

B. CZĘŚĆ KONSTRUKCYJNA

1. T ł o k i.

Tłok przenosi energję, zawartą w parze, wpuszczanej do cylindra na wał główny maszyny parowej.

Tłok celowo zbudowany odpowiadać winien następującym warunkom:

a/ musi być szczelny,

b/ wytrzymały,

c/ lekki, aby ciśnienie jednostkowe ^{na} tuleję cylindra nie było zbyt wielkie; tłok bowiem może być tam umocowany, że ciężar jego albo spoczywa na tulei cylindra /w masz. leżących/, albo na drążu tłokowym /w maszynach stojących/. W wyjątkowych tylko wypadkach, kiedy chodzi o wyrównanie mas w wielkich maszynach, projektuje się tłok ciężki. U szybkoobrotowych maszyn z reguły winien tłok być lekki, aby opór bezwładności nie było trudno pokonać przy ruszaniu z miejsca oraz aby mechanizm nie rozwijał zbyt wielkich sił bezwładności podczas pracy. Celem zmniejszenia ciężaru tłoka stosuje się często tłoki jednościankowe /np. u lokomotyw/, chociaż są mniej korzystne pod względem termicznym od tłoków dwuściankowych. Duże tłoki łączy się zebrami; należy je tak projektować, aby nie gromadzić zbyt wiele materiału, co powoduje wzrost niekorzystnych naprężeń odlewniczych.

d/ wszelkie śruby i nakrętki należy zabezpieczyć.

Obluznienie, a potem wypadnięcie którejkolwiek z nich do cylindra wywołać może wybite pokrywy. Małe, często odkręcane nakrętki, winny być wykonane z nierdzawiejącego materiału, aby nie trzeba było ich rozcinać przy demontażu.

U maszyn leżących korpus tłoka przylega do tulei cylindra tylko na dolnej części powierzchni, odpowiadającej kątowi 120° . Na łuku, odpowiadającym 240° , między tłokiem a tuleją cylindra znajduje się szczelnina, którą wypełniają pierścienie uszczelniające. Chcąc sprawdzić szczelność tłoka, trzeba go ustawić w H.P. i z tej samej strony wpuścić do cylindra świeżą parę. Po stronie przeciwnej mogą się ukazać najwyższe pojedyncze małe pęcherzyki pary.

1. Pierścienie uszczelniające /rys. 28/ bywają 2 rodzajów:

a/ pierścienie rozprężne /szwedzkie/, wywierające odpowiednie ciśnienie na tuleję cylindra dzięki specjalnej obróbce i

b/ pierścienie sprężynowe, wywierające nacisk za pomocą sprężyn.

Tak jedno, jak drugie winny tylko z takim ciśnieniem przylegać do tulei, aby szczelność tłoka była zapewniona. Jeśli ciśnienie to jest zbyt duże, to pierścienie odzierają wióry ze ścianek cylindra tak że po pewnym czasie trzeba go obtaczać na nową średnicę.

a/ pierścienie uszczelniające rozprężane wykonywane się przeważnie z żelaza łanego, jedynie małe /o średnicy mniejszej od 50 mm./ - ze stali żelaznej. Spotyka się też pierścienie z kutego delta-metalu. Żelazo łane na pierścienie nie powinno być twardsze od tulei cylindra, bo by ją odzierały, jednak dość kruche, aby zapobiec trwałym odkształceniom przy fabrykacji.

c/ Pierścienie z odlewu cylindrycznego mogą być wykonane w różny sposób. Bieg fabrykacji jest następujący: odlewa się dłuższą tuleję /rys. 29/, z której odkrajac należy pierścienie o wymiarach poniższych, pozostawiając jeden mm. na obróbkę

$$D_1 = D + 2 + 4 \text{ mm}$$

$$d_1 = d + 2 + 4 \text{ mm}$$

$$s_1 = s + 3 + 4 \text{ mm}$$

V. Wycina się następnie z obwodu pierścienia odcinek A. /rys. 30 i 31/ o długości a_1 , mierzonej na obwodzie zewnętrznym i ściśniętej grubości $a = a_1 - 1 + 8 \text{ mm}$

Nie styka się ze sobą końców pierścienia ze względu na wydłużanie od ciepła. Dalej nituje się lub lutuje końce i obtacza na wymiary D , d , s oraz w .

Rysunek 30 przedstawia wykonanie tanie, ale para łatwo przedmuchuje przez szczelinę A_1 . Rys. 31 przedstawia konstrukcję droższą, ale szczelną zupełnie. Stosować jej nie można przy mniejszych średnicach, bo końce B łatwo się łamią.

Pierścienie z odlewu cylindrycznego nie są absolutnie okrągłe. Celem usunięcia tej wady wyrabia się

B/ Pierścienie z odlewu prostokątne *nieokrągłe*

Wykonuje się okrągły model z uwzględnieniem skurczu materiału. Model ten rozcina się cienką piłką, rozgina i wstawia wkładkę drewnianą o długości a_2 . /rys. 32/, mierzonej na zewnętrznym obwodzie modelu. $a_2 = a_1 + 1 \text{ mm}$ Model odlewa się, odcina poszczególne pierścienie o szerokości:

$$s_1 = s + 3 + 4 \text{ m/m.}$$

sciska
Ściska o długości a_2 łączy końce i obtacza. Toczenie musi się odbywać bardzo umiejętnie, inaczej łatwo wywołać trwałe odkształcenia i odlew można wyrzucić. Górna część i boki pierścienia muszą być szlifowane, najlepiej na karuzelówkach z przypięciem elektro-magnetycznym.

U szerszych pierścieni daje się często wpustkę oliwną.

