

KONSTRUKCJA CZĘŚCI SKŁADOWYCH MASZYNY PAROWEJ

I. Tłoki

Zadaniem tłoka maszyny parowej jest przenoszenie siły wywołanej przez ciśnienie pary w cylindrze zapomocą drąga tłok^{wego} i korbowodu na wał główny maszyny.

Celem korzystnego wyzyskania prężności pary, tłok musi być szczelny. Szczelność jego można zbadać w wykonanych maszynach w następujący sposób: ustawiamy tłok w martwym położeniu odkorbowem i zdejmujemy dno cylindra, poczem puszczaemy parę o wysokiej prężności na stronę K. W wypadku dostatecznej szczelności zaobserwujemy po stronie dna cylindra na ściankach jego tylko perełki skraplającej się pary.

Nie można uzyskać dostatecznej szczelności tłoka przez dopasowanie zewnętrznego obwodu jego do obwodu wewnętrznego tulei roboczej cylindra chyba, że przy bardzo małych średnicach cylindra, gdyż w dużych maszynach nastąpiło by zacieranie się tłoka dzięki niejednakowemu odkształceniom cieplnym tłoka i tulei cylindra. Dlatego też zwykle stosujemy uszczelnienie przez pierścienie uszczelniające, wpuszczone w tłok, które przylegają z pewnem ciśnieniem jednostkowym do wewnętrznej powierzchni tulei cylindra.

Rozróżniamy dwa zasadnicze typy maszyn:

w których ciężar tłoka spoczywa na drągu tłokowym,

w których ciężar ten spoczywa całkowicie lub częściowo na tulei roboczej cylindra.

Tłoki maszyn pierwszego typu posiadają średnicę nieco mniejszą od średnicy cylindra: w maszynach stojących ciężar tłoka spoczywa centrycznie na drągu tłokowym, a w maszynach leżących na drągu tłokowym podpartym z obu stron cylindra.

Tłoki drugiego rodzaju stosowane są oczywiście tylko w maszynach leżących, a opierają się częścią dolną obwodu na tulei roboczej cylindra.

Tłok musi zadośćczynić dwóm warunkom : musi być s z e z e l n y i w y t r z y m a ł y . Szczelność uzyskujemy za pośrednictwem pierścieni, wytrzymałość zaś przez stosowanie odpowiedniej budowy i materiału, przyczem ciężar tłoka winien być jaknajmniejszy /zwłaszcza w maszynach szybkobieżnych/, aby uzyskać zmniejszenie mas w ruchu posuwistym zwrotnym.

Pierścienie uszczelniające .

Pierścienie winny przylegać do wewnętrznego obwodu cylindra z tak dużym ciśnieniem, jakiego wymaga dobre uszczelnienie. Stosowanie zbyt dużych ciśnień jednostkowych powoduje nadmierne ^{ścieranie} /się tak pierścieni jak i wewnętrznej powierzchni cylindra. Pierścienie nowe winny dawać ciśnienie jednostkowe nieco wyższe ze względu na późniejsze wytarcie. Złe wykonane pierścienie są wielką przeszkodą w pracy maszyny.

Rozróżniamy dwa główne typy pierścieni :

1/ pierścienie wywierające ciśnienie na powierzchnie cylindra dzięki własnej sile sprężynowania, uzyskanej przez stosowną obróbkę. Są to pierścienie r o z p r ę ż n e / szweckie/.

2/ pierścienie, przyciskane do powierzchni cylindra całkowicie lub częściowo siłą sprężyny.

Pierścienie typu pierwszego, najbardziej rozpowszechnione, wykonywa się prawie wyłącznie z żeliwa, jedynie przy bardzo małych średnicach cylindra /mniejszych od 50 mm./ stosować można stal zlew-
ną lub laną bardzo miękką, które to materiały jednak wycierają znacznie więcej tuleję cylindra. Niektórzy konstruktorzy stosują stalowe pierścienie także przy większych średnicach cylindra, zwłaszcza w maszynach szybkobieżnych /parowozy/, ponieważ rzekomo doświadczenie wykazało pęknięcie żeliwnych. Żeliwo używane na pierścienie rozprężne nie powinno być tak twarde jak materiał tulei cylindra i musi być dość kruche, aby pierścień posiadał dobre sprężynowanie i nie podlegał odkształceniom trwałym.

Pierścienie rozprężne wykonywajem, w rozmaity sposób :

a/ z odlewu cylindrycznego, przy zastosowaniu wykroju,

- b/ z odlewu nieokrągłego przy zastosowaniu wykroju,
- c/ o nierównej grubości z odlewu cylindrycznego lub nieokrągłego, przy zastosowaniu wykroju,
- d/ w których siłę sprężynowania otrzymuje się przez stosowne walcowanie.

Wykonanie po d b/ i d/ należy uważać za najwłaściwsze.

Wykonanie a/: Cylinder, z którego mają być wykonane pierścienie, odlewa się o długości = około 1,5 średnicy zewnętrznej /rys.40/. Nadlewki Ł służą do umocowania cylindra przy obróbce. Odlew zostaje obtoczony z zewnątrz i z wewnątrz, przyczem pozostawia się po około 1 mm. z każdej strony na ostateczną obróbkę. Z tak obrobionego cylindra obcinamy pierścienie o szerokości s_1 , przyczem $s_1 = s + 3$ do 4 mm. na ostateczną obróbkę / gdzie s oznacza ostateczną szerokość pierścienia /. Z otrzymanego pierścienia wycinamy część o długości a_1 , mierzonej na zewnętrznym obwodzie / rys.41/. Rodzaje wycięć podaje rys.42 a i b, gdzie część zakreskowana oznacza wycięcie. Długość X , zależnie od wielkości pierścienia, wynosi 12 do 60 mm. Po wycięciu ściskamy pierścień o długość mniejszą od a_1 , pozostawiając szczelinę $c = 1$ do 8 mm. / rys.43 a i b/, ze względu na wydłużenie powodowane nagrzeniem. Wielkość szczeliny zależy od średnicy cylindra, oraz od temperatury pary w cylindrze. Wykonanie pierścienia, przedstawione na rys.43 a, jest łatwiejsze, lecz o tyle niekorzystne, że przez luz c , który w dodatku w miarę wycierania pierścienia wzrasta, ucieka para. Wykonanie według rys.43 b / na zakładkę/ daje pod względem szczelności wyniki lepsze, jest jednak trudniejsze, szczególnie przy wąskich pierścieniach. Zaokrąglenie r końców dajemy możliwie duże, najmniej 3 mm.

Tak ściśnięty pierścień obtaczamy na żądane średnice, sprawdzamy, czy mieści się w cylindrze i rozginając wkładamy go na tłok.

Ponieważ pierścień po włożeniu na tłok rozpręża się wskutek sprężynowania, więc dla włożenia tłoka do cylindra, nawija się na tłok płaszcz z blachy, poczem, opierając płaszcz o brzeg cylindra, wsuwamy tłok wewnątrz.

Pierścienie typu a/ muszą być umiejscowione od wewnątrz przekute, gdyż po wycięciu długości a_1 i ściśnięciu nie dostajemy kształtu okrągłego, ani odpowiedniego naprężenia w poszczególnych włóknach. Ponieważ przekuwanie to odbywa się ręcznie, wymaga dużej wprawy i nie zawsze się udaje - ten sposób wyrobu pierścieni nie należy do najlepszych.

Wykonanie b/: Model cylindra /rys.44/, z którego wykonać mamy pierścienie, rozcina się i w rozcięciu wstawia kawałek o długości $a_2 = a_1 * \text{skurcz materiału}$. Otrzymany model formujemy. Po odlaniu odcina się pierścienie o szerokości $s_1 = s + 3$ do 4 mm., poczem z każdego poszczególnego pierścienia, w miejscu, gdzie wystaje wstawka, wycina się długość a_1 według rys.42 a lub b. Teraz ściskamy pierścienie o długość a mniejszą od a_1 , końce lutujemy lub nitujemy /rys.45/ i bierzemy pierścienie na obrabiarkę. Wysokość pierścienia surowego winna możliwie mało różnić się od wysokości pierścienia gotowego, ponieważ pierścienie ściskane jest przed obróbką i przy zbyt-niej grubości jego, wywołujemy ściskając niepotrzebnie zbyt duże naprężenia w skrajnych włóknach. Obrabiamy pierścienie na właściwą szerokość s , a potem toczymy wewnętrzną i zewnętrzną powierzchnię na właściwą średnicę. Do obróbki tej nadaje się najlepiej karuzelówka z uchwytem elektromagnetycznym, który nie deformuje pierścienia. Włókna po obróbce przybierają kształt okrągły. Pierścienie z odlewu nieokrągłego dają dobre rezultaty w pracy o ile są dokładnie obrabiane; słabą stroną tego wykonania jest ściskanie pierścienia w stanie surowym.

Każdy pierścienie rozprężny posiada tę wadę, że nie wywiera równomiernego nacisku jednostkowego na całym obwodzie. Zwłaszcza ma to miejsce przy dzieleniu pierścienia jak na rys.46 a. / Rozwiązanie to daje najgorszą szczelność w miejscu podziału/. W punktach A i B / rys.46/ ciśnienie jest większe niż w C. Wobec tego fabryki zaczęły stosować

Wykonanie c/: W pierścieniach o nierównej wysokości w miejscu rozcięcia dajemy wysokość mniejszą niż po stronie przeciwnej, aby

uzyskać nacisk mniej więcej jednakowy /rys.47/. Słabą stroną tego wykonania jest to, że szczelina q po stronie dolnej tłoka jest zbyt duża, zbiera się w niej oliwa, która spiekając się, przeszkadza prądowemu sprężynowaniu pierścienia. Aby tego uniknąć, musielibyśmy wpustki w korpusie tłoka wytaczać mimośrodowo, co ze względu na trudność obróbki i ustawienia pierścienia jest niekorzystne. System ten więc jest mało rozpowszechniony.

Wykonanie d/ : Odlewamy cylinder i rozcinamy na pierścienie jak w wykonaniu a/. Poszczególne pierścienie rozcinamy i na specjalnych maszynach rozwalcujemy w celu nadania im odpowiednich naprężeń. Pierścienie rozwalcowane na dobrych maszynach dają w użyciu dobre rezultaty.

Porównując powyższe cztery typy pierścieni rozprężnych, można stwierdzić, że dobrze wykonane pierścienie z odlewu nieokrągłego / wykonanie b/ są najlepsze.

Pierścienie uszczelniające muszą mieć brzegi zewnętrzne zaokrąglone, aby nie zeskrobywały smaru z tulei cylindra. Przy szerszych pierścieniach poleca się nadto stosować wpustkę oliwną 0/ rys.48/. Powierzchnie m i n winny być szlifowane.

Obliczenie pierścieni rozprężnych.

