1$; żebra i kształt wypukły znacznie zwiększają wytrzymałość. Najlepiej stosować kształt według szkicu /93/. Przy poprzecznej wypukłości otrzymujemy łatwiejszą konstrukcję. Żebra wewnętrzne bardziej by wzmacniały, jednak odprowadzałyby wiele ciepła, przeto stosujemy zewnętrzne. Dla dużych skrzynek stosuje się pokrywę wklęsłą podłużną. Liczymy do środka śrub a_2 b_2 aby uwzględnić naprężenia wstępne. W przekroju AB liczymy jak poprzednio

6/ $M_b = \frac{1}{12} \frac{a_2^2 b_2^2 p}{\sqrt{a_2^2 + b_2^2}} = \frac{J}{6} K_b \cdot K_b$ to samo co w /4/ szkic 17.



$S_2 = \frac{b}{2} \sin \alpha = \frac{b}{2} \cdot \frac{a}{\sqrt{a^2+b^2}}$
 $S_1 = \frac{1}{3}$ wypukłości = $\frac{1}{3} b$
 $= \frac{1}{3} \frac{b \cdot a}{\sqrt{a^2+b^2}}$

gdy $\frac{a}{b}$ duże, przeliczyć przekrój C-D

$$K_b \leq 250 \text{ jeśli } b \geq 0,45 a$$

$$K_b \leq 170 \text{ jeśli } b < 0,4 a$$

Liczmy przekrój C-D

$$7/ \alpha) M_w = \frac{\pi \delta^2}{4} K_z (\dot{L}_x x + \dot{L}_y y + \dot{L}_z z); \quad K_z \text{ duże, gdyż monter}$$

mocno dociąga śruby.

$$3) M_{g_1} = a_1 b_3 p \frac{b^3}{2}$$

$$8) M_b = M_w - M_{g_1} = \frac{J_1}{e_1} K_{b_1}; \quad K_{b_1} = \varphi K_b; \quad \varphi = 1,5$$

plyta kwadratowa, b małe, φ małe.

Wszystkie pola pomiędzy żebrami należy przeliczyć.

Dla cylindra maszyny jednocyldrowej o skoku $S \leq 500 \text{ mm}$ nogi są niepotrzebne - wystarcza przymocowanie do ramy. Dla większych maszyn noga konieczna - pośrodku cylindra lub w końcu. Umieszczenie nogi pośrodku nie poleca się, gdyż górna część cylindra gorętsza, zaś noga zimna, więc może nastąpić pęknięcie - wobec tego lepiej nogę umieszczać w końcu cylindra. Przy $p > 6^{\text{atm}}$ należy przy-
lać lub przymocować nogę. Przylewając nogę należy brać pod uwagę, aby środek cylindra mało się przesunął. W tym celu górna krawędź nogi winna mieć kierunek do środka cylindra lub wyżej. Noga przy-
lana utrudnia odlew i formowanie. U maszyn o większym skoku da-
jemy nogi z przodu i z tyłu. Aby cylindrowi umożliwić swobodne
wydłużanie nie powinno go się mocno przytwierdzać do fundamentu,
lecz stawia się nogi na płytach fundamentowych p obrobionych.

Te zaś płyty są mocno przytwierdzone do fundamentu. Jako przykład może służyć wydłużenie cylindra o 8 - 10 mm przy skoku S 1800mm.

Dobrze jest dać boczne prowadzenie nodze zwłaszcza dla maszyn tandem; również i dla cylindrów z kilku części, patrz szkic /94/.

Listwy z żelaza lanego L służą za prowadnice. Aby cylinder mógł się rozszerzać promieniowo musi noga chwytać w dolnej połowie.

Noga się rozgrzewa, trzeba więc cylinder uchwycić jaknajwyżej.

Noga w pobliżu cylindra powinna być wytrzymałsza, oraz powinna być rozkraczona na wielkość kanału K, by był łatwy dostęp do wentyli wypustkowych. Zamiast prowadzeń bocznych niektórzy konstruktorzy

przepuszczają śruby przez nogę, kt. jednak słabo dociąga się. Aby monter nie mógł mocno przykręcić nakrętki czasami stosują konstrukcję według szkicu /95/. Mianowicie, zakłada się rurę gazową ^{która jest} $\phi 0,25 \text{ m/m}$ dłuższą od tulei T; Nakrętka więc opiera się tylko o krawędź rury, więc daje małe tarcie i jednak zapobiega unoszeniu się cylindra. Jest to jednak dość kosztowna konstrukcja. Występy W nie dopuszczają oliwy do fundamentu. Aby umożliwić promieniowe wydłużanie się cylindra stosuje się konstrukcję według szkicu 96.

Na końcach cylindra wiercimy otwory $\frac{3}{4}''$ dla indykatora, z dwóch stron w ściankach w dole ⁵⁴ otwory dla kurków odwadniających; $\frac{3}{8}''$ /gazowy gwint/ otwór dla smarowania; u góry dodatkowy otwór do smarowania.

Przy suwakach płaskich nie potrzeba wentyla bezpieczeństwa, natomiast suwaki tłokowe i wentyle wymagają wentyli bezpieczeństwa, gdyż przy uderzeniu wody nie mogą one się unieść trochę i przeto grozi zniszczenie części maszyny. Wogóle woda w cylindrze jest b.niebezpieczna. U maszyn nawrotnych stosujemy wielkie wentyle bezpieczeństwa $\phi 100 \text{ m/m}$.

Wogóle wentyl bezpieczeństwa waha się od 40 do 60 m/m.

CYLINDRY WENTYLOWE.

Naogół konstrukcja tulei i pokryw prawie identyczna z konstrukcją odpowiednią cylindrów suwakowych. Stosuje się jednak inną konstrukcję dla cylindra WP. i inną dla NP. Zwłaszcza ze względu na koszt konstrukcji niezawsze cylinder WP. ogrzewany /szkic 97/. Konstrukcja ta używa się dla cylindrów przy $p=8 \text{ atm.}$. Skrzynki wentylowe ^{wpuskowe} umieszcza się na końcach cylindra, wpustkowe u góry, wylotowe u dołu. Skrzynki wentyli wpustkowych łączymy w ten sposób, że para dopływa jedną rurą. Również i skrzynki wentyli wylotowych łączymy tak że wylot pary odbywa się przez jedną rurę. Niedogodność tej konstrukcji ta, że para świeża dopływająca do cylindra styka się z parą wylotową przez ścianki.

