

cienia P z żelaza zlewnego, nasadzonego ze skurczem na tuleję roboczą. Konstrukcja ta była bardzo kosztowna, a przytem niedogodna, ponieważ wymagała stosowania po stronie łbicy kotnierza płaszcza o większej wewnętrznej średnicy, niż średnica zewnętrzna pierścienia P .

D. Grubość ścianek i obliczanie cylindra na wytrzymałość.

Niechaj oznacza:

D = średnicę wewnętrzną tulei roboczej w cm ,

D_z = średnicę zewnętrzną tulei roboczej w cm ,

$F = \frac{\pi D^2}{4}$ = czynny przekrój tłoka w cm^2 ,

p_z = maksymalne ciśnienie wybuchowe w atm. nadciśnienia,

$P_z = \frac{\pi D^2}{4} p_z$ = maksymalny nacisk tłokowy w kg ,

g = grubość ścianki tulei roboczej w cm ,

k = grubość ścianki płaszcza cylindrowego cm ,

k_r = naprężenie dopuszczalne na rozciąganie w kg/cm^2 .

Materiał cylindra musi wytrzymać:

1) naprężenia główne, wywołane ciśnieniem wybuchowym,

2) naprężenia poboczne, które mogą być również znaczne.

Do grupy drugiej zaliczyć należy przede wszystkim naprężenia odlewnicze, dalej naprężenia, wywołane dociąganiem pokryw (łbic) cylindra, wreszcie naprężenia, powstające z powodu różnicy temperatur w poszczególnych częściach cylindra. Tak np. koniec tulei roboczej po stronie łbicy jest narażony na działanie wyższych temperatur, niż drugi jej koniec, natomiast zewnętrzny jej obwód jest chłodzony na całej długości wodą o stosunkowo niskiej temperaturze. Naprężeń pobocznych, które zwłaszcza w odlewach zawitych (skomplikowanych) mogą być bardzo wielkie i powodować pęknięcia cylindrów, konstruktor nie jest w możności dokładnie obliczyć. Powinien jednak starać się o nadanie cylindrowi takich kształtów, aby wspomniane naprężenia były możliwie najniższe.

Obliczenie grubości ścianek cylindra należy przeprowadzić na podstawie naprężeń, wywołanych ciśnieniem wybuchowym i działających:

a) jako naprężenia na rozciąganie w kierunku osi podłużnej cylindra, odpowiednio do maksymalnego nacisku tłokowego P_z (wyjątek tworzą tutaj jedynie cylindry, wykonane według rys. 78 i 79);

b) jako naprężenia na rozciąganie na obwodzie cylindra, wywołane wewnętrznym ciśnieniem p_z .

W cylindrach dwuściankowych nadaje się tulei wewnętrznej taką grubość ścianek, żeby sama mogła stawić opór napre-

żeniom wymienionym pod b), zaś naprężenia określone pod a) rozkładają się na obiedwie tuleje, o ile płaszcz nie jest dzielony,—nie wywołują więc wielkich naprężeń jednostkowych.

W cylindrach z osobną tuleją roboczą tuleja wewnętrzna musi również sama wytrzymać naprężenia obwodowe, wywołane ciśnieniem p_z ; naprężenia, spowodowane siłą P_z , przenosić tutaj musi sam płaszcz cylindra. Mimo to są one o przeszło połowę mniejsze, niż naprężenia obwodowe.

a) Naprężenia, wywołane działaniem siły P_z .

Dopuszczalne naprężenie na rozciąganie oblicza się według wzoru:

$$k_r = \frac{P_z}{f} \leq 125 \text{ kg/cm}^2 \quad (3)$$

gdzie f oznacza najśłabszy przekrój cylindra, więc w cylindrze z oddzielną tuleją roboczą najśłabszy przekrój płaszcza cylindra.