Zwróćmy się do rys.46. $2r_z$ oznacza średnicę zewnętrzną pierścienia ściśniętego, $2r_m$ - średnicę średnią; wszystkie wymiary w centymetrach. Pierścień, który zostaje ściśnięty siłą jednostkową k , działającą równomiernie na całym obwodzie, lub pierścień, który wywiera ciśnienie jednostkowe k kg/cm^2 , posiada w przekroju X-X naprężenie zginające, które nie może przekraczać wartości dopuszczalnej k_g .

W przekroju X-X mamy :

$$M_g = 2r_m \cdot s \cdot k \cdot r_m = s \cdot \frac{W^2}{6} \cdot k_g; \text{ skąd } k = \frac{W^2 k_g}{12 r_m^2}$$

lub
$$r_m = W \sqrt{\frac{k_g}{12 \cdot k}} = r_z - 0,5W$$

Przyjmujemy $k = 0,45$ do $0,2$ kg/cm^2 , przy czym im większa średnica, tem mniejsza wartość k .

Dalej

$$W = \frac{\tau_z}{\sqrt{\frac{k_g}{12 \cdot K} + 0,5}} \dots\dots\dots /I/$$

Naprężenia zginające powstałe ze ścisnięcia pierścienia obliczamy w przybliżeniu według wzoru Reinhardt'a :

$$k_g = \frac{E}{9,426} \cdot \frac{a \cdot W}{\tau_m \tau_z} \dots\dots\dots /II/$$

W powyższym wzorze stosujemy dla żeliwa E = 800000 , a wycięcie a = 0,08 do 0,12.D o ile D jest większe od 150 mm.

Dopuszczalne naprężenie zginające bierzemy :

$$k_g = 800 \text{ do } 1200 \text{ kg/cm}^2$$

Jeśli ściskamy pierścień nieobtoczony /patrz sposób b/ na str. 28/, to otrzymujemy naprężenie większe :

$$k_{gl} = \frac{k_g \cdot w_1}{w} \dots\dots\dots /IIa/$$

Naprężenie przy rozginaniu i wkładaniu na tłok :

$$k_{g2} = 0,64 \left[\frac{E \cdot W^2}{\tau_m^2} - k_g \right] \dots\dots\dots /III/$$

Żeby pierścienie nie pękały przy przesuwaniu wzdłuż powierzchni tłoka winny mieć wysokość :

$$w \leq \frac{D}{30} \quad \text{dla pierścieni o jednakowej wysokości,}$$

$$w \leq \frac{D}{25} \quad \text{" " " niejednakowej wysokości}$$

Szerokość s pierścienia nie wywiera wpływu ani na ciśnienie jednostkowe ani na naprężenie zginające ani też na szczelność, nie należy zatem stosować zbyt dużych szerokości. Dla tłoków o średnicy większej od 400 mm. stosujemy :

$$s = 1,2 \text{ do } 0,75 \cdot w$$

przyczem przy większych średnicach dajemy wartości mniejsze. Wyższy pierścień posiada tę dodatnią stronę, że zahacza o większą powierzchnię wpustki w tłoku.

Przy małych średnicach elastyczność pierścienia zmniejsza się zna

cznie i mogą zachodzić pęknięcia przy zakładaniu na korpus tłoka. Lekkie ogrzanie pierścienia /np. w ciepłej oliwie/ może zapobiec pęknięciu. Jednak przy średnicach mniejszych od 120 mm. należy unikać przesuwania pierścienia po powierzchni tłoka, więc stosujemy tu specjalne tłoki z dokładkami /rys.49/.

Wymiary pierścieni bierzemy z tabelki ułożonej na podstawie wzorów

D	s	w	a	k_g	k	w_1	k_{g1}	k_{g2}
60	5	3	4	990	0,620	4,5	1780	-
100	6	4,5	7	990	0,575	6,5	1600	-
150	8	5	15	1170	0,462	7	1650	1690
200	10	6,5	20	1140	0,430	9	1580	1580
300	13	9,5	30	1110	0,395	13	1520	1480
350	14	11	35	1100	0,386	15	1500	1450
400	15	12,5	40	1100	0,382	17	1500	1450
450	16	14	45	1090	0,375	19	1480	1410
600	19	18,5	60	1080	0,365	24	1400	1390
900	23	26	92	1030	0,304	32	1270	1150
1000	24	28	104	1020	0,282	34	1240	1050
1200	26	31,5	130	995	0,241	37,5	1180	910
1400	28	34	160	970	0,200	40	1140	650
1500	28	36	174	970	0,195	42	1130	610

Pierścienie ustawiamy na tłoku w ten sposób, aby rozcięcia ich były jak najdalej względem siebie obrócone dla utrudnienia przepływu pary / w tłokach , spoczywających na drągu tłokowym przy trzech pierścieniach , rozcięcia są oddalone o 120° /. W maszynach leżących pierścienie mogłyby w ruchu obrócić się i ustawić tak, że rozcięcia ich będą na jednej linii - dlatego musimy dać zabezpieczenie. W maszynach stojących niema powodu do obracania się pierścieni i dlatego zabezpieczenie jest zbyteczne. Natomiast w maszynach leżących, w których ciężar tłoka jest przenoszony częściowo przez tuleję roboczą cylindra, staramy się wykorzystać ten ciężar do doczeczelnienia pierścieni i dlatego ich rozcięcia ustawiamy w dolnej części tłoka jak wskazuje rys.53

Zabezpieczenia.

Sposoby zabezpieczenia pierścieni przed samoczynnym okręcaniem się podaje rys.51 a, b, c, d, e, f. Zabezpieczenia podanego na rys. 51 a, b, c, d, dokonywa kołek wkręcony w korpus tłoka. Rozwiązanie a nie jest zbyt korzystne - lepsze jest rozwiązanie b /względnie c. Rozwiązanie d utrudnia nakładanie pierścienia.

Na rys. 51 e, f zabezpieczenia uskuteczniają zameczki, wykonane z brązu lub żeliwa, oznaczone linią czerwoną, które równocześnie zapobiegają przepływowi pary przez szczelinę pierścienia. /Wykonanie e stosowane często przez prof.Stumpfa/.

Stosowanie zabezpieczeń, które wymagają pogłębienia wpustki i skomplikowania kształtu rdzenia tłoka / rys.51 g/ nie jest właściwe, gdyż łatwo wówczas o niedokładne zaformowanie tłoka.

Liczbę pierścieni stosujemy :

przy ciśnieniu mniejszem od 4 atm. 2 pierścienie

" " większem od 4 atm. 3 pierścienie

W maszynach o wielokrotnem rozprężaniu pary stosujemy przeważnie 3 pierścienie, zwłaszcza dlatego , aby mieć jednakowe szerokości tłoków.

Pomiędzy pierścieniem i wpustką mamy szczelinę :

$z = 0,5$ do 2 mm. / rys.52/. Niektórzy konstruktorzy nie dawali tej szczeliny wcale, tłumacząc to zapiekaniem się smaru, jednak jest to niewłaściwe szczególnie przy maszynach o tłoku , spoczywającym na tulei cylindra, ponieważ pierścień służy do uszczelniania, a nie do dźwignia ciężaru tłoka.

Aby pierścień w martwym położeniu tłoka nie był ściskany przez parę dolotową /co wywołuje t.zw.kłaskanie pierścieni i może spowodować jego pęknięcie/, nie powinien wysuwać się w krańcowym położeniu zbyt daleko poza krawędź tulei cylindra./rys.53/. Wielkość u należy wykonywać możliwie małe : od 0 do 1 mm. z uwzględnieniem wydłużenia poszczególnych części maszyny, pamiętając, że drąg tłokowy wydłuża się więcej od cylindra. A więc wielkość u będzie inna dla strony od i korbowej.

Konstrukcje, w których wprowadza się pod pierścień parę dolotową

/ rys.54/ są fałszywe /zwłaszcza konstrukcja a/, ponieważ powodują zbytne przyciskanie pierścienia do tulei cylindra, a w konstrukcji a także i do korpusu tłoka. Pod pierścień razem z parą może dostać się i smar, co spowoduje zapiekanie się pierścienia.

Reasumując, pierścienie rozprężne, o których dotychczas mówiliśmy, mają następujące wady :

- 1/ wywierają ciśnienie jednostkowe nierówne na całym obwodzie,
- 2/ para dolotowa dostaje się częściowo w szczelinę pod pierścieniem.

Mimo tych wad pierścienie te są najbardziej stosowane. Dobre rezultaty osiągamy, stosując trzy niezbyt szerokie pierścienie rozprężne, przy niedużym ciśnieniu jednostkowym k.

Przejdziemy teraz do rozpatrzenia drugiego typu pierścieni / patrz str.26/, t.j. dociskanych do tulei roboczej cylindra siłą sprężyny. Mało jest dobrych konstrukcji tego typu pierścieni ; jedną z lepszych jest konstrukcja Schmeck'a, którą podaje rys.55. Pierścienie te są wąskie : $w = 2,5$ do $3.a$. Szerokość wpustki jest o $0,3$ mm. większa od szerokości pierścienia, a sprężyny E dociskają części pierścienia do powierzchni CD. Przez szczelinę, powstałą obok powierzchni AB dostaje się para pod pierścień, jednakowoż nie wywiera żadnego ciśnienia na tuleję roboczą cylindra, gdyż z powodu znacznej wysokości pierścienia, prężność pary zostaje zużyta na pokonanie tarcia pierścienia o powierzchnię CD. A zatem pierścienie przylegają do tulei cylindra tylko z takim ciśnieniem, jakie wywierają sprężyny F i G umieszczone pod łącznikami. Ciśnienie jednostkowe wynosi tu $0,3$ do $0,5$ kg/cm^2 . Pierścień jest dzielony i liczba jego części /i/ zależnie od średnicy wynosi 2 do 4.

Dane wytyczne	D	d	a	i
	50	22	7	2
	550	35	11	3
	1250	50	15	4

Przy ciśnieniach mniejszych od 16 atm. wystarczy stosować dwa pierścienie Schmeck'a, przez co uzyskujemy mniejszą szerokość tłoka

a więc i jego ciężar, co jest szczególnie ważne, o ile tłok spoczywa na tulei cylindra. W niektórych podręcznikach spotykamy pierścienie "nastawne"; jest to konstrukcja przestarzała, pierścienie te są zbyt kosztowne i zawodzą w ruchu dzięki obluźnianiu części nastawnych.

Korpus tłoka.

Tłoki wykonywa się z żeliwa, bardzo rzadko ze stali lanej i zlewnej. Stal zlewną stosuje się w tych wypadkach, gdy chodzi o lekkość; wówczas tłok nie może się stykać z tuleją roboczą cylindra ze względu na miększy materiał, z którego jest ona wykonana. Tłok wykonywa się prawie wyłącznie z jednej sztuki, gdyż są one wtedy nie tylko tańsze, lecz nadto nie posiadają śrub i nakrętek, które w ruchu mogą się rozluźnić i rozbić pokrywy cylindra.

