

ROZDZIAŁ III.

Cylindry silników działających obustronnie.

A. Czterosusowe maszyny gazowe.

Konstrukcja cylindrów tego typu, zawdzięczającego swój szybki i wielki rozwój przede wszystkim konstruktorom fabryki M. A. N. w Norimberdze, różni się zasadniczo od konstrukcji motorów jednostronnie działających, przypomina natomiast pod niejednym względem budowę wentylowego cylindra parowego. Stosuje się tutaj niemal wyłącznie leżący ustrój maszyny, a tylko wyjątkowo stojący.

W cylindrze pracuje stosunkowo wazki tłok tarczowy, spoczywający na drągu tłokowym. Tłok ten chłodzi się wodą. Na końcach cylindra znajdują się, zamiast łbic, zwykłe, wodą chłodzone pokrywy, wentyle zaś umieszczone są w skrzynkach, przylanych do korpusu cylindra.

Najwięcej rozpowszechniony jest układ skrzynek, w którym wentyle wpustowe znajdują się u góry, a wentyle wypustowe na dole cylindra. Przestrzeń kompresyjna przy tym układzie posiada kształt korzystny dla procesu spalinyowego, a smar zużyty i nieczystości, które dostają się razem z gazami do cylindra, zostają skutecznie wypchnięte przez wentyl wypustowy, przyczem wyjmowanie tego ostatniego, przy umiejętnym układzie rur wydmuchowych, nie sprawia żadnych trudności.

Zalet powyższych nie posiadają cylindry ze skrzynkami wentylowymi, umieszczonemi obok cylindra w środkowej jego osi. Żarzące się bowiem cząstki ciał obcych, pozostałe w cylindrze, mogą łatwo spowodować samoczynne zapalenie przedwczesne. Mechanizm stawidłowy jest tutaj wprowadzić prostszy i dostęp do wentyli dogodniejszy, lecz kształt przestrzeni kompresyjnej niewłaściwy.

Obydwa rodzaje cylindrów można wykonać jako:

- 1) dwusćiankowe,
- 2) składane z kilku części.

1. Cylindry dwuściankowe.

Przykłady konstrukcyjne cylindrów dwuściankowych, przedstawione na rys. 114 do 130, posiadają wentyle wpustowe u góry, a wypustowe na dole.

Bezsprzecznie cenną zaletą cylindra dwuściankowego jest opanowanie przez dwie tuleje (jeśli są wzajemnie dobrze usztywnione) tak naprężeń, wywołanych ciśnieniem wybuchowym p_z na obwodzie cylindra, jak i naprężeń od nacisku tłoka P_z , działających w kierunku osi podłużnej. Odlew podobnego cylindra jest prosty, obróbka stosunkowo tania, a unika się nieszczelności na wodę.

Główną zaś wadą tej budowy jest nierówne wydłużanie się obydwu tulei: wewnętrzna, wystawiona na działanie wysokich temperatur procesu spalinowego, wydłuża się więcej, niż zewnętrzna, dobrze chłodzona wodą. Ażeby zmniejszyć ujemny wpływ tych nierównych wydłużeń, mogących łatwo przyczynić się do pęknięcia cylindra, zwłaszcza w pobliżu połączeń skrzynek wentylowych z tuleją roboczą, należy odległość pomiędzy obiema tulejami wziąć możliwie wielką, zarówno jak i środki skrzynek wentylowych odsunąć możliwie daleko od końca cylindra. Skutkiem tego otrzymuje się coprawda cylinder cięższy i dłuższy, a zatem i kosztowniejszy.

Na rysunkach 114 do 145 oznaczono przez:

s = skok tłoka,

D = średnicę cylindra,

d = średnicę drąga tłokowego,

g = grubość ścianki tulei roboczej,

k = grubość ścianki płaszcza,

X, Y, Z = otwory do umieszczenia zapalniczek,

C = otwór do umieszczenia wentyla rozruchowego,

J = otwór do przytwierdzenia indykatora,

W = otwory do dopływu wody chłodzącej,

V = otwory do odpływu wody chłodzącej,

H = otwory do smarowania tłoka,

R = otwory do wyjmowania rdzeni odlewniczych, względnie do usuwania osadu,

L = nadlewki do przytwierdzenia łożysk wału sterującego,

G = nadlewki do przymocowania galerji do obsługi maszyny.