Pierścienie opisane pod α i β posiadają tę wadę, że wywierają po stronie przeciwnej rozciągnięciu większe ciśnienie jednostkowe, co jest oczywiście niekorzystne. Chcąc uzyskać jednakowe ciśnienie jednostkowe na całym obwodzie pierścienia, stosują niektóre fabryki:

g) Pierścienie o nierównej wysokości /rys. 33/

Wada ich polega na tem, że obróbka takich pierścieni jest trudna i kosztowna. Procz tego szczelina pod pierścieniem nie jest na całym obwodzie równą, wskutek czego gromadzi się w niej smar, który się zaplika, a wtedy pierścień przestaje sprężynować.

Aby pierścienie rozprężne nie obracały się wadłuż obwodu tłoka, stosują

d) Ubezpieczenia przeciw samoczynnemu skręcaniu

U maszyn stojących niema obawy skręcania się pierścieni; zażść to może tylko u maszyn leżących. Wskutek istnienia rozciągnięcia przesuwają się nieco środki ciężkości pierścienia, co powoduje jego ruch obrotowy na tłoku, tak że w końcu rozciągnięcia wszystkich pierścieni ustawiają się w jednej linii, co jest oczywiście niekorzystne ze względu na szczelność.

Okręcaniu najprościej zapobiedz można przez wkręcenie ^{Kółek x Kółek} w korpus tłoka.

Z pomiędzy szkiców podanych na rys. 34, najlepszą jest konstrukcja 3, tylko kółek A. trzeba bardzo silnie wkręcić w tłok, aby nie rysował tulei podczas ruchu. Wykonanie 5. osłabia pierścień, stosuje się jednak wtedy, jeśli się chce mieć pewność, że kółeczko bezwzględnie brzość zrobić nie będzie.

Pierścienie winny być możliwie daleko od siebie rozmieszczone. Rozciągnięcia pierścieni należy ugrupować w dolnej części tłoka, jeśli spoczywa on na tulei roboczej i przymtem względem siebie przesunąć, jak wskazuje rys. 35.

Do bardziej korzystnych zabezpieczeń należą t.zw. samki, czyli



tłoczniki, które nie tylko zapobiegają sameokręcaniu, ale i nie puszczają pary.

W konstrukcjach przedstawionych na rys. 36 i 37 sameokręcaniu zapobiega czop A. względnie część B., wyrobiona z brązu i osadzona w korpusie tłoka.

Rys. 37. przedstawia wykonanie droższe, ale lepsze.

Nie należy stosować takich tłoczników, które wymagają specjalnych, a więc kosztownych wyklebień w korpusie tłoka, tylko takie, które mogą być zastosowane w każdym miejscu. Również unikać należy konstrukcji, wymagających specjalnych zgrubień /rys. 38/, co powoduje trudności odlewnicze.

Rys. 39. przedstawia zamek, który co prawda nie zapobiega sameokręcaniu, ale skutecznie przeciwdziała dostawaniu się pary pod pierścieniem. Zaletą tej konstrukcji jest powodowanie równomiernego rozkładu ciśnienia jednostkowych na całym obwodzie pierścienia.

E. Wpuszki w tłoku.

Pierścienie wpuszczone są we wpuszkę odlaną w korpusie tłoka. U cylindrów niskoprężnych /do 2 atm. nadc./ stosuje się dwa pierścienie, w wysokoprężnych /do 13 atm. nadc./ - trzy; powyżej 13 atm. daje się cztery pierścienie, przy dobrym jednak wykonaniu trzy wystarczają w zupełności.

Rys. 40. przedstawia fragment cylindra z tłokiem. Roki pierścieni są ścięte lub zaokrąglone, aby nie ścierały oliwy. Wymiar D_w jest wyznaczony ekscentrycznie. Jeśli $\sqrt{M.P.}$ na długości $n > 0,1 \frac{m}{m}$, która powstaje może wskutek nierównomiernego wydłużenia drąga tłokowego i ramy, działa ciśnienie atmosferyczne p_1 , to pierścień pęka. Aby temu zapobiec, przewiercają niektórzy konstruktorzy pierścienie nawylot, lub wprost wpuszczają pod niego parę /rys. 41/, niekorzystnie jednak odbija się to na tulei cylindra, na którą pierścienie wywierają zbyt wielkie ciśnienie jednostkowe. Pierścień musi cokolwiek przechodzić poza krawędź A. cylindra, aby tuleja robocza ścierała się równomiernie na całej swej długości.

3) Obliczenie wytrzymałości pierścienia /rys. 42/ dokonane zostało w roku 1914 przez Reinhardt'a. Brał on pod uwagę /Z.d.V.d.J. rok. 1901 str. 375/

1/ Naprężenia pierścienia wywołane przez ciśnienie tulei cylindra na pierścieniu:

$$M_b = 2 r_m \cdot \frac{6}{5} k r_m \frac{S w^2}{E} k_b, \text{ gdzie}$$

$$r_m = r_z = \frac{w}{2}, \text{ stąd}$$

$$r_m = w \sqrt{\frac{k_b}{12k}} \quad \text{oraz}$$

$$w = \frac{r_z}{\sqrt{\frac{k_b}{12k} + 0,5}}$$

$$w = \frac{r_z}{\sqrt{\frac{k_b}{12k} + 0,5}}$$

2/ naprężenia wywołane przez rozcięcie pierścienia na długości a_1 :

$$k_b = \frac{E}{9,426} \cdot \frac{a_1 w}{r_z r_m}$$

3/ naprężenia wywołane przez rozginanie pierścienia przy nakładaniu na tłok:

$$2a k_{b1} = \frac{k_b w_1}{w} \quad \text{oraz}$$

$$k_{b2} = 0,64 \sqrt{\frac{E w^2}{r_m^2}} - k_b$$

We wzorach powyższych

w_1 - oznacza wysokość pierścienia nieobrobionego,

$E = 800000 \text{ Kg/cm}^2$ dla żelaza łanego,

$a = 0,08 \text{ D} \pm 0,12 \text{ D}$

$s = 0,75 \pm 1,2 w$ /dla $D > 400 \text{ mm}$ /

$k_b = 600 \pm 1200 \text{ Kg/cm}^2$ /dla $D > 800$ /

$k = 0,45 \pm 0,2 \text{ Kg/cm}^2$, gdzie mniejsza wartość stosuje się do większych maszyn.