Zależnie od tego, czy 1/ogrzewamy tuleję roboczą parą świeżą specjalnie doprowadzaną do płaszcza, oddzielną ^{osrednio} rurką 15 - 25 m/m, 2/para

doprowadza się do płaszcza i dopiero po obejściu tulei roboczej wchodzi do skrzynek wentylowych, 3/ wcale nie ogrzewamy tulei roboczej, otrzymujemy 3 konstrukcje cylindra.

1/ Cylinder niskoprężny /szkie 97/ R - rura wlotowa. Odpływ rurą łączącą skrzynki wentyli wylotowych. Konstrukcja ta ma tę zaletę, że para świeża styka się u dołu cylindra na pewnej przestrzeni przez ścianki z parą odpływową. A otwór 20 m/m dla doprowadzenia pary świeżej celem ogrzania tulei. B - otwór 25 m/m odprowadzający parę do garnka kondensacyjnego. Przy N. smarowanie pary gwinot 3/8" gazowy. Smarowanie pary w cylindrze niskoprężnym zbyt niebezpieczne, gdyż dość oliwy zawiera para wychodząca z cylindra wysokoprężnego. Rura do smarowania pary jest na szkicu 98. R jest rura stalowa wkręcona, P pierścienie uszczelniające i S grubość ścianki. Przekroje H i C należy przyjmować ze względów odlewniczych oraz ze względu na dostateczny dopływ pary - mianowicie, należy wybrać je 40 m/m, aby rdzeń mógł być usunięty. Wzmocnienie za pomocą żeber konieczne, lecz to utrudnia wyjęcie rdzenia. Otwór J w miejscu Y służy do wyjmowania rdzenia. Podłużnego zebra Z u góry pomiędzy skrzynkami wentylowymi należy unikać, ponieważ ono nie wzmacnia, zaś całość staje się mniej elastyczną. U góry przed skrzynką wentyli wlotowych znajduje się nadlewki T dla umieszczenia termometru. J - otwory dla indykatorów znajdują się po obu końcach cylindra. Gdy gałazdo wentylowe znajduje się w cylindrze, należy robić dostatecznie wielki przekrój M. W okolicy W. otwory dla wentyli bezpieczeństwa 20 - 40 m/m; dla maszyn wyciągowych powiększa się je do 100 m/m. Nadlewki W. służy do umieszczenia kurków odwadniających, patrz rys. 99 i 100. W. jest trudniejsze do wykonania i może się nie udać W₁ = 25 m/m; W₂ - wiercone. Krawędź W. winna dochodzić do X. Otwór A. doprowadza parę ogrzewającą cylinder, otwór B. odprowadza. A₁ = 20 m/m, B₁ = 25 m/m. Przy konstruowaniu cylindra nie należy dawać zbyt wysokich i cienkich nadlewków, kt. by dochodziły do otulającej blachy błyszczącej, gdyż takie nadlewki nie są mocne i często odłamują się przy transporcie. Gdy potrzebne takie długie występy, należy zamocowywać w niewielkim nadlewku na gwincie gazowym trzon z kutego żelaza. Do umocowania łożysk wału rozdzielczego służy para nadlewków L, zwykle symetrycznych. Łożyska przymocowują

się za pomocą śrub, zaś położenie ich ustala kołek dopasowany. Przymocowanie łożysk do cylindra jest z tego względu ważne, że wówczas wał wydłuża się razem z cylindrem. Dlatego nie należy umieszczać łożysk tych na płycie fundamentowej. Położenie wentyli zależy od rodzaju stawideł. Czasami osie skrzynek wlotowych i wylotowych wentyli są wspólne, częściej jednak odległość pomiędzy ich osiami jest równa odległości osi mimośrów. W dolnej części cylindra znajduje się otwór do smarowania pary. Nogi cylindra winny być dostatecznie rozkwaszone, a to w celu łatwego dostępu do przedniego wentyla wylotowego.

Żebra nad ścianką Y służą do przytwierdzania listew podtrzymujących blachę błyszczącą.

Szkic 101^{a b c} wyobraża konstrukcję, w której para najprzód opływa tuleję roboczą, potem zaś wchodzi do skrzynek wentylowych. Wysokość W, zwłaszcza w miejscu złączenia z rurą dolotową winna być dostateczną, aby nie było dławienia. Jednak takie zwiększenie średnicy wymaga wykonania formy z 2 części dla możliwości wstawienia rdzenia. Występ H powinien zastąpić materiał wyjęty z otworu. W niektórych konstrukcjach opuszczają ściankę B - stosuje się to jednak u małych maszyn. Pochylenie ścianki Z nieznaczne aby uniknąć zginania. Dla zmniejszenia szkodliwej przestrzeni wykonuje się zwężenie A. Powierzchnie obrabiane C występują na 8 - 10 m/m.

Szkic 102 wyobraża konstrukcję o przedniej pokrywie przylanej do płaszcza. Na szkicu 103 mamy cylinder bez płaszcza; jest to konstrukcja tańsza, lecz daje mniejszy skutek termiczny.

Dla maszyn o skoku poniżej 1000 m/m stosuje się konstrukcja podług szkicu 104 - odlew tulei roboczej i płaszcza z jednego kawała; ostatnie dwie konstrukcje stosują się dla niskich ciśnień. Na szkicu 105 jest przedstawiony cylinder z płaszczem. Wentyle obecnie rzadko są stosowane do maszyn stojących. Układy schematyczne maszyn stojących wskazują szkice 106 i 107; wentyle są tu umieszczone w skrzynkach znajdujących się po jednej lub z obydwóch stron cylindra; układ podług szkicu 107 jednak komplikuje mechanizm stawidłowy. Czasami wentyle górne umieszcza się w pokrywie, dolne zaś z boku w skrzynkach.

Rys. 108 wyobraża cylinder dla pary przegrzanej; w tym wypadku należy dbać o to, aby poszczególne części mogły się swobodnie wydłużać. Parę doprowadza się i odprowadza do każdej skrzynki wentylowej osobną rurą. Rury te łączą się odpowiednio ze sobą na pewnej odległości od cylindra do-

piero w fundamencie. A. i B. - rury wlotowe, C. i D. - rury wylotowe ;
Z. - żebro dla umocowania blachy błyszczącej. Ponieważ kołnierze rur doprowadzających parę znajdują się pod osłoną, należy dbać o dobre uszczelnienie. W tym celu stosuje się uszczelkę stalową o kształcie soczewki, przyszlifowaną do kołnierzy cylindra i rury /szkie 109/. Izolacja cylindra składa się z warstwy 10 m/m masy azbestowej i 30 - 60 m/m masy krzemionkowej. Blacha otulająca nie powinna wcale dotykać bezpośrednio cylindra ; pomiędzy blachą, a izolacją znajduje się warstwa powietrza. Dla zmniejszenia promieniowania blachę oksyduje się, od wewnątrz zaś smaruje się minją.