Przechodząc do rozważenia szczegółów cylindrów dwuściankowych, najpierw należy wskazać na konstrukcje, zaprojektowane na rys. 114 do 119 według zasad fabryki norymberskiej (M. A. N.) i firm, posiadających jej licencję. Obiedwie tuleje, wewnętrzna i zewnętrzna, prócz połączenia ściankami końcowymi i komorami dla wentyli wpustowych i wypustowych, są jeszcze pośrodku długości cylindra wzajemnie usztywnione rurami cylindrycznymi Q . Te ostatnie, w celu umożliwienia swobodnego przepływu wody, posiadają stosowne otwory.

Ujemnym skutkom, wywołanym przez nierówne wydłużanie się tulei roboczej i płaszcza, zapobiega się tutaj przedewszystkiem przez dużą odległość w pomiędzy obiema tulejami, wynoszącą 180 do 280 mm , zależnie od wielkości cylindra. Z tegoż powodu, jak i ze względu na dostateczną wielkość rdzeni odlewniczych, należy zastosować możliwie wielkie odległości pomiędzy środkami skrzynek wentylowych a końcową krawędzią cylindra (A i B na rys. 115).

Przeprowadzając dalej zasadę, że przy martwym położeniu tłoka ostatni jego pierścień powinien wychodzić poza końcową krawędź roboczej długości L na jakieś 2 mm , otrzymamy konstrukcyjnie całkowitą długość cylindra. W celu możliwego skrócenia tej długości nadaje się zwykle komorom wentylowym w pobliżu tulei roboczej przekrój eliptyczny o stosunku osi $a : b = 1,4$ do $1,7$ (por. rys. 118). Jednakże wykonywanie przesadnie długiej a wąskiej elipsy jest niewłaściwe, bo przez to osłabia się bardzo przekrój cylindra w miejscu, w którym działają najwyższe temperatury procesu spalinowego. Już samo przerwanie tego niebezpiecznego przekroju skrzynkami wentylowymi można uważać za pewną ujemną stronę danego typu cylindra.

Dalszą konstrukcyjną możliwością skrócenia cylindra jest zastosowanie niesymetrycznych komór wentylowych; np. na rys. 115 osadzenie gniazda wentyla wpustowego jest przesunięte względem wspomnianego wyżej końcowego przekroju eliptycznego skrzynki wentylowej o 30 mm . W danym wypadku przez budowę niesymetryczną wpustowej skrzynki wentylowej zyskuje się odległość 50 mm pomiędzy środkową osią gniazda wpustowego i wypustowego, co ze względu na mechanizm stawidłowy jest często bardzo pożądane, — więc pośrednio skrócenie cylindra. Skrócenie to nie powinno oczywiście być okupione niedostateczną wielkością rdzeni odlewniczych, których wielkość może czasami decydować o udaniu lub nieudaniu się odlewu.

Wskutek większego wydłużania się tulei roboczej, niż płaszcza, powstają odkształcenia cylindra, uwidoczniające się przedewszystkiem pęknięciami przy c , t i q . Chcąc uniknąć pęknięcia w przekroju przy c , osłabionym bardzo przez gwintowane otwory na śruby, przytwierdzające pokrywę, należy zastosować możliwie duży promień r i przechodzić zbieżną ścianką w grubość ścianki tulei roboczej.

Pęknięciom zaś przy t i q zapobiega się, prócz nadania możliwie wielkich wymiarów odległościom w , A i B , przez zastosowanie intensywnego chłodzenia dodatkowego rurami gazowymi I i II , ułożonemi wokół niebezpiecznych przekrojów skrzynek wentylowych i zaopatrzonemi tutaj w małe otworki (rodzaj tuszu). Rury te mogą być przeprowadzone przez pokrywy otworów R lub przez osobne mniejsze otwory w płaszczu cylindra. Pierwszy sposób ułatwia uciążliwe samo przez się włożenie rur, jest jednak niedogodny w razie usuwania osadu przez otwory R .