W praktyce okazało się, że najdogodniej zaznaczyć

dla pierścieni o równej wysokości $w \leq \frac{D}{30}$,

zaś dla pierścieni o nierównej wysokości $w \leq \frac{D}{25}$.

Ze zwołów powyższych widać, że szerokość tłoka nie wpływa na jakość uszczelnienia, zależy jednak od niej długość cylindra, należy więc ją wykonywać możliwie małą.

Pierścienie z łanego żelaza pękają często przy nakładaniu na tłok, dlatego też ogrzewa się je uprzednio w oliwie lub nawet ręką.

Należy zaznaczyć, że wysokie pierścienie trudno się wybijają, dlatego też są kosztowniejsze od niskich.

Rys. 43 przedstawia konstrukcję z dokładami, stosowaną przy średnicy tłoka mniejszej od 120 mm.

Powyższa tablica podaje wymiary normalnych pierścieni tłokowych. Wielkość w_1 oznacza szerokość pierścienia a w wypadku przekroju eliptycznego pierścienia.

2/ drąg tłokowy zagrzewa się w dławnicy i niszczy cylinder /lokomotywy/.

Dla maszyn stałych buduje się przeważnie tłoki dwuściankowe /rys. 46/. Muszą one być ciężkie, aby były lekkie. Jeśli tłok leży na tulei cylindra, to musi być szerszy, aniżeli w wypadku, kiedy ciężar jego spoczywa na drągu tłokowym, aby ciśnienie jednostkowe nie wypadło zbyt duże.

Jeśli tłok przechodzi tylko przez jedną pokrywę cylindra, to ciśnienie jednostkowe

$$k = \frac{G_T + 5/8 G_D}{0,886 B_C}$$

jeśli zaś jest z tyłu prowadzony, ale ciężar jego na prowadzeniu ten nie spoczywa, tylko na tulei roboczej, to

$$k = \frac{G_T + 1/3 G_D}{0,886 B_C}$$

gdzie G_T - oznacza ciężar tłoka, G_D - drąg tłokowy, zaś B_C - szerokość czynną t.j. bez pierścieni.

Spółczynnik k dla cylindrów wysokoprężnych i pary przegrzanej

$$k \leq 0,3 + 0,5 \text{ Kg/cm}^2$$

zaś dla niskoprężnych

$$k \leq 0,5 + 1 \text{ Kg/cm}^2$$

Zależy on od materiału tłoka i cylindra, od dobrego smarowania, od jakości oliwy. Zdzieranie tłoka pochodzić może od ciał obcych /np. od piasku/ lub od wody chemicznie nieczystej. Jeśli smarowanie tłoka zawodzi, to trzeba go przetoczyć.

Jeśli i oznacza ilość pierścieni, to szerokość czynna tłoka /rys. 47/

$$B_C = B - i s - 2x = B - i s - 2e + 10m/m$$

albo /rys 48/

$$B_C = B_i - i s.$$

Na rys. 47. szerokość czynna tłoka jest mniejsza, bo długość X wypada większa niż na rys. 48.

Odległość między pierścieniami zwykle bywa

$$s_2 = 0,8 : 1,2 s.$$

Średnica D_T tłoka jest mniejsza od średnicy D cylindra, ale nie przesadnie, bo tłok nie mógłby się doszlifować. Jeśli ciężar tłoka spoczywa na drążu tłokowym, to

$$D_T = D - 2 - 4 \text{ m/m.}$$

jeśli zaś spoczywa na tulei roboczej, to

$$D_T = D - 3 - 4 \frac{1}{2} \text{ m/m.}$$

gdzie f oznacza strzałkę ugięcia drąża tłokowego pod ciężarem tłoka.

Niewzglądanie tej okoliczności spowodować może wyrzucanie wiórów przez tłok, a wtedy trzeba cylinder przetoczyć na większą średnicę, a tłok dać nowy, jako mniej kosztowny od cylindra.

Tłoki spoczywające na tulei roboczej toczą się zwykle naprzód ze środka O /rys. 49/ na średnicę D , potem zaś z ekscentrycznie przesuniętego o $0,5 - 3 \text{ m/m}$ środka O_1 na średnicę D_1 tak, aby nóż tokarki chwycił materiał tylko na długości I. II. III, odpowiadającej łukowi 240° . W ten sposób obtoczony tłok spoczywa na długości III. IV. I. na tulei cylindra, zaś na łuku I. II. III. uszczelniają go wystające zeń pierścienie. Niektóre fabryki np. Dentza / a także w maszynach systemu prof. Stumpfa / nanitowują na powierzchni III. IV. I. blachę mosiężną celem możności wymiany w razie starcia o tuleję roboczą. Wymianę blachy uskutecznia się dość rzadko, ponieważ mało się ona ściera.

Przy odlewaniu tłoka należy pamiętać o tem, aby rdzeń dał się łatwo wyjąć. W tym celu wykonywuje się go z melassy lub z odpadków z fabryk celulozy. Rdzeń taki po odlaniu rozsypuje się na proszek, który usuwa się przez otwór A /rys. 50/, zamykany u tłoków małych /do średnicy 500 m/m. / kołkiem na gwint gazowy $3/8"$, umieszczonym od strony nakrętki. Kołek musi być mocno wkręcony i roznitowany. Rozwiązanie to nie jest zbyt korzystne, bo w M.P. i przy szybkim biegu może obluźniony kołeczek łatwo wypaść i wybić pokrywę cylindra. Niektórzy konstruktorzy wyjmują rdzeń przez otwory w płaszcie /rys. 51/ pomiędzy żebrami, jest to jednak sposób rzadko stosowany i tylko u wielkich tłoków.