Umocowanie blachy tej grubości z $1\frac{1}{2}$ m/m. wskazuje to szkic 110. Możemy dać albo okrągłe nadlewki dla umocowania listew, lub też do środkowego zębra przymocować kawałki żelaza K, w nie wpuścić listwy M, na kt. opiera się okolenie. Żebro to o wysokości 50 - 70 m/m. jednocześnie wzmacnia tuleję.

Stosuje się dla maszyn o parze przegrzanej często cylindry wykonane z 3-ech części, przyczem czasami pokrywy mogą tworzyć część osobną wsadzaną, czasami zaś wykonują się w kształcie łbic.

Konstrukcji można znaleźć:

Frej, Cylinder Ortfester Dampfmaschinen Przegl Techn. r. 1910 NN. 5, 6, r. 1911 NN. 34, 36, 38.

Wady wyliczonych konstrukcji: duże szkodliwe przestrzenie i duże szkodliwe powierzchnie, oziębianie cylindra przez pokrywy i skrzynki wentylowe, potem nieszczelność wentyli rurowych. Wreszcie para wchodząca do cylindra styka się z zimnym wentylem wylotowym.

Wadom tym w pewnej mierze zapobiegają konstrukcje nowe van den Kerchove i Stumpf'a.

Cylinder konstrukcji Van den Kerchove przedstawia szkic 112. Cylinder ten składa się z 2 łbic i tulei roboczej z płaszczem. W łbicach ogrzewanych parą dolotową umieszczone są wentyle tłokowe, przez co osiągamy małe przestrzenie szkodliwe i wielką szczelność. Para dopływa przez otwór E i później przez kilka okien wchodzi do łbic. Wykonują się te cylindry i bez płaszcza, zwłaszcza dla pary przegrzanej. Słabą stroną tej konstrukcji jest kosztowne wykonanie i trudny dostęp do tłoka. Aby go ułatwić, blachę okalającą wykonują się również z 3-ech części oraz umieszcza się przy nodze tylnej kółko zębate i za pomocą zębniicy odsuwa się łbicę. Maszyny te zużywają bardzo mało pary na konia i godzinę. To samo ogrzewanie łbic

parą dolotową zastosował Stumpf /szkie 113/ przy swej maszynie przeletowej. Zamiast wentyli wypustowych stosuje on szczeliny wylotowe sterowane tłokiem ; w łbicach znajduje się po jednym wentylu.

Z powodu małej przestrzeni szkodliwej niezbędne są wentyle bezpieczeństwa jako ochrona przed uderzeniami wody. Przekroje wylotowe są b.wielkie.

Wy = 10 - 12% , Kompresja ogromna 85 - 90% tak że konieczna jest praca z próżnią. Przy pracy z wolnym wydmuchem ^{du}niezbędne dodatkowe przestrzenie szkodliwe. Wykres parowy szkie 111. Cel tej maszyny - stworzenie maszyny taniej, pracującej równie ekonomicznie, jak maszyny o podwójnem rozprężaniu. I rzeczywiście odznacza się ona małymi kosztami zakładowymi, małym zużyciem pary, małą ilością wentyli - zamiast 8-iu, tylko 2 ; skrzynki wentyli wylotowych nie istnieją, przeto oziębianie mniejsze, szczeliny wylotowe mają wielki przekrój, co zmniejsza opory wylotowe i daje dobrą próżnię w cylindrze. Wady maszyny: małe napełnienie, co powoduje trudności w mechanizmie stawideł, wielka kompresja, niemożność pracy z wolnym wydmuchem, trudny dostęp. Konieczny wielki długi tłok, co daje ciężki mechanizm. Tłok ten spoczywa na tulei cylindra, zużywa duże oliwy i musi być od spodu przykryty blachą miedzianą. Wreszcie szczeliny powodują częste pęknięcie cylindra przy odlewie. Obecnie często stosują maszyny, u których CWP. normalny, zaś CNP. - Stumpf'owski.

Maszyny półprzeletowe /szkie 114/ patrz Z.d.V.d.J. r. 1914 Nr. 47. mają wąski tłok, dwa szeregi szczelin wylotowych zamykanych wentylami lub suwakami. Dzięki temu mamy względnie małą kompresję. Pośrodku ekspansji charakterystyczny nagły spadek ciśnienia. Pokrywy są tu doszlifowane do cylindra analogicznie z gniazdami wentylowymi. Stosuje się dla cylindrów o średnicy do 500 ^{mm}/_{mm}. Ogrzewanie pokrywy parą dolotową stosuje się i u innych maszyn i znacznie zmniejsza zużycie pary. Dla większej szczelności u maszyn o 2 rozprężaniu stosują czasami wentyl wlotowy - normalny rurkowy, zaś wylotowy pionowy lub poziomy wentyl van den Kercheva.

POKRYWY CYLINDRÓW.

Wykonują się z lanego żelaza. Zwykle w nich niema ani wentyli, ani suwaków ; pokrywy z wentylami zwiemy łbicami. Rozróżniamy pokrywy przednie i tylne. Zawsze należy dbać o to, aby wykonanie obydwu było możliwe według jednego modelu bez zasadniczych zmian. Zwykle pokrywy doszlifowuje się do cylindra jak gniazda wentylowe.

Przednia pokrywa może być: 1/ przyłana do cylindra szkic ¹⁰²⁾ 103, 105, 2/ wykonana bez kołnierza, doszczelniona za pomocą 3 pierścieni miedzianych i przyciśnięta kołnierzem ramy szkic 115, 3/ wykonana z osobnym kołnierzem szkic 116, konstrukcja ta stosuje się jeśli R wyobraża przełęcz i nie ^{jest} stosowna, gdy R jest ramą. Konstrukcja podług szkicu 116 nie poleca się, gdyż uszczelka u niedostępna oraz dlatego że centruje się kołnierz pokrywy z kołnierzem ramy, nie zaś kołnierz cylindra.

Nieco lepsza konstrukcja podług szkicu 117, tutaj kołnierz pokrywy w u, doszlifowany do cylindra, uszczelka cienka, centrowanie dobre.