W maszynach, w których ciężar tłoka spoczywa na drągu tłokowym, korpus tłoka nie powinien się zetknąć z tuleją roboczą cylindra, dajemy więc średnicę tłoka /rys.56/ mniejszą od średnicy cylindra, a mianowicie:

$$D_t = D - 3 \text{ do } 4.f$$

gdzie f oznacza strzałkę ugięcia drąga tłokowego, mierzona w jego środku. Tłok musi być oczywiście możliwie lekki /mała szerokość b/. Uzyskamy to, stosując tłok jednościankowy /rys.57/. Ze względów termicznych nie jest on korzystny, gdyż para świeża odgródzona jest od pary odlotowej jedną tylko ścianką, której średnia temperatura jest zatem niższa. Z tego powodu budujemy tłoki dwuściankowe /rys.58/, dbając oczywiście w dalszym ciągu o zmniejszenie ich ciężaru.

W maszynach stojących ciężar tłoka spoczywa centrycznie na drągu tłokowym. Stosujemy tu:

$$D_t = D - 2 \text{ mm.}$$

W maszynach okrętowych, gdzie chodzi nam o możliwie łatwą wymiennność w razie pęknięcia pierścienia i mały ciężar części zapasowych, stosujemy tłok jednościankowy dzielony /rys.59/ z wymienną częścią A.

Dajemy tu również:

$$D_t = D - 2 \text{ mm.}$$

W maszynach, w których ciężar tłoka spoczywa na tulei roboczej cylindra, w celu uzyskania niezbyt dużego nacisku jednostkowego, szerokość tłoka musi być większa, niż w wypadku rozpatrywanym poprzednio. Chcąc wyzyskać całą średnicę D_t tłoka, musielibyśmy dopasować ją dokładnie do średnicy tulei cylindra, lecz wykonanie takie byłoby błędne ze względu na zacieranie się tłoka wskutek niejednakowych odkształceń tarmicznych obu elementów. Nieracjonalne jest również rozwiązanie gdzie $D_t = D - 2 \text{ mm.}$, bo szczelina powstała w ten sposób nad tłokiem jest zbyt duża, a tłok przylega wzdłuż jednej tworzącej do cylindra.

Dlatego stosujemy tu przeważnie tłoki toczone na dwie średnice mimośrodowo. Obróbka takiego tłoka odbywa się w sposób następujący /rys.60/ : toczymy tłok na średnicę D_t ze środka O , następnie przesuwamy środek toczenia do punktu O_1 i toczymy na średnicę D_1 . Mimośrodowość toczenia $O-O_1$ oraz średnicę D_1 wyznaczają nam trzy punkty A, B_1, C , przy czym odcinek $BB_1 = 0,5$ do 3 mm. , a kąt $AOC=120^\circ$ i jest symetryczny względem osi BG . Przy tem toczeniu nóż zbiera zatem materiał tylko na łuku ABC , nie zbiera zaś na łuku AGC . Średnicę pierwszego toczenia D_t przyjmujemy dla pary nasyconej $D_t = D$, dzięki czemu na łuku AGC mamy w rezultacie metaliczne przyleganie korpusu tłoka do tulei cylindra. Dla pary przegrzanej bierzemy :

$$D_t = D - \frac{D}{1000} \quad \text{i wówczas na łuku } AGC$$

mamy pomiędzy tłokiem a cylindrem cienką taśmę smaru, która zapobiega zacieraniu się tłoka.

Szczelina ta jest tak drobna, iż przyjmujemy, że cylinder dźwiga ciężar tłoka na łuku 120° , i ciśnienie jednostkowe obliczamy ze wzoru

$$k = \frac{G_t + 0,5.G_d}{B_c \cdot 0,866.D} \quad \text{gdy niema prowadzenia tylnego.}$$

oraz

$$k = \frac{G_t + 1/3.G_d}{B_c \cdot 0,866.D} \quad \text{gdy jest prowadzenie tylne, które odciąża częściowo tuleję cylindra.}$$

W obu wzorach G_t oznacza ciężar tłoka, G_d - ciężar drąga tła-

kowego, zaś B_c - czynną szerokość tłoka, przy czym $B_c = B_1 - i \cdot s$,
gdzie i - ilość pierścieni, oraz s - szerokość pierścienia /rys.60/

Odległość e /rys.61/ winna być możliwie mała :

$e = 10$ do 20 mm., zależnie od średnicy cylindra. Szerokość powierzchni przylegania tłoka do cylindra przed pierwszym i za ostatnim pierścieniem dajemy najwyżej 5 mm., gdyż na tej szerokości para dolotowa ciśnię zgęry na tłok, zwiększając znacznie ciśnienie jednostkowe.

Dopuszczalne ciśnienie jednostkowe zależy w głównej mierze od jakości materiałów i rodzaju smarowania. Staramy się o to, aby k nie było zbyt duże : należy więc tłoki budować dostatecznie szerokie, a przytem możliwie lekkie.

W cylindrach wysokoprężnych dajemy : $k = 0,3$ do $0,5$ kg/cm^2 .

W cylindrach niskoprężnych $k = 0,4$ do $1,0$ kg/cm^2 .

W maszynach przelotowych buduje się tłoki z lekkich tarczy. Często tłoki wykonane z żeliwa, wyposażone są w trzewik z blachy mosiężnej przynitowany do tłoka. Trzewik ten tłoczmy na średnicę :

$$D_t = D - \frac{D}{1000}$$

Konstrukcja ta jest dobra lecz bardzo kosztowna.

Obliczenie wytrzymałościowe korpusu tłoka.

Obliczenia tego dokonywujemy z dużym przybliżeniem na zasadzie danych doświadczalnych.

W wypadku stosowania tłoka bez żeber /rys.62/, przyjmujemy zbieżność ścianki :

$$g_1 = g - 2 \text{ do } 3 \text{ mm.}$$

$$g_2 = g + 2 \text{ do } 3 \text{ mm.}$$

Wycinamy ze ścianki tłoka pasek o szerokości 1 cm. i długości l .

Moment gnący :

$$M_g = \frac{P \cdot l}{12}$$

ponieważ : $P = p \cdot l$, zaś wskaźnik : $W = \frac{1 \cdot g^2}{6}$, więc

$$\frac{p l^2}{12} = \frac{g^2}{6} \text{ kg}$$

stad

$$k_g = \frac{r^2 p}{2g^2} \leq 200 \text{ kg/cm}^2$$

przy dobrych materiałach nawet 250, przy gorszych - 150 kg/cm².

Naczelnie starano się nie stosować żeber, gdyż tak ze względów odlewniczych jak i wytrzymałościowych należy unikać konstrukcyj, w których schodzą się trzy ścianki odlewu. Powstają tu bowiem w odlewie pęcherze, co obniża wytrzymałość tłoka.

W cylindrach wysokoprężnych można nie dawać żeber aż do średnicy tłoka $D_t = 500$ mm. W razie konieczności stosowania żeber, musimy dbać o ich odpowiednie wykonanie. Konstrukcja żebra, podana linią czerwoną na rys.62 jest niewłaściwa, gdyż w przekroju AB, gdzie działa duży moment gnący, przekrój jest za słaby w porównaniu z innymi przekrojami, gdzie panują momenty mniejsze.

Prawidłowe wykonanie żeber mamy na rys.63. Odległość y , którą daje się ze względu na swobodny przepływ gazów przy odlewie, winna wynosić co najmniej 40 do 60 mm. Przy dużych średnicach, w obawie przed pęknięciem końca żebra, zakańczamy je teowo /rys.63.linia czerwona /.

Dla obliczeń pole pomiędzy żebrami zastępujemy kołem równoważnym o średnicy δ /rys.64/. Wówczas :

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

Przy średnicach tłoka większych od 600 mm., poleca się stosować ścianki boczne skośne, jak na rys.63.

W tłokach dwuściankowych musimy pamiętać nadto o otworach do wyjęcia rdzeni, które umieszczamy pomiędzy żebrami i zamykamy korkiem z gwintem gazowym. Korki te po wkręceniu roznitowuje się i niekiedy zabezpiecza się nadto małą śrubką. Korki wykonujemy z jednej części /rys.65a/, zamiast drogich korków z łbami /rys.65b/. Część c korka z rys.65a wkręcamy w otwór, następnie ucinamy wzdłuż X-X i roznitowujemy. Otwory do rdzenia dajemy zawsze od tylnej strony tłoka, t.j. od strony nakrętki. Przy większych średnicach otwoły te można umieszczać w piąście. / rys.66 /.



Połączenie tłoka z drągiem.

Tłok winien być dobrze uchwycony przy piastcie. Zamocowanie to można wykonać jak na rys.63 lub 67. Dawniej najczęściej stosowano płaski stożek A według rys.67. Nie jest to właściwe, gdyż dociągając silnie nakrętkę B, można stożkiem tym rozsadzić piastę tłoka, nadto przy tej konstrukcji zdejmowanie tłoka jest uciążliwe i musi być dokonywane przy pomocy pary.

Znacznie korzystniejszą jest konstrukcja z rys.63. Powierzchnia K musi być doszlifowana. Położenie tłoka względem drąga ustala klinik. Tłok zamocowany jest z drągiem przy pomocy nakrętki, która ze względu na kruchość materiału drąga posiada gwint drobny. Niezależnie od tego należy nakrętkę zabezpieczyć przed rozkręcaniem się np, według rys.68., lub przez zawleczkę e.t.c.

Nakrętki wykonywa się o kształcie 6-cio, rzadziej 8-miokątym, lub okrągłym. Wykonanie nakrętki 6-ciookątnej jest droższe, lecz klucz do niej jest tani, który zato pęka przy silnem dokręcaniu. Nakrętka okrągła jest tańsza, klucz zaś do niej stosunkowo bardzo kosztowny, lecz mocny.

Najczęściej spotykamy nakrętki spiżowe, które jednak zawodzą przy pracy w parze wysokoprzegrzanej, gdyż wydłużają się więcej niż tłok i gwint ich może być zgnieciony. Dodatnią stroną ich jest łatwość demontażu. Obecnie stosuje się również jako materiał nakrętek żelazo zlewne, stal zlewną lub 5% stal niklową. Nakrętki wykonane z tegoż materiału cc i drąg tłokowy nie obluźniają się w ruchu, lecz przeciwnie raczej zacierają i sprawiają trudność przy demontażu. Zamiast spiżu stosuje się także kuty metal delta. Prof.Chrzanowski poleca jednak nakrętki stalowe.

II.Drągi tłokowe.

W nowoczesnych maszynach drągi tłokowe wykonywają się zwykle ze stali Siemens-Martin'a o wytrzymałości doraźnej 55 kg/mm^2 , lub ze stali tyglowej o wytrzymałości 60 kg/mm^2 .

Drąg tłokowy jest bardzo ważnym elementem maszyny : w razie je -

go pęknięcia tłoki rozbijają pokrywy, a wozziki i korbowody - rana maszyny.