Przy dużych średnicach /większych od 800 m/m. / i cięśnieniach daje się tłokowi ścianki zbieżne, przyczem zbieżność ta /rys. 52/ wynosi 2° . Nadawanie zbieżności nie jest konieczne, ale korzystne, bo jedna ścianka podpira drugą, przez co zwiększa się stateczność konstrukcji. Duże tłoki usztynia i wzmacnia się żebrami. Tłoki takie jest dość trudno

wykonać, ponieważ żebra tuż po odlaniu wykazują rysy i pęknięcia wskutek tego, że podczas ostygnięcia odlewu nie poddają się łatwo kurczeniu. Wogóle należy unikać żeber. Jeśli się jednak uważa na ich ilość oraz na prawidłowy rozkład materiału, to wady te można usunąć. Trzeba także pamiętać o tem, aby trzy ścianki odlewu nie stykały się w jednym punkcie, bo wtedy powstają szkodliwe dla wytrzymałości pęcherze. Tłoki o średnicy mniejszej od $500 \div 600$ m/m. wykonywują się bez żeber. Należy unikać dużych zaokrągleń; powodzą kupienie materiału.

Rys. 52 przedstawia konstrukcję tłoka naogół dość dobrą. Z pomiędzy zalet tej konstrukcji należy zwrócić uwagę na bardzo korzystne uchwycenie tłoka przy piąście. Aby zapewnić dokładne przenoszenie ciśnienia pary na drąg tłokowy stożek K jest wzniesiony. Aby ułatwić to wzniesienie pozostawiono w miejscu M. luz 1 m/m. Odpływ gazów odlawniczych zapewnia otwór $X=60$ m/m.

a/ Obliczenie wytrzymałości korpusu tłoka, jakkolwiek nie-dokładne, podał po raz pierwszy uczeń Bacha, Pfleider. Wzory przez niego wyprowadzone, ważne są dla jedno - jak i dla dwuściankowych tłoków.

1/ Tłoki bez żeber /rys. 50/ oblicza się, wykreślając myślowo ze ścianki tłoka graniastego o średniej grubości g , długości l i szerokości l cm. Wówczas, jako dla belki osadzonej w obu końcach, mamy

$$M_b = \frac{El}{12} - \frac{1 \cdot l^2 \cdot p}{12} - \frac{1 \cdot g^2 \cdot k_b}{6} \text{ , stąd}$$

$$k_b = \frac{1 \cdot l^2 \cdot p}{2g^2} \leq 200 \text{ /średnio dla żelaza lanego } \leq 500/$$

Mając grubość g , obliczamy

$$g_1 = g - 2 \div 3 \text{ m/m oraz}$$

$$g_2 = g + 2 \div 3 \text{ m/m.}$$

2/ Tłoki z żebrami /rys. 53/ oblicza się, zmieniając myślowo ściankę tłoka między dwoma żebrami na koło o średnicy δ ; wtedy

$$k_b = \frac{\delta^2 \cdot p}{4g^2} \leq 200 \text{ Kg./cm}^2.$$

2. Drugi tłokowe

Drugi tłokowe wykonywa się ze stali zlewnej, a większych maszyn ze stali tełowej lub komprymowanej Lemensa-Martina, jako z materiałów więcej jednolitych od stali zlewnej.

I. Trzon drąga tłokowego.

U maszyn, u których ciężar tłoka spoczywa na drągu tłokowym, trzeba zawsze sprawdzać, czy tłok ugiąwszy się nie zetknie się z tuleją roboczą /rys. 54/. Stosuje się wzór

$$f = \frac{1.3}{48} \cdot \frac{G_T + 5/8 G_D}{E \cdot J} \leq 3 \text{ mm}, \text{ gdzie}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$E = 2200000 \text{ Kg./cm}^2, \text{ oraz}$$

$$D_T = D - 4 \text{ mm.}$$

Od dużych maszyn wymaga ten warunek drągów byrdzo silnych. Można uniknąć dużej strzałki f , zmniejszając odległość L .

Strzałkę f usuwa zupełnie drąg zbudowany wg. systemu Kolhmanna. Sposób jego polega na zaprojektowaniu drąga krzywego, który po obciążeniu ciężarem G_T tłoka prostuje się i w tej pozycji jest obrabiany na specjalnych tokarkach najpierw z ekscentrycznych środków I i II /rys. 55/, a potem z III i IV. Rezultaty takiej obróbki u długoskokowych maszyn /np. 1800 mm/ są fatalne, bo długie drągi drgają przy toczeniu.

U maszyn szybkobieżnych / $C_m > 3,8 \text{ m/sek/}$ o średnicach większych od 450 mm. poleca się tylne prowadzenie drąga. Ma ono na celu unieszkodliwienie tarcia między tylną dławnicą, a drągiem tłokowym. Konstrukcja podana na rys. 56 nie jest odpowiednia, bo jeśli materiał tulei jest twardy, to wzdłuż drąga powstają rysy. Długość L daje się zwykle nieco większą od długości skoku, celem lepszego demontażu dławnic. L - oznacza schematycznie łożysko kuliste.

Dla maszyn systemu tandem robi się drągi

1/ albo z jednego kawałka,

2/ albo dla każdego cylindra osobny drąg i łączy się je w wozziku,

3/ albo każdy cylinder ma osobny drąg, a łączenie jest wykonane tuż za cylindrem niskoprężnym.

Pierwszy sposób jest korzystny ze względu na wytrzymałość; wadą posiada tę, że często trzeba robić dziury w budynku przy demontażu; drugi sposób wymaga maszyn długich; trzeci - poleca się stosować dla bardzo dużych maszyn /patrz artykuł prof. Chrzanowskiego w Przegl. Techn., rok 1911, Nr. 43/.

Teoretycznie maksymalny nacisk tłokowy

w cylindrze wysokopiętnym : $P = p \cdot F$,

a w cylindrze niskopiętnym : $P_n = p_n \cdot F_n$.