Konstrukcja podług szkicu 118 stosuje się dla cylindrów wysokoprężnych; tu przednia pokrywa wsadza się od tyłu i przesuwą się przez cały cylinder; dociska pokrywę ciśnienie pary; wykonywa się tak, aby $D_p = D - /5$ do $10^m/m$. Śruby S mogą być słabe. Nie poleca się również i konstrukcja podług szkicu 119, albowiem wymaga ona bardzo wielkiej średnicy ramy; dlatego częściej używają jej przy połączeniu przełęcz z cylindrem. Żeber należy unikać, lub przynajmniej nie wykonywać zbyt wysokich. Na szkicu 119 wskazano dobry i fałszywy kształt żebra; przy stosowaniu punktowanego żebra bardzo łatwo otrzymuje się pęknięcia w A .

Konstrukcja tylnych pokryw jest odmienna, gdyż tu konieczny jest kołnierz przy pomocy którego pokrywa przytwierdza się do cylindra. Gdy się stosuje żebra, lepiej brać konstrukcję pokryw dwuściankowych która choć droższa, jest jednak mocniejszą; przy pokrywach jednościankowych o wysokich żebrach łatwo o pęknięcia przy stygnięciu odlewu i w użyciu. Pokrywy tylne odróżniają się też tem, że niektóre posiadają tylne prowadzenie inne znów nie. Wycięcie W stosuje się ze względu na wystającą nakrętkę /szkic 119/ Ponieważ ścianka O styka się z parą, więc żebra nie powinny dochodzić do rogów pokrywy, gdyż przy rozszerzaniu się pokrywy łatwo tu o pęknięcia. Śruby S winny być bliskie uszczelki, co prowadzi do śrub sztyftowych; jednak nie należy się obawiać wykruszenia materiału, jak to dawniej sądzono; przy średnicy śrub , odległość od uszczelki wykonujemy $\delta + 5^m/m$.

Dwuściankowe pokrywy często ogrzewa się parą w celu zmniejszenia szkodliwej powierzchni. Przy konstruowaniu żeber należy pilnie zważać, aby w jednym punkcie nie schodziły się trzy ścianki /patrz szkic 120/. Występu C nie należy stosować, gdyż on nie uszczelnia, jeżeli zaś chodzi o zmniejszenie szkodliwej przestrzeni, należy konstrukcję odpowiednio zmienić /szkic 121/ i umieścić uszczelkę. Odlewanie pokryw, zwłaszcza dwuściankowych, wymaga doświadczenia. Ażeby otrzymać dobry odlew bez pęcherzy, odlewamy pokrywę /szkic 120/ kołnierzem X w dół, zaś przy ściance A dajemy nadlewok odlew-

niczy T, który potem odcinamy na tokarce. Centrowanie tu w o i o, ^{jest} jednak jak już się mówiło nie jest to celowe. Każda pokrywa winna mieć dwie do trzech śruby odciskających. Rdzeń wyjmuje się przez otwory zamykane na gwint gazowy, jednak przy wielkich pokrywach otwory do wyjmowania rdzenia są wykonane według szkicu 121.

Konstrukcja podłóg szkicu 122 jest lepsza, lecz kosztowniejsza; tu uszczelnienie jest prasy U_x, zaś centrowanie w E. W szkicu tym wykonanie bez tylnego prowadzenia, zaś otwór p służy do wyjmowania rdzenia. Wycięcie Q ma kształt kulisty najczęściej, gdyż wówczas mamy najmniejszą powierzchnię szkodliwą /szkic 123/. Wycięcie służy do wlotu pary. Konstrukcje prostokątne zmniejszają długość cylindra /szkic 124/, lecz zwiększają przestrzeń szkodliwą. Najbardziej jednak wpływa na wielkość przestrzeni szkodliwej odległość tłoka w martwym położeniu od pokrywy. Należy dążyć zawsze do zmniejszenia tej odległości, wielkość której zależy jedynie od warunków obróbki. Średnie wartości tej odległości są:

Dla maszyn jednocylindr.	S=400	450 - 600	650 - 800	850 - 1200	1300-1500	1600-1800
m=3-4		4	4,5 - 5	5, - 5,5	6 - 6,5	7 - 8

dla maszyn posobnych /tandem/

S=700	800	1000	1200	1400	1600	1800
m=5	5,5	6	6,5	7	8	9

Dla maszyn posobnych m zwiększa się z tego względu, iż drąg tłokowy zawsze więcej się wydłuża, niż cylinder. Dla cylindra NP. przy skoku $S=800 \frac{m}{m}$ z obydwóch stron $m=5,5 \frac{m}{m}$, zaś dla CWP. od strony przełęczu $m=5,5 \frac{m}{m}$, od strony odkerbowej zaś $m=7 \frac{m}{m}$. Wszystkie to ma na celu uniknięcia uderzeń, a co za tem idzie niebezpieczeństwo. Przy pokrywach ogrzewanych parą doprowadzenie jej sprawia wiele trudności. Najlepiej uskutecznić to za pomocą specjalnych rurek. Dla maszyn mniejszych stosuje się czasami konstrukcję według szkicu 125; widzimy tu rurkę miedzianą średnicy 10 - 12 $\frac{m}{m}$ wbitą w kołnierz cylindra i przyciśniętą kołnierzem pokrywy. Kanały doprowadzające parę do pokrywy zamknąć te kołkami g i g o gwincie gazowym. Konstrukcja ta dla pokryw przednich nie stosuje się.

WYTRZYMAŁOŚĆ KOŁNIERZY POKRYW.

Śruby S należy umieszczać jaknajbliżej uszczelki, aby osiągnąć jaknajmniej, azy moment zginający. Dla uwzględnienia naprężenia wstępnego przyjmujemy, iż

ciśnienie działa do środka uszczelki, na średnicy D_m i obliczamy na złamanie podług przekrojów h_1 i h_2 /szkie 126/

$$\left. \begin{aligned} 1/ M_b &= \frac{\pi}{4} D_m^2 p \cdot l_1 = \frac{\pi D_1 h_1^2}{6} K_b \\ 2/ M_b &= \frac{\pi}{4} D_m^2 p \cdot l_2 = \frac{\pi D_2 h_2^2}{6} K_b \end{aligned} \right\} K_b = 250$$