W obliczeniach drąga tłokowego, które podamy niżej, dopuszczalne naprężenia odnoszą się do stali Siemens-Martin względnie stali tygłowej przyczem uwzględniamy tu naprężenia wstępne przez niższe wartości współczynników, pamiętając iż naprężenia wstępne są inne dla części dużych i małych maszyn. Bierzemy więc małe dopuszczalne naprężenia dla małych wymiarów, większe dla większych.

Stosowanie naprężeń dopuszczalnych podanych w niniejszym kursie jest właściwe dla temperatur nie przekraczających około 350°. W ostatnich czasach zwraca się większą uwagę na granicę płynności, nie zaś wytrzymałości, zwłaszcza w wypadkach, gdzie naprężenia zmieniają się w sposób ciągły. W budowie turbin parowych już oddawna dla części wirujących miarodajną jest granica płynności materiału.

Przy projektowaniu drąga przyjmujemy przybliżoną odległość pomiędzy osią czopa wozzиковego a środkiem tłoka /rys. 65/.

- l = 2.S + 150 mm , jeśli S < 1000 mm.
- l = 2.S + 100 mm. jeśli S = 1100 do 1300 mm.
- l = 2.S jeśli S = 1400 mm

Przy większym skoku dajemy l < 2.S / gdzie S oznacza skok tłoka /.

Srednicę d drąga obliczamy na wyboczenie. Stopień bezpieczeństwa wynosi :

$$\sigma = \frac{\pi J E}{P l^2} \dots\dots\dots / I/$$

gdzie P oznacza maksymalny nacisk tłokowy. Dla stali S.M. :

E = 2200000, zaś I = $\frac{\pi d^4}{64}$

Z wzoru /I/ obliczamy d, zakładając σ zależnie od konstrukcji maszyny.

W maszynach leżących, w których ciężar tłoka spoczywa wyłącznie na tulei roboczej cylindra / niema tylnego podparcia /

$$\sigma = 14 \text{ do } 18$$

Gdy istnieja tylne podparcie /częściowe odciążenie tulei/ :

$$\sigma = 9 \text{ do } 15$$

W maszynach, gdzie ciężar tłoka spoczywa wyłącznie na drągu tłokowym σ jest znacznie większe.

W maszynach stojących : $\sigma = 7$ do 12 .

Oznaczywszy w przybliżeniu średnicę drąga, sprawdzamy, czy jest ona wystarczająca dla wszystkich przekrojów : najniebezpieczniejsze są miejsca połączeń drąga z wodzikami i tłokiem. Połączenia te winny odpowiadać następującym warunkom :

- a/ powinny posiadać naprężenie wstępne, aby nie obluzowały się w ruchu,
- b/ demontaż powinien być możliwy zawsze bez rozcinań części kosztownych,
- c/ winny być tanie.

Połączenie drąga z tłokiem.

Dwa zasadnicze typy tego połączenia zostały omówione na str.38. Stosując gwint, należy pamiętać, że drąg tłokowy jest z materiału kruchego, który nie znesi głębokiego gwintu Whitworth'a. Należy więc stosować gwint drobniejszy. Przy większych wymiarach wskazanem jest stosować gwint o 1/2 do 1 nitek na cal więcej niż to odpowiada średnicy równej pół średnicy drąga, według Whitworth'a. Gwint drobny ma tę zaletę, że częściowo zabezpiecza przed samoczynnem zlurowaniem się lecz mimo to należy zabezpieczyć nakrętki przed rozkręcaniem/rys.66/.

Obliczenie połączenia przeprowadzimy dla rys.63. :

Średnicę rdzenia śruby δ wyliczamy z równania

$$k_r = \frac{P}{\frac{\pi}{4} \delta^2} \leq 300 \text{ do } 600 \text{ kg/cm}^2 \dots \dots \dots /II$$

Długość nakrętki h / ilość zwojów i z równań :

$$k = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (\delta_1^2 - \delta^2) i} ; h = \frac{25,4 i}{i} \dots \dots \dots /III$$

gdzie i oznacza ilość zwojów na jeden cal. Dajemy :

- $k \leq 200 \text{ kg/cm}^2$ dla stali
- $k \leq 150 \text{ "}$ dla spiżu
- $k \leq 200 \text{ "}$ dla kutego delta.

Docisk między dokrętką a tłokiem :

$$k = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(D_3^2 - D_2^2)} \leq 200 \text{ kg/cm}^2 \dots \dots \dots /IV/$$

przyczem $D_2 = \delta + 1$ do 2 mm.

W miejscu B_0 nie może być żadnych ostrych podcięć.

Docisk jednostkowy w szlifowanej części stożkowej K

$$k = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(D^2 - D_1^2)} \leq 300 \text{ do } 500 \text{ kg/cm}^2$$

Połączenie drąga z wodzikiem.

Rozróżniamy dwa następujące typy połączeń :

- 1/ za pomocą nacięcia gwintowego,
- 2/ za pomocą klina.

Połączenie klinowe racjonalnie wykonane, czyni zupełnie zadość warunkom pracy. Najczęściej stosowane jest tam, gdzie siły nie są zbyt duże. Słabą stroną jest to, że odległość między środkiem czopa wozdrikowego a krawędzią tłoka nie jest nastawna. Dlatego trzeba być bardzo ostrożnym przy montażu. Drąg tłokowy wydłuża się wskutek ciepła więcej niż cylinder, przełącz irama, chcąc więc zachować stałą odległość między tłokiem a pokrywami w martwych położeniach należy długość drąga tłokowego wykonać o $S/1000$ mniejszą, niż to wynika z rysunku.

Połączenie za pomocą nacięcia gwintu daje łatwą nastawność odległości czopa wozdrika od tłoka, co w niektórych wypadkach jest pożądané.

Połączenia klinowe.

Z połączeń klinowych najbardziej rozpowszechnione są konstrukcje, wskazane na rys.70, 71 i 72. Na rys. 70 średnica drąga tłokowego jest stała, niema odsadzenia. Jest to korzystne, bo można sprowadzić gotowy drąg z hutty już szlifowany, tylko nieco dłuższy do późniejszego odcięcia. Wadą jest to, że w razie wytarcia się drąga np. w dławnicy, nie mamy odpowiedniego zapasu na przetoczenie. Chcąc ten zapas uzyskać, można drąg tłokowy wykonać jak na rys. 71 lub 72, gdzie dajemy $d_1 = d + 5$ do 10 mm. Otwór B /rys.71/ służy do ułatwienia demontażu drąga tłokowego. Należy zwracać uwagę na zaokrąglenie

nia w miejscach podcięcia. Konstrukcje powyższe posiadają tę słabą stronę, że szyjka wozzika wypada zbyt długa. Aby tego uniknąć niektórzy konstruktorzy stosują stożek /rys.73/, który wymaga krótszej szyjki. Wadą rozwiązania stożkowego jest :

- 1/ możliwość rozsądzenia szyjki wozzika przy montażu,
- 2/ demontaż za pomocą trójdzielnego klina jest utrudniony, a klin taki jest drogi /rys.74/
- 3/ w razie złego dopasowania stożka, przy ścieraniu się tłoka, spoczywającego na tulei cylindra, drąg jest zginany, co może spowodować pęknięcie jego, lub szyjki wozzika.

Z powyższych względów bardziej wskazane są połączenia z rys. 70, 71 i 72.

Połączenia za pomocą gwintu.

Połączenia te są naogół rzadko stosowane, choć jak wiemy, zaletą ich jest nastawność. W tym wypadku, jeżeli tłok toczony jest na dwie średnice, to połączenie z wozzikiem musi gwarantować prawidłowe ustawienie tłoka w cylindrze., t.j. takie, aby kąt 120° /rys.50/ był symetryczny względem pionu.

Przy małym nacisku tłokowym dajemy połączenie jak na rys.75. Kołnierz na szyjce wozzika stosuje się jako wzmocnienie jej ze względów odlewniczych, a przy połączeniach klinowych, również i w celu zmniejszenia nacisku jednostkowego między klinem a korpusem wozzika. W konstrukcji rys.75 nakrętka przedłuża niepotrzebnie drąg tłokowy. Dla uniknięcia tego stosuje się połączenie przez zakleszczenie /rys. 76/. Konstrukcja ta nie jest właściwa, gdyż nie zawsze mamy tu zapewnione dostateczne naprężenie wstępne, gwint może być łatwo uszkodzony, a szyjka wozzika rozcięta jest zbyt sztywna i nie daje pewności prawidłowego działania. Na rys.76 śruby A służą do zakleszczania, a śrubki B jako odciskające.

Przy większych naciskach tłokowych można stosować połączenie jak na rys.77. Drąg tłokowy A jest tu centrowany w wozziku B, a połączenia dokonywa nakrętka C, która ma przy B gwint prawy, a przy A - lewy. Jedną tego rozwiązanie jest to, że gwint prawy jest

nacięty na dużej średnicy oraz naprężenie wstępne uzyskuje się tylko w razie oparcia drąga tłokowego o powierzchnię H; stosuje się więc podkładki. Połączenie to /rys.77/ nadaje się, gdy wózek jest wykonany z materiału kutego, w razie zatarcia się bowiem, rozcinamy nakrętkę, która jest częścią stosunkowo tanią.

Podobne połączenie do poprzedniego podaje rys.78, lecz w razie zatarcia się nakrętki L musimy rozciąć kosztowną szyjkę wózka. Nakrętka wewnętrzna służy tu jako obrzeże.

Dobrą konstrukcję mamy na rys.79, stosowaną przez prof. Sturpfa. Drąg tłokowy spoczywa w nakrętkach, a obracaniu się jego zapobiega prowadzenie klinowe, mogą tu więc być stosowane tłoki, tarczowe na dwie średnice. Wprawdzie centrowanie jest tu złe, ale obecnie odgrywa to małą rolę wobec nowych konstrukcyj dławnic. Wykonanie to nadaje się dla większych maszyn.

Obliczenie połączeń drąga z wózkiem.

Połączenie gwintowe przeliczamy dla rys.75.

Średnicę rdzenia d_2 liczymy na rozzerwanie według wzoru :

$$k_{rr} = \frac{P}{\frac{\pi}{4} \cdot d_2^2} \leq 300 \text{ do } 600 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \dots \dots \dots \text{VII/}$$

Długość nagwintowania liczymy na docisk ze wzoru :

$$k = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) i_0} ; k = 25,4 \frac{i}{i_0} \dots \dots \dots \text{VIII/}$$

gdzie i_0 oznacza ilość nitok na jeden cal

Wartości na k przyjmujemy :

$k \leq 160 \text{ kg/cm}^2$ w wózkach ze stali lżejsz

$k \leq 200 \text{ do } 250 \text{ kg/cm}^2$ w wózkach ze stali zlewnej.

Połączenie klinowe przeliczymy dla rys.70.

Przyjmujemy $s = 0,25 \text{ do } 0,3 d$.