Jednak w rzeczywistości na początku ruchu naciski tłokowe są większe. Mimo to liczy się zwykle wg. wzorów powyższych, zachowując duże ostrożności.

a/ Obliczenie wytrzymałości trzona

Jeśli odległość między środkiem czopa wodzikowego, a środkiem tłoka oznaczmy l , to średnicę d drąga tłokowego obliczamy wg. wzoru Eulera na wyboczenie siłą F :

$$\gamma = \frac{\pi^2 E J}{P l^2}, \text{ gdzie}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{64}, \text{ oraz}$$

$$E = 2200000 \text{ Kg/cm}^2 \text{ dla stali}$$

Odległość l zależy od skoku. Mianowicie:

gdy skok $s \leq 1800 \text{ mm}$	to $l = 2s - 200 \text{ mm}$,
gdy $s \leq 1600 \text{ mm}$	to $l = 2s - 100 \text{ mm}$,
gdy $s = 1400 \text{ mm}$	to $l = 2s \text{ mm}$,
gdy $s = 1300 - 1100 \text{ mm}$	to $l = 2s + 100 \text{ mm}$,
gdy $s < 1000 \text{ mm}$	to $l = 2s + 150 \text{ mm}$.

Stopień Bezpieczeństwa:

$\gamma \gg 7 + 12$ dla maszyn stojących,

$\gamma \gg 9 + 15$ dla maszyn leżących, których tłok ma tylne prowadzenie ^{nie} i opoczywa na tulei cylindra,

$\gamma \gg 14 + 15$ dla maszyn leżących bez tylnego prowadzenia.

Obliczywszy na zasadzie wzoru Eulera średnicę drąga tłokowego, sprawdzamy go na ciągnięcie w dowolnym przekroju, a także w miejscach gdzie drąg przytwierdzony jest do tłoka i do wadzika. Przyjmujemy przytem

$$k_1 \leq 500 \text{ Kg/cm}^2 \text{ dla stali zlewnej}$$

$$k_2 \leq 600 \text{ Kg/cm}^2 \text{ dla stali tyglowej i komprimowanej Lemensa-Martina, lepiej jednak nie wychodzić ponad}$$

$$k_2 = 550 \text{ Kg/cm}^2.$$

Wyższe naprężenie można stosować przy końcach drąga tłokowego, gdzie jest on przekuty.

II. Połączenie drąga tłokowego z tłokiem.

Dawniej stosowano wyłącznie konstrukcję, przedstawioną na rys. 57. Konstrukcja ta jest droga, bo powierzchnia K musi być dokładnie oszlifowana, a prócz tego łatwo tłok rozsadzić przy montażu, ponieważ stożek A działa jak klin. Obecnie używa się sześciokątnej lub okrągłej nakrętki. Ośmiokątne nakrętki są kosztowne ze względu na obróbkę i drogi klucz, ale pewniejsze; sześciokątne /rys. 58/ - są tańsze, ale droższe od okrągłych. Do większych maszyn poleca się stosować okrągłe nakrętki.

Nakrętki wyrabia się z pierwszorzędnych materiałów: z brązu, spisu, delta-metalu, stali zlewnej, żelaza zlewego lub wreszcie z 5% niklostali. Jeśli chodzi o solidne wykonanie, to poleca się stosować nakrętki z kutego delta-metalu, chociaż są kosztowne. Nakrętki z żelaza ^{zlewego} zluźnić jest trudno, bo łatwo rdzewieją i przy demontażu trzeba je przecinać.

Nacięcie na drągu tłokowym winno być drobne, ale nie przesadnie, bo gwint przesadnie pracować. Zwykle dajemy gwint o $\frac{1}{2}'' + 1''$ większy niż to odpowiada średnicy, na której ma być wykonany. Drobny gwint ubezpiecza nakrętkę przeciwko samoczynnemu odkręceniu. Można też zabezpieczyć nakrętkę zawleczką, ale łatwo przytem gwint uszkodzić i nakrętka nie da się odkręcić. Również dociąganie sprawia trudności.

Rys. 58 przedstawia ubezpieczenie nakrętki okrągłej. Wada tej konstrukcji stanowi kosztowne wytłoczenie A , która trzeba fresać.

Przykład fałszywego osadzenia przedstawiony jest na rys. 59. Nakrętki odkręcić nie można, ponieważ na powierzchnię stożkową P nie da się położyć dokładek, potrzebnych do tej czynności. Również zawleczka Z jest fałszywie umieszczona, bo w razie sepaucia się gwintu traci się go więcej niż w tym wypadku, gdyby zawleczka znajdowała się bliżej krawędzi K nakrętki.

a. Obliczenie wytrzymałości połączenia w tłoku /rys. 52/

1) Średnicę ϕ oblicza się na rozwaranie, zależną od:

$k_2 = 500 + 600$ dla dużych maszyn

$k_2 = 350 + 400$ dla małych

2) Ciśnienie jednostkowe w gwincie g zakładamy

$k \leq 200 \text{ Kg/cm}^2$ dla żelaza kutego i kutego delta-metalu

$k \leq 150 \text{ Kg/cm}^2$ dla spisu

*Spis metalowy
przy porównaniu
do wydruku
na 2 razy
więcej niż
stal.*

*$\frac{1}{2}$ do 1
niektóre więcej
na cal
nie odpowiednie
do $\frac{1}{2}$ śred-
nicy drugie
stosowane*

3/ Ciśnienie jednostkowe na powierzchnię N:

$$k_1 \leq 300 \text{ Kg/cm}^2$$

4/ Ciśnienie jednostkowe na powierzchnię K:

$$k_2 \leq 500 \text{ Kg/cm}^2$$

Amerykanie stożka K nie stosują i obierają:

$$k_2 \leq 600 \text{ Kg/cm}^2.$$

III. Połączenie drąga tłokowego z wodzikiem musi być tak wykonane, aby demontaż był możliwy bez rozcinania którejkolwiek części, aby mogły być wywołane naprężenia wstępne oraz, aby położenie tłoka w cylindrze się nie zmieniło. Warunkowi temu czyni zadość

a/ połączenie za pomocą klina oraz poniekąd

b/ połączenie za pomocą nakrętki.

a/ Połączenie za pomocą klina przedstawia rys. 60.