Grubość ścianek obliczamy jak u tłoka, zamieniając powierzchnię między zębami na koło

$$\alpha/ K_b = \frac{x^2 p}{2 g^2} \leq 200 \text{ Kg/cm}^2 \text{ jeśli brak zęb}$$

$$\beta/ K_b = \frac{s^2 p}{4 g^2} \leq 200 \text{ jeśli są zęba}$$

Przy małej wysokości należy całą pokrywę przeliczyć na przełamanie /szkie 126a/

$$3/ D_m = 2 R_m ; D_s = 2 R_s, \text{ punkt } S \text{ środek ciężkości } M_g = \frac{\pi R^2 m}{2} \cdot p \cdot \frac{4}{3} \cdot \frac{R_m}{\pi}$$

$$\text{Moment reakcji od nacisku śrub } \frac{M_s}{W} = \frac{\pi R_m^2}{2} \cdot p \cdot \frac{2 R_m}{\pi}$$

$$M_b = M_w - M_g = \frac{1}{3} R_m^3 p = \frac{1}{3} R_s^3 p = \frac{J}{C} K_b ; K_b \leq 200. \text{ śruby używa się sztyftow}$$

D Ł A W N I C E

służą do uszczelniania, jednak winny przedstawiać mały opór i nie nadzierać drażniącym. Do 8 atmosfer i przy parze nasyconej używa się szczeliwa miękkiego, zaś powyżej 8 atm. i przy parze przegrzanej mamy szczeliwo metalowe. Najlepsze szczeliwo miękkie otrzymujemy z warkoczy konopnych przepojonych olejem i grafitem; dławnice metalowe wykonywa się ze spiżu, specjalnego gatunku metalu białego lub miękkiego gatunku żelaza lanego lub zlewego. Dla małych maszyn często stosuje się dławnice o tulei brązowej /szkie 127/ Pomiędzy tuleją T, a drażniem jest szczelnia 1^m/m. Przy dobrem wykonaniu dławnicy drażni musi się swobodnie w niej poruszać i móc się przeginać. Lepszą jest konstrukcja podług szkicu 128. Widzimy tu pierścienie M, które zapobiegają wychodzeniu szczeliwa na grzbiet pierścieni P. Grubość pierścieni $P = 10 - 16 \text{ m/m}$. Szczeliny $e = 2 - 3 \text{ m/m}$ umożliwiają ruch drażni. Jeśli oznaczymy przez d średnicę drażni, zaś przez S grubość dławnicy, to $S = 0,8 \sqrt{d} \text{ cm}$, zaś wysokość $H = d + 2a$. Obecnie najczęściej dławnice są wykonywane przez specjalne fabryki, zwłaszcza dławnice metalowe i dlatego fabryka budująca maszyny sprowadza takowe. Naogół można polecać tylko

dławnice wykonane z 3-oh części, gdyż dławnice z 1 lub 2 części wycierają się i szczelności niema. Wykonuje takie fabryka w Lille i Schwabe'go -
- trójdzielne pierścienie, zewnątrz sprężyny. Smarowanie dławnic zwykłych odbywa się przez zwyczajne kapanie oliwy na drąg tłokowy, przy szczeliwie metalowym należy oliwą doprowadzać głębiej. Dławnica metalowa jest przedstawiona na szkicu 129. Dławnica Lentz'a jest nierozdzielna. Parę z dławnicy odprowadza się do kondensatora. Dławnic Howald'a nie można polecać.

P R Z E Ł Ę C Z E .

Przełęcz znajduje się między cylindrami WP. i NP. i ma na celu wzajemne centrowanie obydwu cylindrów oraz centralne przenoszenie sił z cylindra tylnego na przedni. Aby mieć dostęp do dławnic w przełęczy robi się okienka - górne /łatwy montaż/ lub boczne /lepszy dostęp do dławnic. Wielkość L. patrz szkic 130, musi być tak duża, by przednia pokrywa cylindra wysokopięnego i tylna niskopięnego przez nią przechodziły; musi wejść przez nią i robotnik, czyli winno być $L = 400 \text{ mm}$. Przełęcze mogą być wykonywane z nogami lub bez. Wykonanie nogi z noskiem X jest nieodpowiednie, gdyż A nigdy nie przylega do prowadzenia, ponieważ do tego służy B. Przy wielkich przełęczach śruby S są drążkami usztywniającymi; F służy do ścieku oliwy; w żebrach otwórki e, by nie zatrzymywała się oliwa. Na szkicu przełęcz na żebrze wewnętrzne, jednak wykonują przełęcze i z żebrami zewnętrznymi; wówczas przełęcz wykonywa się bez nogi i okala się blachą blyszczącą, zaś cylinder wysokopięny otrzymuje jedną nogę, cylinder zaś niskopięny - dwie. Wycięcie przy w /szkic 131/ jest tylko na dole; przy większych maszynach stosują dwie śruby dla wzmocnienia. Samo wycięcie służy do odprowadzania wody. W zmontowanej całkowicie i okolonej blachą przełęczy pozostawia^{się} otwory, aby mieć dostęp do dławnic. Przełęcz z bocznymi okienkami zwykle posiada nogi i jeden drążek usztywniający jednak taka przełęcz łatwiej się odkształca. Dobrą i dość często używaną konstrukcję wyobraża szkic 130; jest to przełęcz cylindryczna^{owa} o żebrach wewnętrznych, przyczem liczba ich zależy od wymiarów przełęczy; noga tu osobno dostawiona. Wymienione konstrukcje wykonane w jednym kawałku. Szkic 132 wyobraża konstrukcję przełęczy dzielonej chętnie używanej w Belgji. Ma tu niewielką długość L, małe okienko, gdyż przy montażu przełęcz można rozobrać /kreskowanie wyobraża fundament/. Jest to jednak konstrukcja kosztowna i dająca złe przenoszenie sił, gdyż kołnierze są zewnętrzne i

chwytają cylindry na małej przestrzeni. Cała maszyna chwieje się. Korzystniejsze jest wykonywanie przełęczy o wielkiej średnicy, dzielonej w płaszczyźnie poziomej /patrz szkic 133/. Wykonuje się z nogą lub bez. Kołnierz przy cylindrze niskopreżnym wewnętrzny. Wadą przełęczy dzielonych jest konieczność wkręcania kołków z żelaza kutego dla demontażu w kołnierz cylindra, aby w ten sposób ochronić przy częstym rozbieraniu przełęczy nacięcie gwintowe w kołnierzu cylindra. W kołku takim o nacięciu gazowym znajduje się otwór o gwincie zwykłym, w kt. wkręca się śruba ze łbem dla umocowania przełęczy - /szkic 134/. Śruby usztywniające S mogą być przytwierdzone za pomocą kołnierza lub nacięcia gwintowego i nakrętek. Wtedy łapka na ten drążek musi być otwarta z góry. Szkic 135. Nacięcie gwintowe jest tańsze i wystarcza. Naogół lepsze są przełęcze niedzielone, jako tańsze i dające lepszy rozkład sił. Przy skoku $> 1000 \text{ m/m}$ dobre jest umieszczenie w przełęczy podpory. Wodzika tu się nie stosuje, gdyż to tylko wydłuża maszynę. Podpora ta chwytą drag tylko z dołu. Podpora ta leży na czopie kulistym, podparta sprężyną, której napięcie daje się regulować. Panew wylewa się białym metalem; nakrętka i drążek stalowe, reszta z żelaza lanego. Ważne jest, by przełęcz przy montażu okręcać.