Woda, służąca do chłodzenia całego cylindra, dopływa dwoma otworami przy W , a odpływa z punktów najwyższej położonych rurami gazowymi V , skąd może być dalej użyta do chłodzenia pokryw cylindrowych.

Wolne przekroje komór wentylowych należy tak wybrać, ażeby mieszanka świeża względnie spaliny nie posiadały w nich przy wentylach otwartych nigdzie większych prędkości, niż w samych wentylach. Ze względu na odlew surowy dodaje się tutaj zwykle 10% do 15% największego wolnego przekroju przy wentylu całkowicie otwartym. Przy nadawaniu kształtu skrzynkom wentylowym należy dbać o dostateczną wielkość rdzeni odlewniczych, unikać starannie nagromadzenia materiału i stosować możliwie duże łuki przy przejściu ścianki do tulei roboczej. W tym kierunku konstruktor jest po stronie q ograniczony względem na długość cylindra, po stronie t obawą o gromadzenie się osadu z gazów spalonych w komórce, tworzącej się w tem miejscu po włożeniu pokryw. Z tego powodu niektóre fabryki stosują dość ostre zakończenie końcowej krawędzi przy III , chcąc przez to zapobiedz ewentualnemu przedwczesnemu zapalaniu się mieszanki palnej od żarzącego się osadu.

Celem łatwiejszego formowania cylindra nadano tutaj tulei roboczej na całej długości jednakową średnicę zewnętrzną, t. j. wykonano grubość ścianki h o 5 mm mniejszą od g , skutkiem czego cylinder musi być wewnątrz toczony na całej długości. Względny na wytrzymałość cylindra być może nakazywałyby postąpić przeciwnie, a przynajmniej wykonać wspomniane ścianki o równej grubości. Stosowanie $h = g - 5 \text{ mm}$ nie nasuwa jednak najmniejszych wątpliwości co do cylindrow, posiadających ściankę g o grubości więcej niż dostatecznej według obliczenia na wytrzymałość.

Otwory R , służące najpierw do wyjmowania rdzeni odlewniczych, a następnie do usuwania osadu, który woda pozostawia na ściankach cylindra, powinny być dostatecznie duże, lecz tak rozmieszczone względem siebie i innych otworów, aby nie osłabiały zbyt cylindra. Przy za małej bowiem odległości dwóch otworów łatwo mogą powstać pęknięcia, oznaczone na rys. 119 przez IV . Materiał, usunięty z płaszcza cylindra przez otwory, należy zastąpić dostatecznie wysokim występem V (rys. 114).

Niektóre odlewnie żelaza, prócz otworów R , wymagają jeszcze umieszczenia kilku otworów w końcowej ścianie K , a to w celu lepszego podparcia rdzenia odlewniczego. Te ostatnie otwory zamyka się później korkami, naciętymi gwintem gazowym.

Stosowanie wysokich nadlewków na zewnętrznym obwodzie cylindra jest wskazane ze względów fabrycznych, przede wszystkim u nadlewków L dla łożysk wału sterującego. Wysokość VI nie powinna być tutaj mniejsza od 15 mm, bo średnica zewnętrzna odlewów tej wielkości wypadła często znacznie większa, niż ją przepisuje rysunek, zwłaszcza

że tantjema majstra odlewni zależy zwykle od wagi przedmiotów dostarczonych.

Posrodku cylindra znajduje się na rys. 119 występ M , służący do przytwierdzenia mechanizmu, uruchamiającego kłapy dławiące, znajdujące się przed wentylami wpustowymi. Konieczność umieszczenia tego nadlewku zależy od rodzaju obsługi ręcznej kłap dławiających. Niektóre wykonania regulacji wymagają również zastosowania osobnych nadlewków dla łożysk wału regulacyjnego. W danym wypadku przyjęto, że spoczywają one na łożyskach wału sterującego oraz na łożu M , względnie w nasadach wentylowych.

Cylinder posiada trzy otwory dla zapalniczek X , Y , Z . Niektóre jednak fabryki stosują tylko dwie zapalniczki i umieszczają w otworze X długą pokrywę, zaopatrzoną w otwór do przytwierdzenia kurka indikatora. W pobliżu każdego otworu dla zapalniczki znajdują się występy e , służące do przytwierdzenia aparatu uderzającego.