Połączenie to jest dogodne, bo można w hucie zamówić drąg tłokowy o dowolnej długości, a potem obciąć część niepotrzebną. Można także drąg przestaczać na mniejszą średnicę d_1 .

Prócz tego rozkład materiału w wodziku jest korzystny. Klin jest stalowy i ma zbieżność $1/40 \div 1/50$. Stosowanie dwiśdzielnych klinów jest nieodpowiednie i kosztowne. W miejscu K winno być zaokrąglenie o promieniu $R = 6 \div 8 \text{ m/m}$, inaczej w przekroju I I pozostają zbyt duże naprężenia jednostkowe na zginanie. Wadą konstrukcji powyższej jest to, że drąg nie może wydłużać się więcej, jak o długość $\frac{S}{1000} \text{ m/m}$, gdzie S oznacza skok tłoka. Prócz tego niekorzystna jest dość duża L. Chcąc ją zmniejszyć stosować można czop stożkowy /rys. 61/, czop jednak taki działa jak klin i łatwo rozsadzić może szyjkę wodzika; przytem wykonanie takiego połączenia jest kosztowne, a demontaż trudny, tak że niektóre fabryki dodają do niego trójdzielny klin demontażowy. Jest to konstrukcja najniekorzystniejsza, jeśli chodzi o wyciągnięcie drąga.

2/ Obliczenie wytrzymałości połączenia /rys. 60/

Przyjmujemy

$$d_1 = d - 5 \div 10 \text{ m/m}$$

$$h = 0,25 \div 0,3 d_1 \text{ względnie } d$$

$$D_1 = 2d + 2d + 30$$

$$W_1 = W_2 = 0,65 \div 0,66 h.$$

1/ Obliczamy ciśnienie jednostkowe w miejscu A:

$$k = \frac{P}{d_1^2} \leq 1000 \text{ jeśli } P \leq 3500 \text{ Kg.}$$

$$\leq 1200 \text{ jeśli } P > 3500 \text{ Kg.}$$

Nie uwzględniamy tu naprężeń wstępnych.

2/ Naprężenie ciągnące w przekroju d_1

$$k_2 = \frac{P}{\frac{\pi d_1^2}{4} - d_1 b} \leq 500 + 600 \text{ Kg/cm}^2$$

3/ Ciśnienie jednostkowe na powierzchnię K

$$k_3 = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2)} \leq 1000 \text{ Kg/cm}^2$$

4/ Naprężenie klina na zginanie:

$$M_k = \frac{P}{2} / \frac{S}{2} + \frac{d_1}{4} / = \frac{bh^2}{8} k_b, \text{ gdzie}$$

$$k_b \leq 1100 \text{ jeśli } P \leq 3500 \text{ Kg.}$$

$$k_b \leq 1250 \text{ jeśli } P > 3500 \text{ Kg.}$$

5/ Naprężenie w szyjce wózka:

$$k_5 = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_1^2) - 2s, b} \leq 400 \text{ Kg/cm}^2$$

b/ Połączenie za pomocą nakrętki

Rys. 62 przedstawia połączenie draga blokowego z wózkiem, wykonane za pomocą wcięcia gwintowego. Sposób w wózku, dokonane za pomocą zakleszczenia. Osadzenie to polega na tem, że po rozciągnięciu szyjki wózka zakleszcza się czop tłoczyska śrubami zaciskającymi S_1 . Śruby S_2 potrzebne są przy demontażu; grają one rolę oddiskających. Zakleszczenie posiada tę wadę, że łatwo można uszkodzić gwint, a trudno otrząsnąć naprężenie wstępne. Interesujące połączenie przez zakleszczenie, wykonane przez Szlzer, opisane jest w Z.d.V.d.S., rok 1914, Nr. 29.

Rys. 64 przedstawia bardzo dobre połączenie wykonane za pomocą nakrętki. Wadę tej konstrukcji stanowi okoliczność, że gwint prawy znajduje się na dużej średnicy, co sprawia trudności przy docinaniu. Konstrukcja (rys. 65) prócz wady opisanej posiada jeszcze i tę, że w razie zatarcia się gwintu prawego w szyjce wózka demontaż staje się niemożliwy i trzeba rozciąć kołową nakrętkę.

Zalecą połączenia draga z wózkiem za pomocą nakrętki w po-

równaniu z połączeniem za pomocą klina polega na tem, że nawet przy wielkich naciskach tłokowych wózek może być mały (krótki) i lekki.

2/ Obliczenie wytrzymałości połączenia polega na sprawdzeniu gwintu na rozciąganie oraz na ściskanie, przy czem stosuje się następujące współczynniki:

$$\sigma \leq 500 + 500 \cdot \text{Kg/cm}^2$$

$$\sigma \leq 200 \text{ Kg/cm}^2 \text{ dla stali kutej}$$

$$\sigma \leq 180 \text{ Kg/cm}^2 \text{ dla stali lanej.}$$

3. W o z i k i.

Zadaniem wózka jest łączenie drga tłokowego z korbowodem oraz przenoszenie nacisku normalnego, pochodzącego od korbowodu na ramę.

Wózek składa się z 2-oh części: 1/ z korpusu i 2/ trzewika. Korpus może być wykonany:

1/ łącznie z trzewikiem z żelaza laneo o kształcie widełkowatym u maszyn małych.

2/ osobno od trzewika ze stali lanej o kształcie widełkowym /rys.66/ lub ze stali zlewnej o kształcie łba złączonego /rys.68/.

Trzewik z żelaza laneo i w szlifowuje się w prowadnice ramy /maszyny średnie/.

3/ w maszynach szybkobieżnych oraz dużych a także gdy zachodzi obawa, że do budynku maszynowego może przedostać się kurz lub piasek. trzewik wylewany białym metalem /rys.67-68/, aby nie uszkodzić prowadnicy ramy. Wykonanie to jest drogie, ale dobre.

Trzewik winien być nastawny i łączy się z korpusem za pomocą śrub.