TYLNE PROWADZENIE

stosuje się zawsze, jeśli tłok spoczywa na dragu tłokowym. Przy średnicach $> 450 \text{ m/m}$, szybkościach $C_m > 3,8 \text{ m/sec}$. stosuje się tylne prowadzenie; w tym celu albo wykonuje się podpore, lub też wodzik z żelaza lanego. Pierwsze stosuje się dla maszyn mniejszych i średnich, drugie zaś dla wielkich. Podporę mamy na szkicu 136. Przeważnie przytwierdza się ją do tylnej pokrywy. Panew P, wylana białym metalem osadza się na czopie kulistym. Rura R zapobiega wypadkom. Niekorzystne jest tu zbyt proste nastawianie. Lepsze jest wykonanie podług szkicu 137, gdzie nastawianie wykonuje się za pomocą podkładek M z blachy dwudzielnej. Szkic 138 przedstawia konstrukcję dobrą, lecz drogą. Na nodze N spoczywa łożo i drag. Łoże to może mieć powierzchnię płaską /szkic 139a i 139b/ Śruby S_1 są zalane, zaś śruby S - sztyftowe. Wodzik wykonujemy z żelaza lanego, tak samo i trzewik. Przy wykonaniu szkicu 139a, należy zważyć, aby wysoki róg R nie wystawał poza obrabianą cylindryczną powierzchnię łoża. Węgiele oparcie trzewika wykonuje się proste lub kuliste /139a i 139b/. Przy wielkiej szybkości tłoka y /szkic 139b/ powinno być wielkie, aby oliwa nie rozpryskiwała się; prócz tego należy stosować podchwyt oliwy T : g ^{powinno być} dosta-

tecnie dwie, gdyż trzewik spręża powietrze w g i wówczas pryska oliwa. Prowadzenie tylne podług szkicu 140 jest lepsze, jednak wykonanie poprzednie nie daje rozpryskiwania oliwy. Należy stosować drażki A na podporze p ; D winna być taka, aby pokrywę można było wyjąć przez W. Szkic 140a przedstawia tylne prowadzenie, jako podporę. Ugięcia się drga tłokowego przenoszą się na sprężynę, która nie powinna być zaslaba, bo wtedy nie spełnia swego zadania. Podpora ta jest przymocowana w przełęczy na powierzchni obrobionej na tokarce, również jak i centrowanie przełęczy. Promień R jest promieniem obrobionych występów do przymocowania podpory.-

S T A W I D Z I A

OBLICZANIE PRZEKROJÓW DLA KANAŁÓW DOPEŁNYCH I WYLOTOWYCH CYLINDRA

Oznaczamy przez:

- F_{cm}^2 powierzchnię tłoka
 G_m m/sek. średnią prędkość tłokową
 f_e - wolny przekrój kanałów dolotowych
 f_a - wolny przekrój kanałów wylotowych
 V_e - prędkość pary przy wlocie
 V_a - prędkość pary przy wlocie

to otrzymamy następujące zależności:

$$1/ F_{cm} = f_e V_e$$

$$2/ F_{cm} = f_a V_a$$

Prędkości pary stosowane:			
u maszyn jednocylinrowych.			
Para nasypowa		Para przegrz.	
V_e	35 - 50 m/sek.	V_a	45 - 60 m/sek.
z holnym wydmy.		ze skraplaczem	
V_e	30 - 38 m/sek.	V_a	25 - 33 m/sek.
u maszyn o podwójnem rozpręż.			
C. W. P.		C. N. P.	
V_e	Nasyc.	Przegrz.	40 - 55
	35 - 45	45 - 55	
V_a	28 - 36		z holn. wydmy
			32 - 45
		ze skrapl.	
		30 - 38	

Podług tych wzorów możemy w przybliżeniu oznaczyć wolne przekroje, gdy założymy z góry wartości dla V_e i V_a . Przekroje te są tylko chwilowe oznaczone, ponieważ uchwytujemy jeden moment prędkości tłoka, która się zmienia podczas całkowitej drogi. Ostateczne wyniki obliczamy z uwzględnieniem dławienia pary i wzorów podanych poniżej.

Dopuszczalne prędkości pary przy wlocie zależą od prężności pary i od przegrzania. Im mniejsza jest prężność pary i im więcej jest przegrzana, to para jest lżejsza, a zatem można stosować większe jej szybkości. Następnie, im krótsza jest droga pary, im lepsze są kanały i im szybciej są otwierane /rodzaj stawideł/, tem wyższą możemy stosować prędkość pary. Prędkość wlotowa pary zależy jeszcze od stopnia napełnienia cylindra i im większy stopień napełnienia tem wyższą szybkość możemy przyjmować. Szybkość wylotowa pary zależy znowu i od tego czy maszyna pracuje z wolnym wydmychem czy też z kondensacją. Aby zabez-

pieczyć dobrą próżnię w kondensatorze musimy stosować niezbyt wielkie prędkości pary wylotowej.

Szybkości V_e i V_a odnoszą się tylko do samego stawidła. Pozostałe przekroje liczymy tak, aby nigdzie szybkość pary nie była większa jak w stawidłach. Wszystkie przekroje nieobrobione oblicza się do 10% większe niż przekroje w stawidłach pomiędzy krawędziami sterującymi, a gdy te przekroje nie stanowią szkodliwych przestrzeni to do 15% większe. Przekroje nieobrobiane bierze się większe i z tego względu, że przy odlewie mogą one wypadć mniejsze, niż to jest zrobione na rysunku.

ROZRZĄD SUWAKOWY.

Dla kanałów suwakowych mamy zależność /rys. N.141 /

$$f_a = h \cdot a$$

Przypuśćmy, że w czasie wlotu suwak nie otwiera całkowicie kanału na szerokość a tylko na szerokość a_2 to wtedy otrzymamy:

$$f_e = a_2 h$$

Dla suwaków bierze się $h = 0,6 \sim 1 D$, a najczęściej używa się $h = 0,85 D$, gdzie D jest średnicą cylindra.