Uszczelnienie sworznia do przymocowania indikatora J , pokazane na rys. 114, nie sprawia w praktyce trudności, choć bezwątpienia lepsze są konstrukcje, wskazane na rys. 103 do 108. Należałoby jednak, zamiast odnośnej rurki gazowej, użyć tutaj rurki stalowej bez szwu.

Bardzo uważnie trzeba zastanowić się nad umiejętnem umieszczeniem nadlewków G , służących do przytwierdzenia galerji do obsługi maszyny, gdyż od tego zależy łatwość obsługi indikatora, możność wyjmowania zapalniczek, aparatów uderzających oraz pokryw z otworów R .

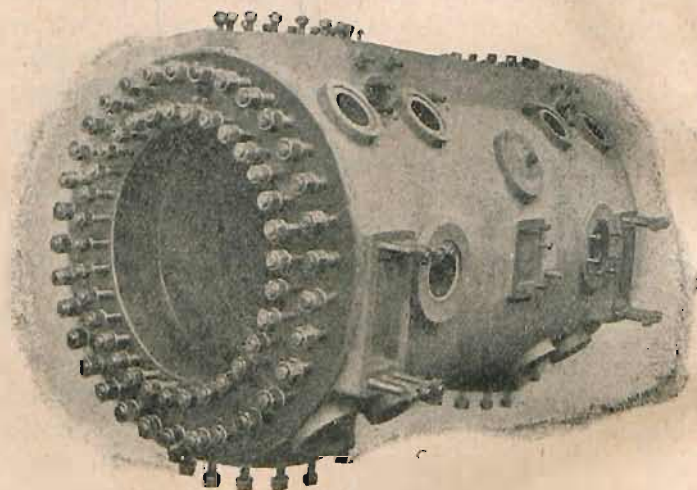
Umieszczenie wentyla rozruchowego C po stronie wału sterującego posiada tę stronę dodatnią, że rury, doprowadzające powietrze sprężone, mają kształt prosty, ujemną zaś, że obsługa jest niedogodna, jeśli wentyl posiada kółko do ręcznego domykania go po uruchomieniu maszyny. Z tego względu większość konstruktorów umieszcza wentyl rozruchowy po przeciwnej stronie cylindra, mianowicie w środkowej jego osi lub w miejscu Y . Na każdym końcu cylindra znajduje się tuleja, mogąca służyć do włożenia wentyla rozruchowego, lecz w maszynach, pędzących generatory elektryczne, zwykle tylko jedna tuleja zostaje przewidziana i zaopatrzona w wentyl rozruchowy. W maszynach posobnych wentyle wspomniane znajdują się zwykle tylko po tych stronach cylindrów, które przylegają do przelęczy; — jedynie w maszynach, pędzących dmuchawy, wykonywuje się czasem cztery wentyle rozruchowe.

Do doprowadzania smaru, tłoczonego pompkami do cylindra, służą cztery lub trzy otwory H , z których dwa znajdują się zwykle po bokach cylindra. Boczne umieszczenie otworów do smaru nie zawsze jest możliwe w środkowej osi cylindra, ze względu na różne nadlewki na płaszczu. Pewne przesunięcie ich nazewnątrz jest nawet korzystne, bo smar nie dopływa wtedy na obwód tłoka przy największej prędkości tłokowej. Przeprowadzenie smaru przez płaszcz uskutecznia się zapo-

mocą sworznia, wkręconego w tuleję roboczą, lub też rurki stalowej, uszczelniając ją w sposób podobny, jak wskazano na rys. 103 do 108. Wpustki smarowe w tulei roboczej o szerokości 10 mm i głębokości 5 mm mają zwykle 100 mm długości. Celem zapobieżenia uszkodzeniom pierścieni tłokowych, krawędzie wpustek należy starannie zaokrąglić.

Cylinder, nie posiadający żadnych nóg, jest centrowany w ramie, względnie w przełęczy na średnicy N . Skutkiem tego odnosi się wrażenie, że płaszcz przenosi większą część maksymalnego nacisku tłokowego P_z . Ażeby ułatwić w razie potrzeby dotuszowanie, kołnierz ramy, względnie przełęczy powinien przylegać do kołnierza cylindra tylko na wąskich paskach materiału przy m i n . W tym celu wytacza się w kołnierzu cylindra rowki głębokości 1 mm.