Można nie przytwierdzać trzewika do korpusu, gdyż sama prowadnica zapobiegnie przekręcaniu się trzewika.

Przy $n > 60 \frac{\text{obr.}}{\text{min.}}$ stosować połączenie śrubowe /nie klinowe/. Trzewik winien być dobrze smarowany.

Przy połączeniu w/g. rys.66 w razie wytarcia trzewików, wkłada się dwudzielne mosiężne dokładki. Należy dbać, aby śruby i nakrętki, łączące trzewik z wózkiem, nie rozluźniały się i nie uszkodziły prowadnicy ramy, która jest kosztowna. Wózek ma posiadać takie kształty,

aby go można było całkowicie obrobić w sposób mechaniczny.

Zamocowanie drąga tłokowego w korpusie wózka osiąga się za pomocą czopów. Czop osadza się w łożu cylindrycznie przy masowej fabrykacji. Wtedy czopy \varnothing/g kalibru. Wykonanie to jest tanie; ono nie daje tej pewności, co czop stożkowy, który się używa bezwarunkowo w większych maszynach. Czop wślifowuje się w łożo.

Wykonanie kosztowne.

Obliczenie wózka. Oznaczamy długość trzawika przez \underline{a}
szerość " " \underline{b}

zwykle $a = 1,55 + 1,65/b$; $l = 5 r$

Maks. nacisk tłoka = P .

$$K = \frac{P \cdot r}{l} \cdot \frac{1}{ab} \leq 3 \text{ kg/cm}^2; \quad K = \frac{P}{5 \cdot ab}$$

U maszyn szybkobieżnych mniejsze K ;

U maszyn walcowniczych, wyciągowych $K \leq 3,6 \text{ kg/cm}^2$

Ciężaru nie uwzględniamy.

Czop wózka /rys. 69/

$l = 1,2 d$ przy widelk. kształcie

$l = 1,5 d$ przy łbie złączonym

$S = 0,45 + 0,6/l$

Pochyłość stożka $t = \frac{1}{10}$ u mał. maszyn

$t = \frac{1}{13,5}$ u średnich

$t = \frac{1}{16}$ u wielkich.

Przykład:

$d = 90 \text{ mm}$ $S = 50$, $l = 110$, $t = 1:10$

wtedy $d_1 = 85 \text{ mm}$ $d_2 = 106 \text{ mm}$ /wyliczone/.

Obliczenie czopa. Ciężnienie jednostk.

$$K = \frac{P}{d_1} \leq 80 - 100 \text{ normalne}$$

$\leq 100 - 130$ - maszyny nawrotne

Zginanie: $M_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{C}{2} + \frac{1}{4} \cdot \dots = W \cdot K_b$; $W = \frac{\pi d^3}{32}$; $K_b \leq 1200$

dla stali Siemens $K_b \leq 1000$.

4. K o r b o w o d y .

Korbowód przenosi siły z czopa wodzikowego na czop korbowy. Wykonywa się z kutej stali nprz. Siemens-Martin'a. Kształty na rys. 70. Najchętniej stosują się konstrukcje, przy których cały korbowód jest wykonany z jednego kawałka. Łby złożone są tanie, wytrzymałe i łatwe do obróbki, ale demontaż trudny. Szerokość łba w wodziku winna być możliwie równa szerokości łba drugiego. Średnica maleje w kierunku czopa wadzika, rośnie w kierunku czopa korbowego.

$d_1 \cong 0,9 d$; $d_2 \cong 1,1 d$. Decydują tu względy fabrykacji, nie wytrzymałości.

Obliczenie wytrzymałości korbowodu:

Oznaczmy przez L . długość korbowodu między czopami. Stopień bezpieczeństwa przeciw wyboczeniu

$$\sigma = \frac{\pi^2 J E}{P L^2} \geq \begin{matrix} 12 + 13 & \text{jeżeli } C_m = 4, + 3^m / \text{Sec.} \\ 16 + 25 & \text{" } C_m = 2,5 + 1^m / \text{S.} \end{matrix}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{64} ; \quad E = 2.200.000.$$

Korbowody bywają również o kształcie widełkowym i o łbie dzielonym. Taki łeb rozcięty jest konieczny przy wał wykręconym. Łeb rozcięty używa się po stronie czopa korbowego; śruby łącznikowe są bardzo niebezpieczne w razie pęknięcia; zerwanie tych rujnuje łożki, pokrywy, skręca korbę i t.d.

U maszyna wielkich-obydwa łby rozcięte- czop wadzika stanowi jedną całość z korpusem wadzika. Jeśli wadzik ze stali kutej - stosujemy łeb widełkowy u korbowodu. Przy tym łbie nie można dociągać czopa wadzikowego za pomocą płytki.

Obliczenie wytrzymałości łba po stronie wadzika /rys.72/

Przekrój AB na rozciąganie

$$C = \frac{C_1 + C_2}{2} ; \quad e = \frac{e_1 + e_2}{2}$$

$$K_z = \frac{P}{2a.C} \leq 400 \text{ kg/cm}^2 \text{ ze względów konstrukcyj-}$$

nych biorąc $K_z \approx 300$

Przekrój CD na zginanie.

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{C}{2} + \frac{M}{4} = \frac{ae^2}{6} K_b; \quad W = \frac{ae^2}{6}$$

$$K_b = \frac{P}{2W} \cdot \frac{C}{2} + \frac{M}{4} \leq 850$$

$K_b \leq 500$ przy małych maszynach.

Obliczenie wytrzymałości łba po stronie czopa korbowego /rys.73/

Przekrój E-F

$$K_z = \frac{P}{2 \cdot b \cdot f} \leq 400 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{/średnio 280/}$$

$$f = \frac{f_1 + f_2}{2}$$

$$g = \frac{g_1 + g_2}{2}$$

Przekrój G-H

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{K}{2} + \frac{M}{4} = \frac{ba^2}{6} K_b$$

$$a = \frac{a_1 + a_2}{2}$$

$$K_b \leq 850$$

Przy konstrukcji łbów należy unikać ostrych wcięć.