Przy $p_z = 25 \text{ atm.}$ i $k_r = 125 \text{ kg/cm}^2$

otrzymuje się:

$$f = 0,2 \quad F = \frac{0,2 \pi D^2}{4} = 0,157 D^2 \quad . . . (3a)$$

Przy $p_z = 34 \text{ atm.}$ i $k_r = 113 \text{ kg/cm}^2$

otrzymuje się:

$$f \cong 0,3 \quad F \cong \frac{0,3 \pi D^2}{4} \cong 0,23 D^2 \quad (3b)$$

W cylindrach dwuściankowych grubość ścianki płaszcza k przy użyciu wzoru (3) wypada bardzo mała, wobec czego nie ma potrzeby jej obliczać, bierze ją się stosownie do grubości sąsiednich ścianek cylindra. Ze względów odlewniczych nie należy stosować ścianek cieńszych od $k \geq 10 \text{ mm.}$

b) Naprężenia obwodowe, spowodowane ciśnieniem wewnętrznym p_z .

Grubość tulei roboczej g cylindrów dwuściankowych, jak również i wykonanych z oddzielną tuleją roboczą wyznacza się, ze względu na stosunkowo niewielką średnicę cylindra, z wzoru Bacha:

$$D_z = D \sqrt{\frac{k_r + 0,4 p_z}{k_r - 1,3 p_z}} \quad \text{czyli}$$

$$g = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{k_r + 0,4 p_z}{k_r - 1,3 p_z}} - 1 \right) \quad (4)$$

Dopuszczalne naprężenie jednostkowe na rozciąganie k_r można tu wziąć dość wysokie, ponieważ ciśnienie wybuchowe p_z działa jedynie w okolicy kołnierza tulei roboczej po stronie łbicy, więc w części należy wzmocnionej. Zwykle stosuje się

$$k_r \leq 250 \text{ kg/cm}^2.$$

Przyjmując $k_r = 225 \text{ kg/cm}^2$, otrzymuje się ze wzoru (4) grubość ścianki g :

a) przy $p_z = 25 \text{ atm.}$

$$g = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{225 + 10}{225 - 32,5}} - 1 \right) \cong 0,0525 D \text{ cm.} \quad (5)$$

β) przy $p_z = 34 \text{ atm.}$

$$g = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{225 + 13,6}{225 - 44,2}} - 1 \right) \cong 0,0744 D \text{ cm.} \quad (6)$$

Do grubości ścianki, obliczonej według wzoru (5), względnie (6) dodaje się w stałych silnikach lądowych zwykle 5 mm do 10 mm, ze względu na ewentualne późniejsze roztoczenie tulei roboczej do większej średnicy. Roztoczenie takie okazuje się nieraz koniecznem z powodu jednostronnego wytarcia się tulei lub jej uszkodzenia. Stosowanie atoli przesadnie grubych ścianek jest również niewłaściwe, gdyż wtedy chłodzenie wodą nie jest tak skuteczne, a włókna zewnętrzne materiału w stosunku do wewnętrznych są jeszcze mniej naprężone.

Przy wyborze grubości ścianek g i k w cylindrach o małej średnicy należy mieć na uwadze również względy technologiczne, t.j. względy na odlew i na możliwość przesunięcia się rdzeni odlewniczych. Z tego powodu stosuje się w stałych silnikach lądowych, w których waga nie odgrywa roli decydującej, następujące minimalne grubości ścianek:

	$D \text{ mm}$	$g \text{ mm}$	$k \text{ mm}$
Cylinder dwuściankowy	100 do 150	13 do 16	10 do 12
	175 „ 200	17 „ 20	12 „ 14
Cylinder z oddzielną tuleją roboczą	100 do 150	12 do 16	11 do 13
	175 „ 200	16 „ 18	13 „ 15

c) Obliczanie naprężenia na gięciu i przegięciu się cylindra.

W długoskokowych maszynach, jednostronnie działających, oprócz wstrzymałości na ciągnięcie, należy obliczyć także przegięcia się tulei roboczej pod wpływem nacisku normalnego $N \cong 0,1 P_z$. Obliczenie to przeprowadza się zwykle, wychodząc z założenia niekorzystnego, mianowicie, przyjmuje się, że N działa nie na całej długości tłoka T , lecz tylko w jednej płaszczyźnie (rys. 111).