Ciśnienie jednostkowe między klinem i drągiem tłokowym :

$$k = \frac{P}{d \cdot s} \leq \begin{cases} 1000 \text{ kg/cm}^2 \text{ dla } P \leq 35000 \text{ kg} \\ 1200 \text{ kg/cm}^2 \text{ dla } P > 35000 \text{ kg} \end{cases}$$

Naprężenie rozrywające w przekroju drąga osłabionym przez wycięcie na

$$k_1 = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2 - d s} \leq 300 \text{ do } 600 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots /IX/$$

Ciśnienie jednostkowe między korpusem wozzika a drągiem tłoko-
wym :

$$k_1 = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (\delta^2 - \delta_1^2)} \leq 1000 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots /X/$$

Srednicę obrzeża D dajemy większą dla zmniejszenia ciśnienia
jednostkowego między klinem a wozzikiem :

$$D = 2.d \quad \text{dla stali}$$

$$D = 2.d + 30 \text{ mm. dla żeliwa.}$$

Wysokość klina h obliczymy ze wzoru :

$$M_g = \frac{P}{2} \left(\frac{u}{2} + \frac{d}{4} \right) = \frac{s \cdot h^2}{6} \text{ kg} \dots\dots\dots /XI/$$

przezem dopuszczalne naprężenie :

$$k_g \leq 1100 \text{ kg/cm}^2, \text{ dla } P \leq 35000 \text{ kg.}$$

$$k_g \leq 1250 \text{ kg/cm}^2, \text{ dla } P > 35.000 \text{ kg.}$$

Dajemy $h_1 = h_2 = 0,65 \text{ do } 0,55.h$, jeśli klin posiada zaokrąglenia.

Szyjkę wozzika obliczamy na rozerwanie w/g wzoru :

$$k_r = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (D_1^2 - d^2) - 2u.s} \leq 400 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots /XII/$$

Na ścinanie :

$$k_s = \frac{P}{\pi \delta_2 z} \leq 400 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots /XIII/$$

Najlepsze połączenia dają konstrukcje z klinami niedzielonemi
/np. rys.70/. Dla klina dwudzielnego /rys.80/ dajemy pochylenie 1/40
do 1/50, a oprócz tego zabezpieczamy zawleczką od wypadnięcia.

Jeśli ciężar tłoka spoczywa na drągu tłokowym /patrz str.40/,
to dla obliczenia średnicy drąga miarodajna jest strzałka ugięcia f,
która wynosi /rys.81/ :

$$f = \frac{L^3}{48} \cdot \frac{G_t + \frac{5}{x} G_d}{E \cdot J}$$

gdzie $E = 2200000$, a $I = \frac{\pi d^4}{64}$.

Dla uzyskania małej strzałki f, masielibyśmy stosować wydrażo-
ny drąg o dużej średnicy. W celu uniknięcia tego mamy kilka rozwią-

zani .

1/ podparcie drąga tłokowego w tulejkach umieszczonych w pokrywach cylindra./rys.82 L./. Wadliwe wykonanie tej konstrukcji wywołuje łatwo intensywne wycieranie się drąga, zwłaszcza przy nieodpowiednim doborze materiału jak i wymiarów tulei.

2/ zastosowanie specjalnych łożysk, przytwierdzonych do pokryw i wylanych białym metalem /rys.82 L'/. Rozwiązanie to jest znacznie lepsze od poprzedniego.

3/ zneutralizowanie strzałki ugięcia według systemu Kolmana : drąg odkuwany jak na rys.83, obciążamy go tłokiem i toczymy na tokarni, w której nóż biegnie dookoła nieruchomego drąga. Metoda ta nie daje zbyt pewnych wyników.

4/ toczenie drąga prostego na zw.kłej tokarni /rys.84/ przy czym część P drąga toczymy w kłach I-II, a część R w kłach III-IV. Otrzymujemy przez to drąg o takiej osi, która przyjmie kształt prostej dopiero po osadzeniu tłoka. Ten sposób wykonywania drąga ma zastosowanie w maszynach gazowych obustronnego działania i daje dobre rezultaty o ile drąg jest krótki, gruby, wewnątrz pusty.

Wogóle w maszynach leżących o średniej szybkości tłoka ponad 3,8 m/sek. i średnicy tłoka ponad 450 mm., musi być stosowane tylne prowadzenie dla częściowego odciążenia tulei roboczej cylindra. Wskazaniem jest wówczas dawać jednakowe średnice drąga po obu stronach tłoka ze względu na przeginanie, a także, aby uzyskać jednakowe wymiary dławnic.

Specjalny dział stanowią :

Dragi maszyn tandem.

Dragi te wykonywamy albo z jednego kawała, gdyż wtedy są wytrzymalsze, albo składane, dla łatwiejszego demontażu. Nie należy stosować składanych drągów tłokowych, łączonych w wodziku przełączowym, gdyż wprowadzenie tego ostatniego zbyt wydłuża maszynę.

Na rys.85, podane są różne rozwiązania drągów, wykonanych z jednego kawała. N - oznacza miejsce osadzenia tłoka niskopiętrowego, W -

- wysokoprężnego.

Dragi : a/, b/, c/, wkładane są od strony cylindra WP. Drag a/ jest zacieżki, gdyż średnica D jest niepotrzebnie duża, lecz montaż jego jest stosunkowo dogodny. Na rys.85 b/ średnicę D mamy już mniejszą, przez zastosowanie obrzeża B, lecz celem łatwiejszego demontażu trzeba umieścić w tylnej pokrywie cylindra NP. pokrywkę o średnicy większej od węzła B. To samo przy konstrukcji c/, gdzie węzeł B zastąpiony jest przez stalowy pierścień P. Wykonanie c/ jest tańsze niż b/.

Konstrukcje a/, b/, c/, posiadają tę słabą stronę, że wrazie obluźowania się nakrętki tłoka NP, dociągnięcie jej jest bardzo trudne i wymaga przeważnie wyjęcia klina z wodzika, wyjęcia tylnych pokryw obu cylindrów i przesunięcia ich tak daleko, aby móc nakrętkę dociągnąć. Tej wady nie posiadają konstrukcje d/, e/ i f/.

Dragi d/ i e/ zakłada się od strony korby, wyjmując przedtem wozzik. Rys.85 f/ podaje ciekawą konstrukcję draga, którą stosuje się tam, gdzie chodzi o możliwie krótką maszynę /między cylindrem wysoko - i niskoprężnym niema przełączny/. Konstrukcja ta w ruchu daje dobre wyniki.

Wogóle dragi wykonane z jednego kawała, dzięki swej długości sprawiają dużo kłopotu przy montażu i demontażu.

Dragi dzielone podają rys.86, 87, 88, 89 i 90. Łączone one są w miejscu z mocowania z tłokiem cylindra NP.

Połączenie na rys.86 jest krótkie, lecz demontaż staje się niemożliwy przy zatarciu się gwintu na długości x. Rys.87 daje zbyt duże wymiary L i D. Na rys.88 mamy już wprawdzie mniejszą średnicę, lecz długość L pozostaje zbyt duża. Konstrukcji tej nie poleca się. Połączenia z rys.89 nie można stosować do tłoków toczonych na dwie średnice, gdyż zabezpiecza ono bardzo słabo przed obrotem, wskutek braku odpowiedniego naprężenia wstępnego. Niezłą konstrukcją połączenia podaje rys.90, gdzie otrzymujemy małe średnice i krótkie połączenie, a wrazie zaciecia rozcinamy część tańszą.

III. Wodziki.

Zadaniem wodzika jest łączenie drąga tłokowego z korbowodem i przenoszenie nacisku normalnego na prowadnice ramy. Korpus wodzika posiada trzewiki, które opierają się na prowadnicach ramy.

Rozróżniamy następujące typy wozików :

- 1/ Wodziki żeliwne, wykonane jako całość z trzewnikami. Stosuje się je przy małych siłach. Wadą ich jest brak nastawności.
- 2/ Wodziki żeliwne wykonane oddzielnie z trzewnikami.
- 3/ Wodziki stalowe widełkowe z żeliwnymi trzewnikami.
- 4/ Wodziki kute w kształcie łba.

Trzewniki wykonujemy wyłącznie z żeliwa, przyczem przy większych naciskach normalnych i większych szybkościach tłoka, wylewamy je z re-guły białym metalem. Trzewiki niewylewane należy szlifować, wylewane - tylko szabrować.

Konstrukcje wozików mamy na rys.70, 79 i 91. Wykonanie z rys. 79 nadaje się do dużych maszyn.

Model wozika winien posiadać łagodne zackrąglenia. Odlew pole-ca się zgruba obrobić, aby odkryć ewentualne rysy w miejscach "y" /rys.70/, lub "A" /rys.71/. Przy obróbce należy unikać ostrych wcięć.

Bardzo ważne jest połączenie trzewnika z wozikiem : nastawność, szczególnie przy większych obrotach, nie powinna być zbyt ułatwiona ze względu na niepowołane ręce. Przy montażu, należy bardzo uważać na dokładność centrowania i luzu, aby nie było kłócenia się wozika w okolicach martwych połączeń / strzałki "e" i "f" rys.70/.

Obliczenie połączenia wozika z drągiem zostało podane na str. 43 i 44. Wspomnieć należy, iż w przekroju H / rys.91/ możemy iść z naprężeniem aż do 850 kg/cm^2 .

Wymiary trzewnika liczymy na docisk : jeżeli "a" oznacza długość trzewnika, a "b" - jego szerokość, to sto-sujemy zwykle :

$$a = 1,55 \text{ do } 1,65 \cdot b$$

$$k \text{ nacisk jednostkowy : } k = \frac{P \cdot r}{l \cdot a \cdot b} \leq 3 \text{ kg/cm}^2 \text{ przy } \frac{r}{l} = \frac{1}{5}$$

gdzie "r" oznacza długość korby, "l" - korbowa, a "P" - maksymalną nacisk tłokowy. W maszynach nawrotnych i pracujących z przerwami można podwyższyć "k" do $3,6 \text{ kg/cm}^2$. W maszynach szybkobieżnych dajemy "k" mniejsze od 3 kg/cm^2 .

Trzewiki muszą być dobrze smarowane /rys.92/.

Czopy wodzika mogą być cylindryczne lub stożkowe cylindryczne /rys.93/ są tańsze, łatwiej je fabrykować masowo i łatwiej wymieniać, lecz w ruchu mogą się obłużyć. Najpewniejszym osadzeniem dla czopów przenoszących duże siły jest osadzenie stożkowe /rys.94/.

W czopach stożkowych dajemy :

$$s = 0,45 \text{ do } 0,6.l$$

$$l = 1,2 \text{ do } 1,5.d$$

przyczem mniejsze wartości odnoszą się do wodzików widełkowych, zaś większe do wodzików z łbem złączonym. Im wyższe "s" tem lepiej ze względu na zginanie.