Szerokość kanału wylotowego w skrajnym położeniu powinna być $b = a + 5 \text{ mm}$.

Wszystkie przekroje, zwłaszcza nieobrobione, powinny być większe od przekrojów sterujących, dla których było obliczane f_e i f_a , lecz w miejscach, stanowiących przestrzenie szkodliwe nie powinny przekraczać $f_e + 10 \sim 15\% f_e$, względnie $f_a + 10 \sim 15\% f_a$.

Kanały wlotowe nie powinny mieć ostrych wcięć, zwłaszcza u dużych maszyn, gdyż w przeciwnym razie bardzo łatwo może zająć wypadek pęknięcia. Celem częściowego odciążenia suwaków robi się na $4 \sim 5 \text{ mm}$ głębokie wybrania D uwidocznione na rys. 141.

Smarowanie uwidocznione jest na rysunku i oznaczone literą O_s . Otwory zamykane gwintem gazowym $3/8''$. Smarowanie uskutecznia się pompką. W miejscu W jest otwór dla odwodnienia skrzynki suwakowej, a po obu stronach cylindra musi być odwodnienie cylindra W_0 . W miejscu O_a jest dodatkowe smarowanie tłoka. I oznacza nadlewy z otworami dla indikatora średnicy $3/4''$ względnie $1''$. Dopływ pary powinien być uskuteczniiony w ten sposób, aby para nie była zbyt w suwak. Odpływ pary uskutecznia się przez otwór H .

Cylinder powinien być z wierzchołu izolowany, aby uniknąć zbytniego skraplania się pary. W analogiczny sposób, jak u suwaków zwykłych, oblicza się kanały

i u suwaków innych, o konstrukcji i innych szczegółach których będzie powiedziane w innym miejscu.

ROZRZĄD WENTYLOWY.

W odmienny nieco sposób oblicza się kanały u wentyli. Schemat rozrządu wentylowego uwidoczniiony jest na rys. N.142. Na każdym końcu cylindra jest po jednym wentylu wpustowym, zwykle u góry, i po jednym wypustowym, zwykle u dołu pomieszczonymi. Przy ruchu tłoka ku korbie od martwego położenia odkorbowego, jest otwarty wentyl wpustowy A po stronie odkorbowej i wentyl wypustowy D po stronie kukorbowej. Przed dojściem tłoka do martwego położenia kukorbowego zamyka się wentyl A wpustowy po stronie odkorbowej i potem wentyl wypustowy D po stronie kukorbowej i przed samym już martwym położeniem otwiera się wentyl wpustowy B po stronie kukorbowej, zaś po stronie odkorbowej odmyka się wentyl wypustowy C. Przy ruchu tłoka w przeciwnym kierunku wentyle otwierają się i zamykają jak poprzednio, tylko strony kukorbowa i odkorbowa zmieniają swe role.

Skrzynki wentylowe mogą być przyłane do cylindra lub też tworzyć jedną całość z pokrywami, a wtedy pokrywy noszą nazwy kłbie.

Wentyle mogą być jedno, dwu i wielosiedzeniowe. Jednosiedzeniowe są używane w maszynach gazowych, a w maszynach parowych mogą być stosowane tylko przy bardzo niskich ciśnieniach, a przy wyższych, trzeba stosować wentyle możliwie odciążane, co prowadzi do dwu i wielosiedzeniowych konstrukcji.

Dawniej najczęściej używano wentyli dzwonowych /rys. 143/. Wewnątrz znajduje się gniazdo wentyla, przytwierdzone do cylindra za pomocą śruby. Na gnieździe pracuje wentyl dzwonowy z zewnątrz, a prowadzony jest żebrami 2. Wlot pary odbywa się, jak wskazują strzałki. Zebra wykonane podług linii kręskowanej na rysunku zwykle pękają i aby temu zapobiedz, trzeba je wzmocnić, a wtedy poniżej 8 atm. mogą pracować dobrze. Wentyle dzwonowe obecnie wyszły z użycia. Wentyle rurowe rys. N.144. powstały przez połączenie dwu siodeł rurą. Rozpatrzmy najpierw wentyle wpustowe, które obliczamy w następujący sposób:

Gdy oznaczymy przez F - czynny przekrój tłoka w cm^2

C_m - średnią prędkość tłokową w m/sek .

f_e - wolny przekrój sterujący wentyla w cm^2

V_e - średnią szybkość w przekroju sterującym w m/sek .

to otrzymamy zależność

$$F C_m = f_e V_e$$

Ztąd możemy obliczyć f_e po przyjęciu V_e stosownie do wartości, podanej poprzednio. Następnie, niezależnie od skoku wentyla, powinniśmy otrzymać równość:

$$1) \quad f_e = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) + \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_4^2) - yls.$$

gdzie przez y oznaczono ilość żeber wentyla, przez l - długość żeber, a przez s ich grubość. Zwraca się uwagę na właściwe przyjmowanie d_4 .

Stosownie do wolnego przekroju musimy dobrać skok wentyla

$$\alpha) \quad \pi d h \approx \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2)$$

$$2) \quad \beta) \quad \pi d_1 h \approx \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_4^2) - yls$$

h odpowiada normalnemu skokowi wentyla, obliczonemu dla przekroju f_e .

Całkowita wartość h skoku może być wyznaczana tylko wtedy, gdy mamy siódka proste jak na rys. 145., gdy siódka są pochyłe, to otrzymamy wysokość wyznaczoną $x = h \cos \alpha$, gdzie α jest kątem pochyłości siódka. (rys. 146). We wzorze wartość powyższą uwzględniamy, gdy szerokość siódka i jest znaczna i skok wentyla mały. Te dwa wzory powyższe są podstawowe i w zależności od nich obliczamy inne, biorąc je większe od f_e , a dla przestrzeni szkodliwych bierzemy około $f_e + 10\% f_e$.

Obliczamy następnie wolne przekroje /rys. 144 /.

$$3/ \quad g \geq f_e + 10\% f_e$$

Gdy oznaczmy przez y ilość żeber siedzenia, przez c odległość pomiędzy nimi, a przez e wysokość przelotu, to otrzymamy

$$4/ \quad y c e \geq f_e + 10\% f_e$$

Podług rys. 147 i 144, oznaczmy przez a odległość żebra od ścianki skrzynki wentylowej, przez h wysokość przelotu w tym miejscu to otrzymamy

$$5/ \quad 2 ab \geq \frac{f_e}{2} + 5\% f_e.$$

W tym miejscu, gdy zajdzie potrzeba, możnaby uwzględnić przelot pary ponad wentylem przy całkowitem jego otwarciu, a wtedy otrzymamy mniejszą wartość na a .