Dopuszczalne naprężenie na gięcie oblicza się według wzoru:

$$k_g = \frac{1}{W} \cdot \frac{N \cdot c \cdot c_1}{l} = \frac{1}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_z^4 - D^4}{D_z}} \cdot \frac{N \cdot c \cdot c_1}{l} \leq 200 \text{ kg/cm}^2 \quad (7)$$

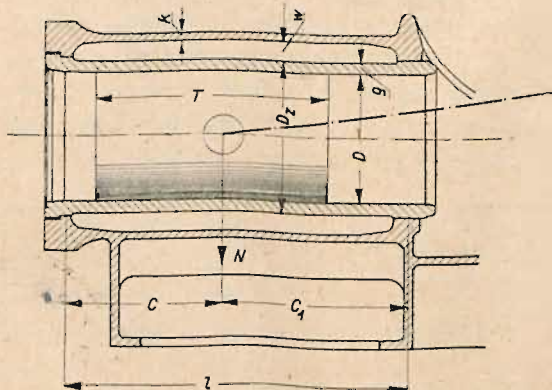
Zwykle wypada k_g znacznie mniejsze.

Dla obliczenia przegięcia się tulei miarodajnym jest wzór:

$$f = \frac{N}{E \cdot J} \cdot \frac{c^2 \cdot c_1^2}{3 \cdot l} = \frac{N}{800000 \cdot \frac{\pi}{64} (D_z^4 - D^4)} \cdot \frac{c^2 \cdot c_1^2}{3 \cdot l} \quad (8)$$

Przegięcie f nie powinno być większe od $f \leq 0,1 \text{ mm}$. W przeciwnym razie należy umieścić podporę tulei, oznaczoną np. na rysunkach 29 do 31 literą P .

W sposób zupełnie analogiczny można przeprowadzić wyznaczenie k_g i f dla płaszcza cylindra. Wartości te dla cylindrów dobrze pod-



Rys. 111.

party wypadają bardzo korzystne, ale wskazują zarazem, że typy motorów o dłuższym skoku nie powinny być wykonywane z cylindrami zwisającymi. W maszynach o cylindrach stojących, przyśrubowanych do ramy, z tłokiem, spełniającym funkcję wodzika, przekrój niebezpieczny znajduje się zwykle w pobliżu kołnierza ramy, która w tej części powinna posiadać dostateczne wymiary.

d) Obliczanie kołnierza tulei roboczej.

W celu uzyskania dobrej szczelności, ciśnienie, wywierane śrubami przytwierdzającymi łbicę, względnie pokrywę do cylindra, musi być większe od ciśnienia w cylindrze, czyli że śruby muszą być dociągnięte z t. zw. naprężeniem wstępnym. Najlepiej można je uwzględnić przez stosowanie mniejszych jednostkowych naprężeń dopuszczalnych, co też uczyniono we wzorach poniżej umieszczonych.

Przy obliczaniu przyjmuje się zwykle, że ciśnienie wybuchowe p_z dochodzi aż do środka uszczelki, czyli że działa na średnicy D_m . Nacisk P_m wyznaczamy według wzoru:

$$P_m = \frac{\pi}{4} D_m^2 \cdot p_z \text{ w kg.}$$

Niebezpieczny przekrój kołnierza tulei roboczej I—I (rys. 112) oblicza się na zginanie według wzoru:

$$k_g = \frac{P_m \cdot a}{W} = \frac{\frac{\pi}{4} D_m^2 \cdot p_z \cdot a \cdot 6}{\pi \cdot D_0 \cdot h^2} \leq 250 \text{ kg/cm}^2 \quad (9)$$

Napężenia na ścinanie i rozciąganie są tak małe, że nie potrzeba ich uwzględniać.

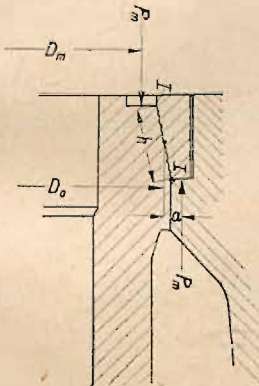
e) Obliczanie kołnierza płaszczu cylindrowego.