Obliczenie dzielonego łba korbowa dla czopa korbowego /rys.73/

$$a = \frac{a_1 + a_2}{2}; \quad M_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{f}{2} + \frac{M}{4} = \frac{ba^2}{6} K_b; \quad K_b \leq 600.$$

Wyżej wspomniane śruby łączące połówki łba / wykonywane się z żelaza spawalnego, ze stali pancerniej, nitrostali /gwint drobny/. Nie należy dawać dużych K.

Obliczenie

d - średnica rdzenia /rys.74/

$$K_z = \frac{P}{2 \cdot \frac{\pi}{4} d^2} \leq 300, \text{ jeśli } d \leq 1 \frac{1}{2}''$$

$$\leq 400, \quad " \quad d \geq 2''$$

Powinno być naprężenie większe poza gwintem, więc

$$d_2 = d - \frac{1}{2} \pm 1'' \frac{M}{M}$$

Zwykle $l_1 \geq 1$ przy hydraulicznym wprasowaniu otwór w korbie robimy cylindryczny. Częściej czop wszlifowuje się, a potem wsadza go się z małym skurozem / wykonanie trudne /, czop wsadzony odwrotnie i przyciągnięty nakrętką - niekorzystny.

$$X = 0 + 2 \text{ mm} \quad d_1 = d + /5 + 10/ \text{ mm}$$

$$\text{Stożek } 1:10, \quad l = /1,18 + 1,32/d$$

$$\text{nprz. } d_1 = 100, \quad l_1 = 120, \quad \text{to } d_2 = 112 \text{ mm}$$

Po wsadzeniu przewierca się i wsadza się klin.

Obliczenie czopów korbowych

1/ Dostateczna wytrzymałość

$$K_b = \frac{P \cdot l}{2 \cdot \frac{\pi d^3}{32}} \approx \frac{P \cdot l \cdot 10}{2 \cdot d^3} \leq 650 \quad \text{Stal S.-Martina}$$

$$\leq 750 \quad \text{" tyglowa}$$

$$\leq 1000 \quad \text{Nitrostał}$$

2/ Czopy muszą być tak duże, ażeby panwie nie grzały się.

Oznaczamy:

K_m - średnie ciśnienie jedn. w czasie 1 skoku

V - średnia prędkość obwodowa czopa.

$$K_m = \frac{F_{cm}^2}{d_{cm} \cdot l_{cm}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right] \quad V = \frac{\pi d_{cm} n}{60} \text{ m/sk}$$

$$K_m \cdot V = \frac{F_{cm}^2 \cdot P_i \cdot \pi n}{6000 \cdot l_{cm}}$$

dla maszyn obustronnie działających $\begin{cases} K_m V \leq 25 \text{ kgmet/sk} - \text{bronz} \\ \leq 30 \text{ " biały metal} \end{cases}$

3/ Ze względu na smarowanie /ciśnienie jednostkowe/ czasami wyżej

$K = \frac{P}{dl} \leq 50 - 70$ u maszyn zwykłych
 $dl \leq 70 - 100$ u maszyn nawrotnych, pracujących z przerwami.

Czop wału głównego. Obliczenie zupełnie analogicznie.

$$d_2 = d + /20 + 30/ \text{ mm}; \quad d_1 = d - /5 + 10/ \text{ mm}$$

Wycięcie A. dla większych korb.

$$d_3 = 1,9 - 1,7/d_1, \quad S = 0,85 - 0,7/d_1$$

$$K = 1 - 2 \frac{m}{m}, \quad S = 0,75 d_1$$

$$l : d = 1,35 - 1,80$$

Korby możemy nasadzać sposobem hydraulicznym lub wsadzać ze skurczem. Skurcz wynosi $1 \frac{m}{m}$ na 1 metr. Występ z ostrym zakończeniem po stronie łożyska służy do odprowadzania oliwy.

Oliwa wypryskując jest bardzo szkodliwa dla fundamentów.

1/ Wytrzymałość $M_b = P \cdot L$, $M_d = P \cdot R$.

$$M_{bi} = \text{M zast.} = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + \lambda \cdot M_d^2} = W K_{bi}$$

$$\frac{M_{bi}}{W} = K_b \leq 900, \text{ gdzie } \lambda = \frac{l_1 \cdot 3 K_b}{K d} \approx 1$$

2/ $K_m \cdot v \leq 13 \text{ kgm}^2/\text{sek}$

3/ $K = \frac{P}{dl} \leq 16$ maszyny zwykłe
 ≤ 25 maszyny nawrotne
 ≤ 23 masz. przelotowe, Stumpfa.

Wały o średnicach większych niż $d = 350$ przewierca się wzdłuż na całej długości, aby sprawdzić, czy przekucie doszło do samego rdzenia. $\delta = 80 - 100 \frac{m}{m}$ /otwór/

6. Konstrukcja łożysk i łączenie łbów korbowych.

Należy uwzględnić następujące warunki:

- 1/ Montaż powinien być dogodny i łatwy.
- 2/ Nastawność dogodna dla specjalistów, utrudniona zaś dla niepowołanych osób.
- 3/ Konstrukcja powinna zapobiegać zakleszczeniu się czopa przy zagrzaniu się panwi.
- 4/ Niemożność zakleszczenia czopa osi poziomej przy dociągnięciu panwi za pomocą klina. Gdy panwie nie przylegają, rozgrzewają się, odkształcają się i zakleszczają czop /rys. 68/
- 5/ Należy stosować panwie ze stali lanej lub z lanego żelaza z włożeniem białym metalem.

W czopie korbowym biały metal jest niepewny.

Zapobiega się zakleszczeniu i osiąga się ściśle przyleganie końców

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 pocynowane. Wykonanie górnej panwi razem z pokrywą jest trudne do obrobienia. Wskutek 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

Wykonywa 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. Wzgląd 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