Na rysunku montażowym powinno być zaznaczone jaknajkorzystniejsze położenie żeber / względem cylindra / i zwrócić uwagę na to monterowi.

Aby uniknąć dławienia pary pomiędzy żebrami i wentylem robimy /rys. 148/

$$6/ \quad k_2 h \geq \frac{k_1 h}{2} + k_2 k_1$$

Obliczenie to nie jest dokładne, ale daje dostateczną miarę. Gdyby okazało się dławienie pary w tym miejscu, to zmieniamy kształt żeber w ten sposób, aby mniej tamowały wolny przepływ pary. Wszystkie średnice siedzenia i wentyla musimy tak ustosunkować, aby wentyl można było swobodnie włożyć, jak również

1. całe gniazdo siedzeniowe np. $d_7 > d$; $d_6 = d - 1 \text{ m/m}$ (rys. 144)

Żebra dolne wentyla wpustowego powinny być możliwie blisko wentyla w celu zmniejszenia szkodliwej przestrzeni, a kształt tak dobrany, aby nie tamował wolnego przepływu pary. Żebra dolne powinny daleko podchwytować od spodu płytę siedzeniową, aby uzyskać większą jej sztywność.

Największy skok wentyla h_{max} zależy od rodzaju stawideł. Najkorzystniejsze są te, dla których h_{max} mało się różni od $h_{norm.}$ t.j. $h_{max} = h + 2$ do 4 m/m .

Wysokość wentyla H zależy od skoku h_{max} i od przekroju $\pi d_z t$, który musi być taki, aby cała para miała swobodny przepływ. Otrzymany zatem

$$7/ \pi d_z t - \text{iebra} \geq \frac{\pi}{4} (d^2 - d_z^2) \quad (\text{rys. 148})$$

$$8/ \pi d_z t - \text{iebra} \geq f_c + 10\% f_c$$

W przekroju Q pod płytą siedzeniową i około dolnych żeberek musimy mieć: $Q \geq \frac{f_c}{2}$. Przez przekrój M / rys. 149 / musi przepłynąć cała para: $M \geq f_c$

Przez przekrój ST , o ile q jest dość duże, musi więcej przepłynąć pary niż przez przekrój GK stosownie do wielkości q .

Przesunięcie z ścian o promieniu R względem osi wentyla jest ważne, aby uzyskać łatwiejszy przepływ pary do cylindra. Przez przekrój C_D i wysokość uu , musi przepłynąć całkowita para.

$$12) C_D + uu, \geq f_c$$

$$13) Q \geq f_c + 10\% f_c$$

$$14) Q_1 \geq f_c + 10\% f_c$$

Stosujemy tutaj wycięcie kuliste, jako najkorzystniejsze ze względu na przestrzeń szkodliwą.

OBLICZENIE WYTRZYMAŁOŚCI GNIAZD WENTYLI WPUSTOWYCH

Oznaczmy przekrój żebra przez z , a ilość przez y , to otrzymamy na zerwanie

$$k_z = \frac{\pi d_z^2}{4} \cdot \frac{p}{yz} \leq 400 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Grubość płyty siedzenia h_p obliczamy ze wzoru na gięcie.

$$k_b = \frac{d_z^2 p}{4 h_p^2} \leq 150 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Gniazdo powinno wychodzić z cylindra $\sim 2 \text{ m/m}$. dla lepszego uszczelnienia śruby przyciskające gniazdo do cylindra liczymy podług:

$$k_z = \frac{\pi D_m^2}{4} \cdot \frac{p}{i_s \frac{\pi}{4} d^2} \leq 300 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

zależnie od wiel-

kości. Przez D_m oznaczano tu średnicę do środka uszczelki, i_s - ilość

śrub, a δ - średnica rdzenia Śruby w kołnierzu umieszczają na możliwie małej średnicy; odległość pomiędzy nimi nie powinna przekraczać 150 mm., gdyż to są śruby uszczelniające.

WENTYLE WYPUSTOWE.

/ Rys. 150. /

Wolne przekroje wentyli wypustowych obliczamy w analogiczny sposób i wpustowych tylko bierzemy odpowiednio f_a i V_a zamiast f_e i V_e ;

$$F_{Cm} = f_a V_a$$

Przekroje w m i n liczymy dla otwartego całkowicie wentyla. W m musi przepłynąć $\frac{f_a}{2} + 5\%$ pary. W n musi przepłynąć $\frac{f_a}{2} +$ dodatek zależny od przesunięcia l . Ze względu na zmniejszenie przestrzeni szkodliwej przestrzeń nad wentylem zataczamy ekscentrycznie promieniem R . Przekrój z nie stanowi przestrzeni szkodliwej, więc może być większa znacznie od f_e . Zebra i śruby obliczamy analogicznie do wpustowych wentyli, tylko tu zebra pracują na ściskanie:

$$1/ K = \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_1^2) \frac{p}{y \cdot x} \leq 180 \text{ kg/cm}^2$$

$$2/ K_z = \frac{\frac{\pi}{4} D_m^2 p}{\frac{\pi}{4} \delta^2 i_3} \leq 300 \text{ kg/cm}^2$$

Nadmienić należy, że u wszystkich narzędzi pracujących w parze gwint. powinien kończyć się razem z nakrętką, aby nie rdzewiał. Do uszczelniania wentyli wypustowych nigdy nie należy stosować gumy.

Wolny przekrój rur wylotowych względnie wlotowych powinien być

1/ $f_e = 1.1 \sim 1.5 f_a$ zależnie od napężenia normalnego i od szybkości V_e /dla większych szybkości - wyższa granica/.

2/ $f_{aw} = 1.1 \sim 1.5 f_a$

Zakładamy V_a w rurze i obliczamy przekrój

$$F_{Cm} = f_{aw} V_{ar}$$

$V_{ar} \approx 30$ m/sek. przy wolnym wydmuchu

$V_{ar} \approx 25$ m/sek. przy kondensacji.

ZASADY KONSTRUKCJI WENTYLI.

Wentyle wykonuje się z żelaza lanego, a tylko bardzo małe można wykonać z żelaza kutego. Wentyle powinny być możliwie lekkie, aby zmniejszyć wagę mas będących w ruchu i uderzanie wentyla o siódka. Średnice wentyla bierze-