Pochylenie stożka dajemy :

$$t = 1/10 \text{ do } 1/12,5 \text{ do } 1/16$$

przyczem mniejsze wartości odnoszą się do większych maszyn. Np. :

$d = 90 \text{ mm.}$; $t = 1/10$; $l = 110 \text{ mm.}$; $L = 210 \text{ mm.}$; to wówczas $d_1 = 85 \text{ mm.}$
a $d_2 = 106 \text{ mm.}$

Czop liczymy na gięcie według wzoru :

$$k_g = \frac{P}{2} \left(\frac{s}{2} + \frac{l}{4} \right) \frac{1}{W} \leq 1000 \text{ kg/cm}^2 \text{ dla stali S. M.}$$
$$\leq 1200 \text{ kg/cm}^2 \text{ " " tyglowej}$$

Naprężenie to nie jest decydujące dla obliczenia, czopa. Ważniejszy jest nacisk jednostkowy "k", który obliczymy ze wzoru :

$$k = \frac{P}{d \cdot l} \leq 80 \div 100 \text{ kg/cm}^2 \text{ dla maszyn normalnych}$$
$$\leq 100 \div 130 \text{ " " " " nawrotnych.}$$

Czopy wykonywamy zwykle ze stali S.M. niehartowane. Przy większych naciskach - ze stali tyglowej, hartowanej na powietrzu.

IV. Korbowody.

Korbowody wykonywa się przeważnie ze stali zlewnej o wytrzymałości doraźnej 48 do 52 kg/mm². Dla mniejszych maszyn wykonujemy również ze stali lanej o przekroju dwuteowym. W maszynach szybkobieżnych stosujemy korbowody kute też o przekroju dwuteowym, aby możliwie zmniejszyć masy będące w ruchu.

Ze względu na wytrzymałość, najlepsze są korbowody z łbami niedzielonemi /rys.95/, sprawiają one trudność przy demontażu. Konstrukcję tę stosujemy w maszynach o mniejszej i średniej mocy, o ile mamy wózek widełkowy i zwykłą korbę. Przy wale wygiętym musimy stosować łeb dzielony po stronie korby /rys.96 i 97/. Natomiast przy wózku o kształcie łba trzeba stosować zakończenie korbowodu przy wózku widełkowate /rys.97/. Gdy zaś korpus wózka wykonany jest z jednego kawała z czopem, należy dać konstrukcję jak na rys.98 : widełki dzielone, a wózek /rys.99/ musi być tak wykonany, aby czopy mogły być cementowane. Konstrukcja ostatnia /rys.98/ stosowana w maszynach okrętowych wymaga bardzo umiejętnej składania całości, bo przy wadliwym dociągnięciu może zająć wypadek, że siłę P przenosić będzie tylko jedna odnoga widełek.

Obliczenia korbowodów.

a/ Jeśli odległość środka czopa wózkowego od środka czopa korbowego oznaczmy przez L /rys.95/, to średnicę obliczymy z wzoru na wyboczenie :

Stopień bezpieczeństwa :

$$\sigma = \frac{\pi^2 J E}{P L^2} \geq 12 \div 18 \text{ jeśli } c_{cr} = 4 \div 5 \text{ w/sek}$$

$$\geq 16 \div 25 \text{ " " } 2,5 \div 1 \text{ w/sek}$$

gdzie E = 2200000.

Duży stopień bezpieczeństwa musi być stosowany w maszynach wolnobieżnych a zwłaszcza nawrotnych. "d" obliczone z powyższego wzoru oznacza średnicę w środku długości korbowodu. Dawniej wykonywano korbowody zważające się w obie strony. Obecnie dajemy /rys.95/ :

$$B = 1,1.d ;$$

$$A = 0,9.d$$

Najpierw toczymy przecięcie łba korbowodu z łrzonem na stożek, później zfrezowujemy boki na szerokość "a" względnie "b", o-
trzymując linię przenikania.

b/ Łeb korbowodu po stronie wozdika /rys.95/ wzgl./rys.
104/. Przyjmujemy :

$$e = \frac{e_1 + e_2}{2} ; \text{ oraz } h = \frac{h_1 + h_2}{2}$$

W przekroju I-I naprężenie na rozzerwanie :

$$k_r = \frac{P}{2ae} \leq 400 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots /II/$$

ze względu na kołnierz panwi zazwyczaj stosuje się wartości mniej-
sze / 280 do 300 kg/cm²/.

W przekroju II-II naprężenie gnące :

$$M_g = \frac{P}{2} \left(\frac{e}{2} + \frac{m}{4} \right) = \frac{ah^2}{6} k_g \text{ gdzie } k_g \leq 850 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots /III/$$

c/ Łeb korbowodu po stronie korby /rys.95/.

W przekroju IV-IV :

$$M_g = \frac{P}{2} \left(\frac{u}{2} + \frac{g}{4} \right) = \frac{b \cdot i^2}{6} k_g \text{ gdzie } k_g \leq 850 \dots \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots /IV/$$

W przekroju III-III .

$$k_r = \frac{P}{2 \cdot b \cdot f} \leq 400 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots /V/$$

Wykrój na panwie nie może mieć nigdzie ostrych podcięć.

d/ Łeb korbowodu dzielony po stronie korby /rys.100/

Jeżeli odległość między śrubami oznaczymy przez "l", to wielkość
"h" obliczymy według wzoru na gięcie :

$$M_g = \frac{P}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{D}{4} \right) = \frac{ah^2}{6} k_g \text{ gdzie } k_g \leq 600 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots /VI/$$

Śruby łączące łeb dzielony są bardzo niebezpiecznie obciążonym elementem ; muszą być one wykonane z odpowiedniego materiału / żelazo spawane, stal niklowa lub pancerna /, gwint muszą posiadać drobny i nie mieć żadnych ostrych podcięć, które zgóry wskazują miejsca gdzie nastąpi pęknięcie. Najszlubszy przekrój śruby winien być poza częścią gwintowaną :

$$d_2 = d - 1 \text{ do } 2 \text{ mm.}$$

Stosujemy ubezpieczenia przed rozkręcaniem. Rys.100 podaje

ubezpieczenie Penna /oznaczone przez "P"/. Jest ono wadliwe. Znacznie lepsze rozwiązanie mamy na rys.101 : nakrętka "A" posiada 4 nacięcia. Na końcu śruby B dajemy dokładkę C, którą dociągamy śrubą D. Dokładka C wchodzi pomiędzy 4 występy F, a śruby D ubezpieczamy drutem, którego końce wbijamy w nakrętkę A. Wykonanie to jest dobre, lecz kosztowne.

Średnicę rdzenia śruby "d" liczymy według wzoru :

$$k_r = \frac{P}{2 \frac{\pi d^2}{4}} \leq 300 \text{ kg/cm}^2 \text{ jeśli } d_1 \leq 1,5''$$
$$\leq 400 \text{ kg/cm}^2 \text{ " } d_1 \geq 2'' \dots \dots \dots /VII/$$

e/ widełkowate zakończenie korbowodu po stronie wozzika /rys.

102/. W przekroju I-II działa naprężenie złożone :

$$M_g = \frac{P}{2} \left(e + \frac{c}{2} \right) = \frac{bh^2}{6} k_g$$
$$k_r = \frac{P_n}{6h} ; \dots \dots \dots /VIII/$$

wtedy $k_g + k_r \leq 650 \text{ kg/cm}^2$.

W przekroju III-IV przy średniej grubości widełek "a" mamy znacznie mniejsze naprężenie złożone :

$$M_g = \frac{P}{2} \left(\frac{c}{2} - \frac{a}{2} \right) = \frac{ba^2}{6} k_g$$
$$k_r = \frac{P}{2ab} \dots \dots \dots /IX/$$

wtedy : $k_g + k_r \leq 600 \text{ kg/cm}^2$.

W przekroju V-VI

$$M_g = \frac{P}{4} \left(\frac{f}{2} + \frac{d}{4} \right) = \frac{cf^2}{6} k_g \text{ gdzie } k_g \leq 750 \text{ kg/cm}^2 \dots \dots \dots /X/$$

V. Łożyska

Łożyska czopa wozzикового i korbowego muszą :

- 1/ Gwarantować dogodną nastawność panwi i łatwy montaż.
- 2/ Uniemożliwiać zakleszczanie się panwi przy dociąganiu klina. Nastawność niepowinna jednak być zbyt łatwa, ze względu na niepowołane ręce i aby nie nastąpiło samoczynne zakleszczenie przy rozgrzaniu pan-

wi. Panew odkształca się, jak wskazuje rys.103 ; zachodzi to wówczas, gdy niema dokładek pomiędzy powierzchniami styku panwi. Dajemy więc dokładki o grubości 0,1 do 3 mm., które są szczególnie ważne przy łbach dzielonych, ściąganych śrubami, aby śruby te nie pracowały na gięcie.

Panwie wykonywamy z żeliwa lub staliwa, wylane białym metalem. Panwie z brązu można stosować jedynie przy czopach wozdżikowych : uzyskujemy wówczas mniejszy łeb korbowedu, a zagrzanie i zakleszczenie zachodzi tu trudniej /mniejsza praca tarcia przy wahadłowym ruchu czopa/. Natomiast dla czopa korbowego staramy się zawsze stosować panwie wylane białym metalem.

Konstrukcję panwi dla czopa wozdżikowego podaje rys.104. Panew przednia C posiada obrzeże tylko z jednej strony, a położenie jej względem dokładki D ustala sworzeń Dokładkę D ustala klin E. Nastawność tu nie jest zbyt dogodną, lecz ze względu na niepowołane ręce konstrukcja ta jest godną polecenia. Chcąc jednak uzyskać lepszą nastawność, można dla czopa wozdżikowego zastąpić konstrukcję z rys. 106.

Często spotykaną konstrukcję łoża dla czopa korbowego podaje rys 105. Panew przednia C również musi posiadać obrzeże tylko z jednej strony. Śruba E dociągająca klin musi mieć oczywiście gwint drobny /stal/ i prócz tego zabezpieczenie /najczęściej zawleczka/. Długość nacięcia gwintowego w klinie nie powinna przekraczać 2.d ze względu na dokładność wykonania. Konstrukcja powyższa jest pewna w ruchu; wrazie dociągania śruby, wyjmujemy dokładki. Nastawność nie jest tu również zbyt łatwa.

Dogodną pod względem obróbki i nastawności jest konstrukcja przedstawiona na rys.106. Przednią panew C wchodzi w tylną B. Nie mamy tu żadnych dokładek, a jednak czop nie może być zakleszczony w osi pionowej /maszyny leżące/. Wadą tej konstrukcji jest zbyt dogodna nastawność : zapomocą śrub A i klina K można zbyt dociągnąć przednią panew C i spowodować wytopienie białego metalu.

Łożysko wału głównego.

W maszynach leżących wszelkie części nastawne mechanizmu korbowego i łożysk wału głównego powinny posiadać nastawność panwi po jednej stronie /rys.107/, aby odległość środka wału od środka szerokości tłoka nie zmieniała się, ze względu na zachowanie przepisanej przez strzeni szkodliwej.