Odnosnie do rysunku 113 oblicza się:

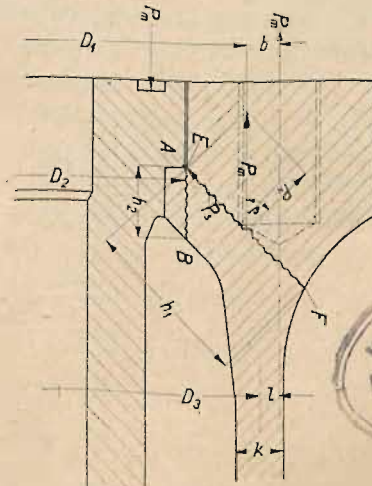
1) przekrój A—B na ścinanie (cięcie) według wzoru:

$$k_t = \frac{P_m}{\pi \cdot D_2 \cdot h_2} \leq 150 \text{ kg/cm}^2 \quad (10)$$

Ze względu na dobry rozkład materiału w odlewie przy kołnierzu zwykle k_t wyniesie mniej, niż 100 kg/cm^2 .



Rys. 112.



Rys. 113.

2) Najniebezpieczniejszą część kołnierza płaszczowego, t. j. przekrój E—F, w którym, oprócz naprężeń na zginanie, zachodzą naprężenia na rozciąganie i na ścinanie, oblicza się na wytrzymałość według wzorów:

$$\alpha) \text{ naprężenie na gięcie } k_g = \frac{P_m \cdot b}{W} = \frac{P_m \cdot b \cdot 6}{\pi \cdot D_1 \cdot h_1^2} \quad (11)$$

$$\beta) \text{ naprężenie na rozciąganie } k_r = \frac{P_n}{f} = \frac{P_m \cdot \cos \beta}{\pi \cdot D_1 \cdot h_1} \quad (12)$$

$$k_g + k_r = k_s \quad (13)$$

$$\gamma) \text{ naprężenie na ścinanie } k_t = \frac{P_s}{f} = \frac{P_m \cdot \sin \beta}{\pi \cdot D_1 \cdot h_1} \quad (14)$$

Liczby podane odnoszą się do stałych maszyn lądowych (zbudowanych normalnie dla ciśnienia maksymalnego $p_z = 25$, względnie 34 atmosfer nadciśnienia. Po opracowaniu szkicu cylindra należy wymiary te zmienić, stosownie do naprężeń, otrzymanych z obliczenia wytrzymałości poszczególnych przekrojów niebezpiecznych, jako też i ze względu na specjalne warunki wykonania warsztatowego, oraz rodzaj pracy projektowanego silnika.

Powiększenie liczb, podanych w tabelce, okazuje się czasem niezbędnem ze względu na osłabienie płaszcza cylindrowego przez duże otwory, przy których znajdują się zwykle przekroje najniebezpieczniejsze. Natomiast dobre podparcie cylindra leżącego za pomocą nogi powiększa znacznie przekrój płaszcza i pozwala stosowanie cieńszych ścianek.

Odległość w (rys. 111) pomiędzy obiedwiema tulejami powinna być możliwie duża, aby woda mogła swobodnie przepływać nawet w razie pozostania osadu z wody na ściankach cylindra. Pożądanem jest wielce ażeby śruby, przytwierdzające łbice, znajdowały się, jak zauważono wyżej w środku ścianki płaszcza cylindrowego. Z drugiej jednak strony, ze względu na koszt silnika, wzrastające z wagą cylindra, nie należy używać przesadnie wielkiej odległości w .

Litery podane w tabelce odnoszą się do rys. 111.

Średnica cylindra	Ciśnienie maksymalne $p_z = 25$ atm.			Ciśnienie maksymalne $p_z = 34$ atm.		
	g mm	w mm	k mm	g mm	w mm	k mm
100	13—14	20—15	11—13	—	—	—
125	14—15	25—16	11—13	—	—	—
150	16—17	35—18	12—14	—	—	—
175	17—18	35—20	13—15	—	—	—
200	18—20	35—25	13—16	22—24	45—35	15—18
250	20—22	45—30	14—17	25—28	55—40	17—20
300	23—25	45—30	16—19	29—31	60—45	20—24
350	27—29	50—35	17—20	33—36	65—50	23—27
400	29—31	60—40	20—22	37—40	70—55	26—30
450	32—34	65—45	22—25	41—43	80—60	28—33
500	34—37	70—45	23—26	44—46	85—60	31—35
550	37—40	75—50	25—28	48—50	90—65	34—38
600	40—43	80—60	27—30	52—54	95—75	36—41