Niemniej ważne od konstrukcji cylindra jest jego umiejętne wykonanie, przede wszystkim odlanie. To ostatnie wymaga dużego doświad-



Fot. X.

czenia odlewni zarówno co do jakości materiału, prędkości odlewania cylindra 40 sekund), jak i czasu ostygnięcia (około tygodnia), aby możliwie zmniejszyć naprężenia odlewnicze. Dalej odlew winien być na długości L , na której pracuje tłok, możliwie twardy, w innych zaś częściach nie za twardy, gdyż zwiększyłoby to znacznie koszty obróbki.

W tym celu należy odlać średnicę D na długości L z możliwie małym dodatkiem na obróbkę lub też na rdzeniu żelaznym, dzięki czemu otrzymuje się zarazem odlew ściślejszy.

Zewnętrzny wygląd cylindra typu powyższego jest przedstawiony na fotografii X.

Przy obliczaniu na wytrzymałość dwusciankowego cylindra maszyny obustronnie działającej, wychodzi się z założenia wielce niekorzystnego, mianowicie, że tuleja wewnętrzna sama jedna ma przenieść

naprężenia na obwodzie cylindra, wywołane ciśnieniem wybuchowem p_z . Dla maszyn normalnych przyjmuje się $p_z = 25$ atmosfer.

Dopuszczalne naprężenie jednostkowe na rozciąganie wyznacza się ze wzoru:

$$k_r = \frac{D_{cm} \cdot p_{atm.}}{2 \cdot g_{cm}} \leq 200 \text{ kg/cm}^2 \quad (20)$$

W cylindrach powyżej 800 mm średnicy otrzymuje się średnio:

$$k_r = 175 \text{ do } 185 \text{ kg/cm}^2,$$

dzięki czemu ścianka h może być 5 mm cieńsza od ścianki g .

Przy wyborze grubości innych ścianek należy, oprócz wytrzymałości, uwzględnić również wymagania odlewni żelaza, biorąc:

$$k = 0,7 \text{ do } 0,85 \text{ g}$$

$$f = 0,65 \text{ do } 0,75 \text{ g}.$$

Śruby, przytwierdzające pokrywy do cylindra, oraz śruby, łączące cylinder z ramą względnie z przełączą, powinny być wykonane z materiału wyborowego. Ponieważ otwory śrubowe przechodzą do przestrzeni wodnej, należy śruby po starannem posmarowaniu minią silnie wkręcić, aby tym sposobem osiągnąć pewność co do szczelności gwintu. Końce śrub, wkręconych w kołnierze cylindra, posiadają zwykle normalne nacięcia Whitwortha; — niektóre fabryki robią odstępstwo od tej reguły i stosują gwint nieco drobniejszy od angielskiego. Natomiast na drugich końcach śrub, na których znajdują się nakrętki, poleca się naciąć gwint drobniejszy od gwintu Whitwortha, bo tym sposobem zapobiega się samoczynnemu obluźnianiu nakrętek pod wpływem dużych zmian naprężeń. Ze względu na klucze jest nader pożądanem stosowanie, przy połączeniu pokrywy z cylindrem i przy połączeniu ramy względnie przełącz z cylindrem, śrub tej samej wielkości, ze względów zaś fabrykacyjnych nawet tej samej liczby. Ponieważ pierwsze są śrubami uszczelniającymi, to odległość pomiędzy nimi musi wynosić nie więcej jak 140 mm.

Wymiary śrub, przytwierdzających pokrywę cylindrową, oblicza się, przy średnicy rdzenia śruby δ i przy liczbie śrub i , według wzoru:

$$k_r = \frac{\pi}{4} \frac{D_m^2 \cdot p_z}{i \cdot \delta^2} \quad (21)$$

przyjmując $k_r \leq 350 \text{ kg/cm}^2$ dla śrub $\leq 1\frac{1}{4}"$,

$k_r \leq 500 \text{ kg/cm}^2$ dla śrub $\geq 2"$.