Panwie łożyska wału głównego dajemy zwykle czterodzielne, przy czym mogą być one jedno - i obustronnie nastawne. Przy większych naciskach dolne i boczne części panwi dajemy ze staliwa z białym metalem, zaś górna część może być z żeliwa. Niektórzy konstruktorzy górną część panwi wykonywują jako jeden odlew z pokrywą łożyska ; nie jest to wskazane ze względu na trudność obróbki. Dociąganie bocznych panwi odbywa się przy pomocy stalowych klinów płaskich, lub żeliwnych zackraglonych /rys.108/. Konstrukcja ostatnia jest tańsza i lepsza : wpustki na kliny wytacza się z jednego środka z powierzchnią zewnętrzną korpusu.

Smarowanie stosujemy obecnie przeważnie pod ciśnieniem, rzadziej pierścieniowe /rys.108/. W lokomobilach, gdzie chodzi o zmniejszenie oporów łożyska, stosujemy smarowanie łańcuszkowe.

Należy zwracać szczególną uwagę, aby smar nie przedostawał się na fundament.

W maszynach leżących obliczamy pokrywę łożyska na zginanie od siły dociągnięcia śrub. W maszynach stojących - na maksymalny nacisk tłokowy.

VI. Czopy

1/ Czopy korbowe wykonujemy z stali S.M. lub tyglowej.

Czopasztorcowy może być w korbie zamocowany dwojako :

a/ jeśli jest zakończony stożkowo /rys.109/, to wbija się go na gorąco w szlifowany otwór korby, poczem przeważnie umacnia się okrągłym klinem K.

b/ jeśli jest zakończony cylindrycznie, wprasowuje się go w otwór korby pod ciśnieniem hydraulicznym.

Dajemy : *l. s. p.*



Pochylenie stożka : 1/10

$$\frac{f}{d} = 1,18 \text{ do } 1,32$$

$$d_1 = d + 5 \text{ do } 10 \text{ mm.}$$

Czopy liczymy ze względu na :

- 1/ wytrzymałość
- 2/ ciśnienie jednostkowe,
- 3/ grzanie.

Jeśli maksymalny nacisk tłokowy oznaczmy przez P to :

$$\text{I/} \dots \text{ kg} = \frac{P \cdot l \cdot 10}{2 \cdot d^3} \leq \begin{matrix} 650 \text{ kg/cm}^2 & \text{dla stali S.M.} \\ 750 & \text{" " " tyglowej lub wiko-} \\ 1000 & \text{" dla wałów wykorbionych.} \end{matrix}$$

$$\text{II/} \dots k = \frac{P}{d \cdot f} \leq \begin{matrix} 50 \text{ do } 70 \text{ kg/cm}^2 & \text{przy pracy bez przerw} \\ 70 \text{ do } 100 & \text{" przy dobrym przewiewie i maszy.} \\ & \text{nach nawrotnych.} \end{matrix}$$

Przy zbyt dużym nacisku jednostkowym mogłoby zachodzić wyciskanie smaru.

Zagrzewanie zależy od rodzaju materiałów trących.

$$\text{III/} \dots k_m \cdot v \leq \begin{matrix} 25 \text{ kg.m./sek.cm}^2 & \text{dla panwi brązowych} \\ 35 & \text{" " " wylanych białym metalem} \end{matrix}$$

Przy smarowaniu pod ciśnieniem możemy iść aż do 40

W powyższym wzorze :

$$v = \frac{d_{\text{wału}} \cdot \pi \cdot n}{60} \quad ; \quad k_m = \frac{F_{\text{cm}^2} \cdot p_i \cdot dt}{d_{\text{cm}} \cdot f_{\text{cm}}}$$

$$k_m \cdot v = \frac{F_{\text{cm}^2} \cdot p_i \cdot dt \cdot \pi \cdot n}{6000 \cdot f_{\text{cm}}} \quad \text{kgm/sek.cm}^2$$

Dla czopów pracujących w wyższych temperaturach trzeba stosować mniejsze wartości iloczynu $k_m \cdot v$.

2/ Czop w łożysku głównym /rys.110/ wykonany jest tak jak i wał ze stali S.M. Dla średnic większych od 350 mm. przewiercamy go specjalnym frezem koronkowym na średnicę d_1 , który pozostawia rdzeń. Rdzeń ten badamy wytrzymałościowo dla sprawdzenia czy wał jest równomier-

nie i dostatecznie przekuty..

Srednicę wiercenia d_1 dajemy 60 do 120 mm.

Przyjmujemy :

$$\frac{l}{d} = 1,35 \text{ do } 1,8$$

$$d_1 = d - 5 \text{ do } 10 \text{ mm.}$$

$$d_2 = d + 20 \text{ do } 30 \text{ mm.}$$

$$l_1 = 0,85 \text{ do } 0,7 \cdot d_1$$

Wymiary l i l_1 winny być możliwie małe, aby odległość między osią korbowodu, a osią wału sterującego /względnie osią drążka mimośrod napędzającego suwak/ była możliwie mała. Chcąc ustalić tę odległość, musimy wyjść z poszczególnych wymiarów na rys.110. Tak mimośród napędzający suwak, jak i koła zębate napędzające wał sterujący, mogą być osadzone dopiero na średnicy większej o 20 mm. od średnicy d .

Korby na wał naciągamy hydraulicznie, lub nasadzamy ze skurczem. Zostawiamy tu na skurcz $1^0/00$, następnie zabezpieczamy klinem który w miejscu R winien mieć zaokrąglenia. Wał winien wystawać o około 2 mm. z korby. W maszynach o większym skoku korba może mieć wyjęcie w miejscu Y. Wówczas dajemy :

$$D = 1,9 \text{ do } 1,7 \cdot d_1 \quad \text{przyczem}$$

mniejsze wartości odnoszą się do większych maszyn.

Czop smarujemy przez przewiercenie w nim odpowiednich kanałków.

Czop w łożysku głównem liczymy na wytrzymałość złożoną :

$$/I/ M_g = P \cdot L \quad M_o = P \cdot r \quad M_{gi} = 0,35 \cdot M_g + 0,65 \sqrt{M_g^2 + / \alpha_o \cdot M_o / ^2}$$

dla stali S.M. przyjmujemy $\alpha_o = 1$, a $k_{gi} \leq 900 \text{ kg/cm}^2$

Ciśnienie jednostkowe :

$$/II/ \dots k = \frac{P}{d \cdot l} \leq \begin{matrix} 16 \text{ kg/cm}^2 & \text{w maszynach zwykłych} \\ 24 \text{ "} & \text{w maszynach Stumpfa i przy smarowaniu pod ciśnieniem} \\ 25 \text{ "} & \text{w maszynach wyciągowych i pracujących z przerwami.} \end{matrix}$$

Na grzanie :

$$k_m \cdot v \leq 13 \text{ kg.m./sek.cm}^2 \text{ dla łożysk z białym metalem.}$$

w pewnych wypadkach można brać $k_m \cdot v$ do 20.

$$g = \frac{D}{50} + 1,3 \text{ cm. przy cylindrach odlewanych pionowo}$$

$$g = \frac{D}{40} + 1,5 \text{ cm. przy cylindrach odlewanych poziomo}$$

Przy większych ciśnieniach wartości powyższe są niedostateczne ze względów wytrzymałościowych i dlatego liczymy na rozzerwanie :

$$k_r = \frac{D \cdot p}{2 \cdot g} \leq 140 \text{ kg/cm}^2$$

gdzie "p" - najwyższe ciśnienie w cylindrze w atm. Naprężenie przyjmujemy tu niskie /dla materiału o wytrzym. 18 kg/mm²/, ponieważ po wytarciu tulei na długości l , zajdzie potrzeba przetoczenia, przez co osłabimy ściankę.

Podobnie dla płaszczu cylindrów dwuściankowych /rys.112/

$$k_r = \frac{D_1 \cdot p}{2 \cdot g_1} \leq 180 \text{ kg/cm}^2.$$

Naogół w praktyce pęknięcia tulei zachodzą wskutek nierównomiernego wydłużania części, a nie wskutek zbyt słabej ścianki.

Odległość "o" między tuleją roboczą a płaszczem winna ze względu na dostateczną grubość rdzenia odlewniczego wynosić conajmniej 40 mm. Rdzeń ten musi być podparty. Do wyjęcia służą otwory w ściankach, zamknięte gwintowanymi korkami z żelaza zlewnego, które następnie roznitowujemy /rys.112 lit.A/. Zamiast tego można umieścić otwór w środku długości cylindra /lit.B/, lecz stosujemy to tylko w razie konieczności.

Cylindry z tulejami roboczemi ogrzewanymi parą, stosuje się ze względów termicznych/zmniejszenie skraplania wstępnego/, a więc przy parze nasyconej i w cylindrach niskoprężnych maszyn o wielokrotnym rozprężaniu. Ogrzewki stosujemy i dla pary przegrzanej, lecz jedynie poto, aby podgrzać cylinder przy puszczeniu maszyny w ruch.

Cylindry odlane razem z tuleją /typ 1 i 2/ posiadają tę wadę, że w razie nieudania się odlewu na długości "l", na której pracuje tłok, a której to wady nie można usunąć przez roztaczanie - cały cylinder idzie na szmelc. Dlatego dla większych maszyn daje się tu - seje, jako oddzielną część wkładaną w płaszcz /typ 3/

Cylindry typu 3/ :

Zaletą tej konstrukcji jest to, że na tuleję roboczą można użyć specjalnego żeliwa twardego, a wrazie nieudania się odlewu wyrzucamy część stosunkowo tanio. Ponadto sam cylinder posiada mniejsze naprężenia odlewnicze, niż cylinder odlany z jednej sztuki. Trudności mogą jedynie powstać przy uszczelnianiu tulei względem płaszcza, a nadto powiększa się tu szkodliwą przestrzeń, choć odległość "o" można dać o wiele mniejszą.

Uszczelnienie tulei w płaszczu uzyskujemy :

- a/ przez wsadzenie tulei w ogrzany płaszcz, czyli ze skurczem,
- b/ zapomocą pierścieni miedzianych.

Przy posiadaniu dobrych urządzeń do ogrzewania cylindrów wsadzanie ze skurczem jest lepsze, miedź posiada bowiem tę własność, że z czasem twardnieje i nie uszczelnia już tak dobrze. Doszczelnianie zapomocą pierścieni jest natomiast łatwiejsze do wykonania ; większość fabryk stosuje je tembardziej, że ogrzewanie cylindra o zawiłych kształtach może być przyczyną pęknięcia w piecu, jeśli nie osiągnię się równomiernego ogrzania poszczególnych części cylindra. Należy więc zwolna ogrzewać w piecu suszarnianym.

Rozpatrzmy poszczególne konstrukcje cylindrów typu 3/.

a/ tuleje wsadzane ze skurczem . Na rys.113 i 114 mamy konstrukcje, w których tuleję wsadza się od strony ramy. Kołnierz ramy przytrzymuje tuleję. Na długości "a" i "b" mamy połączenie skurczowe : w tych miejscach średnice zewnętrzne tulei roboczej muszą być o 1/1000 do 1/1200 większe od odnośnych średnic wewnętrznych D_1 i D_2 płaszcza. Aby wiedzieć, jak daleko wsadzać ze skurczem, poleca się stosować występ /2 do 5 mm/.

Oprócz skurczu stosujemy tu doszczelnienia : na rys.113 mamy wytoczone półokrągłe wpustki R_1 i R_2 , w które wlewa się przez odpowiednie otwórki kit żelazny. Inne fabryki stosują zamiast tego doszczelniający pierścień miedziany oznaczony przez H na rys.114. Konstrukcja ta daje w praktyce dobre wyniki, gdyż miedź wydłuża się pod wpływem temperatury bardziej od żeliwa i dobrze doszczelnia.

W konstrukcjach przedstawionych na rys.113 i 114 nie potrzeba tulei roboczej względem płaszcza ubezpieczać, ponieważ przytrzymuje ją kołnierz ramy przy pomocy przedniej pokrywy.

Gdy zastosujemy odwrotne wsadzanie tulei, a więc od strony dna /rys.115/, to musimy mimo skurczu zabezpieczyć tuleję od przesunięcia się w płaszczu zapomocą kołków lub śrub. W tym wypadku tylna pokrywa nie może przytrzymywać tulei, bo po wydłużeniu się tej ostatniej, nastąpiłoby zerwanie śrub łączących, lub pęknięcie kołnierza pokrywy. Dajemy więc luz większy od 0,5 mm., a między kołnierze cylindra i pokrywy dajemy uszczelkę.

b/ Tuleje zamocowane zapomocą pierścieni. Uszczelnienie tulei roboczej względem płaszcza uskutecznia się tu najczęściej zapomocą trzech pierścieni kwadratowych 6 x 6 mm., a dla średnic cylindra mniejszych od 400 mm. wystarczy drut miedziany 5 x 5 mm, tak, że w pierwszym wypadku długość uszczelnienia wynosi 18 mm., w drugim zaś 15 mm. Wpustki na pierścienie miedziane muszą mieć takie kształty aby : przy wbijaniu pierścieni tuleja nie cofała się, i przy wydłużeniu tulei większem od wydłużania się płaszcza, pierścienie nie były wysuwane, ale przeciwnie coraz silniej ściskane. Taką konstrukcję mamy na rys.116.

Wadliwe wykonanie mamy na rys.117, gdzie dzięki niewłaściwemu pochyleniu pierścieni, zostają one przy wydłużaniu tulei luzowane i wypychane.

Niektórzy konstruktorzy stosują wykonanie według rys.118, lecz jest ono kosztowniejsze od konstrukcji z rys.116.

O ile przednia pokrywa jest przyłana do cylindra, mamy wówczas konstrukcję tańszą, lecz wykonanie uszczelnienia jest trudniejsze. Stosujemy tu również tak wsadzanie ze skurczem jak i uszczelnianie pierścieniami.

Na rys.119 pierścienie przednie stykają się stale z parą świeżą, co nie daje dobrych rezultatów. Lepiej jest stosować konstrukcję z rys.120 : mamy tu po stronie tylnej uszczelnienie jak na rys.119 lit.A, a po stronie przedniej nie dajemy pierścieni tylko w miejscu B

uskok dobrze bardzo obrobiony z uszczelką z papieru rysunkowego, a tuleja przymocowana jest do płaszcza zapomocą kołków lub śrub. Luz między tuleją a pokrywą "e"

$$e = 0,25 \text{ do } 0,5 \text{ mm.}$$

Odległość "a" pomiędzy zewnętrznym obwodem tulei a wewnętrznym płaszczem nie powinna być zbyt duża, gdyż wraz z nią wzrasta przestrzeń szkodliwa ze względu na skrzynki stawidłowe. W cylindrach o D mniejszym od 500 mm. dajemy "a" = 15 mm. Przy większych średnicach trzeba zwiększać "a" do 30 mm. Aby nie toczyć całej powierzchni zewnętrznej tulei lub wewnętrznej płaszcza, dajemy odpowiednie odsadzenia.

Dla formowania cylindra najdogodniej jest, jeżeli D_z /rys.120/ na całej długości jest jednakowe, co można z łatwością uzyskać w cylindrach większych. W mniejszych zaś wymaga to wydawnego zwiększenia odległości "a", co nie jest wskazane; aby tego uniknąć dajemy kształt jak na rys.121.

W celu umożliwienia wykonania rdzenia odlewniczego /rys.122/ z jednego kawała i przesunięcia go przez średnicę D_z dajemy

$$D_z \geq D_p + 8\text{mm.}$$

Zamiast kołków /rys.120/ można przytwierdzić tuleję do przedniej pokrywy przylanej do płaszcza zapomocą śrub. Konstrukcja ta ma często zastosowanie w maszynach stojących /rys.123/. Jest to konstrukcja dobra, lecz wymaga bardzo dokładnej obróbki i przy większych skokach tłoka wykonanie jej jest uciążliwe. Konstruktor musi się tu porozumieć z warsztatem co do średnicy d_1 , bo ta zależy od średnicy trzona wytaczarki / musi być d_1 większe o 60 mm. od średnicy trzona/, chyba że będziemy obrabiali na kółcelowce. Podajemy poniżej tablicę orientacyjną :

D	d_1
300	130
600	200
800	230
1000	260
1500	310
2200	400

Cylindry typu 4/

Odlew cylindra można uprościć przez podział na tuleję i dwie po-

krywy. Cylinder dzielony z trzech części jest dość rozpowszechniony /rys.124/. Tuleja T posiada dwa kołnierze i długie centrowanie "a" i "b" na obu końcach. Przednia pokrywa wstawiana jest tu od tyłu cylindra, czyli :

$$D_1 = D - 5 \text{ do } 10 \text{ mm.}$$

W miejscach A i B umieszczone są skrzynki stawidłowe. Przy "u" dajemy tylko uszczelki z papieru. Powierzchnie styku muszą być jaknajdokładniej dopasowane/dotuszowane/. Konstrukcja ta powstała wtedy, gdy zaczęto stosować parę przegrzaną i cylindry dawnych konstrukcyj pękały. Dobrą stroną jej jest wymiennosc tulei i przez to jej twardszy materiał. Wadą jest kosztowna obróbka i trudny montaż /uszczelki/ dzięki czemu dajemy długie centrowanie.

Cylinder ten na długości "q" początkowo błędnie toczone także i z zewnątrz dla uzyskania równego wydłużania, przez co pozabawiano go naskórką odlewniczego, co osłabiało wytrzymałość.

Tuleja robocza przy końcu posiadać musi ścięcie $s \geq 7 \text{ mm}$. Dajemy:

$$D_2 \gg \text{od } D_3 + 8 \text{ mm.}$$

za względu na nakładki..

Obliczenie kołnierzy i śrub cylindra.

Grubość kołnierzy dajemy zazwyczaj równą 1,5 do 2.g, a ze względów odlewniczych należy dbać o łagodne przejście ze ścianki w kołnierz. Kołnierz można usztywnić żebrami byle niskimi, gdyż wysokie powodują nadmierne naprężenia odlewnicze, wzrastające z temperaturą.

A/ Kołnierz po stronie ramy /rys.125/

Śruby nie służą do uszczelniania, więc dajemy ich mało lecz sil-

ne :

$$k_r = \frac{P}{i \pi \frac{\delta^2}{4}} \leq 400 - (550) \text{ kg/cm}^2$$

...../I/

przy bardzo dobrym materiale możemy iść do 700 kg/cm².

Śruby muszą być dostatecznie długie ze względu na sprężystość. Jeśli konstrukcja nie wymaga dwóch nakrętek, dajemy śruby z łbami czworokątnymi, bo można zmniejszyć przez to ramię gięcia, a łeb taki utrud-

nie obracanie się śruby.

Koźnierz liczymy w przekrojach niebezpiecznych "h₁" i "h₂" :

$$\left. \begin{aligned}
 k_g &= \frac{P \cdot l_1 \cdot 6}{\pi \cdot D_1 \cdot h_1^2} \leq 200 \text{ kg/cm}^2 && \dots\dots\dots/II/ \\
 k_g &= \frac{P \cdot l_2 \cdot 6}{\pi \cdot D_2 \cdot h_2^2} \leq 200 \text{ kg/cm}^2 && \dots\dots\dots/III/
 \end{aligned} \right\} \text{max } 250 \text{ kg/cm}^2$$

przy czym nie bierzemy pod uwagę ewentualnych żeber.

Dajemy : $\delta_2 = 0,8$ do $1, h$

B/. Połączenie cylindra z przełączką w maszynach tandem /rys.126/.

Śruby służą tu również i do uszczelniania - i dociągnięte są z dużym naprężeniem wstępnym. Przy ciśnieniu mniejszym od 4 atm. odległość między śrubami dajemy mniejszą lub równą 160 mm., przy ciśnieniach większych od 8 atm. - mniejszą lub równą 140 mm. ze względu na szczelność. Szerokość uszczelki "u" wynosi 12 do 25 mm. zależnie od średnicy cylindra / n.p. D = 300 mm., u = 15 mm./ . Wpustkę dla uszczelki "u" należy wykonać tak daleko jak i występ /rys.127/.

Dla obliczenia śrub S_p łączących koźnierz tulei z cylindrem zakładamy, że ciśnienie w cylindrze działa aż do średnicy D_m /środek uszczelki "u"/, wówczas :

$$k_r = \frac{\frac{\pi}{4} D_m^2 p}{l_1 \frac{\pi}{4} \delta_1^2} \leq 300 \text{ kg dla } \delta < 1\frac{1}{2}''$$

$$\leq 400 \text{ kg dla } \delta > 1\frac{3}{4}'' \dots\dots\dots/IV/$$

Ramię śruby "x" $> \delta_2 + 5$ mm., gdzie δ_2 - zewnętrzna średnica śruby.

Śruby S_r łączące przełączkę z cylindrem nie uszczelniają, stosujemy więc również mało śrub lecz mocnych. Jeśli za przełączką jest cylinder wysokoprężny to śruby trzeba liczyć na maksymalny nacisk tłokowy cylindra wysokoprężnego :

$$k_r = \frac{P_w}{l_2 \pi \frac{\delta_2^2}{4}} \leq 400 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots/V/$$

Przekrój niebezpieczny koźnierza :

$$k_g = \frac{P_w l_3 \cdot 6}{(\pi D_3 - l_1 \delta_2) h_3^2} \leq 200 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots/VI/$$

przy czym wyraz (δ_2) uwzględnia osłabienie otworami na śruby.

W rozdziale niniejszym omówiliśmy główne wytyczne budowy tulei roboczych, niezależnie od tego czy stawidła mamy suwakowe lub zaworowe. Do konstrukcji cylindrów wrócimy jeszcze w jednym z rozdziałów następných.