Dla obliczania śrub, łączących ramę, względnie przełącz z cylindrem, ważny jest wzór:

$$k_r = \frac{\pi}{4} \frac{(D^2 - d^2) p_z}{i \cdot \delta^2} \quad (22)$$

gdzie $k_r = 300$ do 500 kg/cm^2 , zależnie od wielkości śrub.

Jeżeli d_m oznacza średnicę do środka uszczelki w gnieździe wentylowym, to grubość odnośnych śrub wylicza się według wzoru:

$$k_r = \frac{\frac{\pi}{4} d_m^2 \cdot p}{i \cdot \frac{\pi}{4} d^2} \quad (23)$$

stosując $k_r = 250$ do 400 kg/cm^2 , zależnie od wielkości śrub, przyczem odległość dwóch śrub nie powinna wynosić więcej jak 140 mm , o ile śrubami temi dociąga się kołnierz pokrywy o grubości normalnej.

Słów kilka wypada jeszcze poświęcić naprężeniom, powstającym skutkiem nierównego wydłużania się obydwóch tulei. Naprężeń tych nie możemy dokładnie obliczyć, ponieważ brak nam jakichkolwiek danych o temperaturach ścianek cylindra.

Jeśli tuleja cylindra długości l nagrzeje się o $t^\circ \text{C}$, to wydłużenie wynosi:

$$\lambda = \alpha \cdot l \cdot t \quad (24)$$

Oznaczając przez E stopień sprężystości materiału w kg/cm^2 , a przez f w cm^2 przekrój danej tulei cylindra, można obliczyć siłę działającą skutkiem wydłużania się materiału ze wzoru:

$$P = \alpha \cdot E \cdot t \cdot f \quad (25)$$

Naprężenie, wywołane przez tę siłę, wynosi:

$$k_r = \frac{P}{f} = \alpha \cdot E \cdot t \quad (26)$$

Przyjmując dla żelaza lanego:

$$\alpha = 0,000011,$$

$$E = 800000,$$

i średnią temperaturę:

$$t = 65^\circ \text{ dla tulei roboczej,}$$

$$t_1 = 30^\circ \text{ dla tulei płaszczu,}$$

otrzymalibyśmy dla cylindra, przedstawionego na rys. 114 do 119. następujące wartości:

a) różnica wydłużeń obydwóch tulei

$$\lambda = 0,000011 \cdot 270 \cdot 35^\circ \cong 1,04 \text{ mm,}$$

b) naprężenie z powodu różnicy wydłużenia się obydwóch tulei

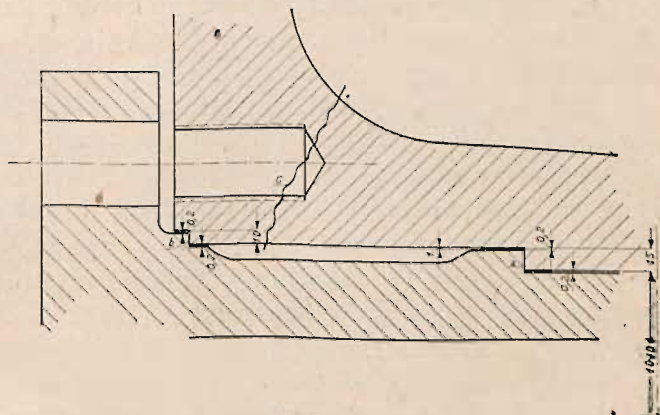
$$\sigma = 0,000011 \cdot 800000 \cdot 35^\circ \cong 308 \text{ kg/cm}^2.$$

Wielkość $\sigma = 308 \text{ kg/cm}^2$ przedstawia bardzo poważne naprężenie dodatkowe, zachodzące przedewszystkiem w końcowych częściach płaszczu cylindra. Oprócz tego, nierówne wydłużanie się obydwóch tulei wywołuje naprężenia na zginanie w niektórych przekrojach, głównie w miejscach połączeń obydwóch tulei. Jak już zaznaczono, obliczenie powyższe nie może być uważane za ścisłe z powodu bardzo niepewnych założeń, na których jest oparte.

Przypuszczać też należy, że nierówne wydłużanie się obydwóch tulei podczas pracy silnika znosi częściowo naprężenia odlewnicze. Jest

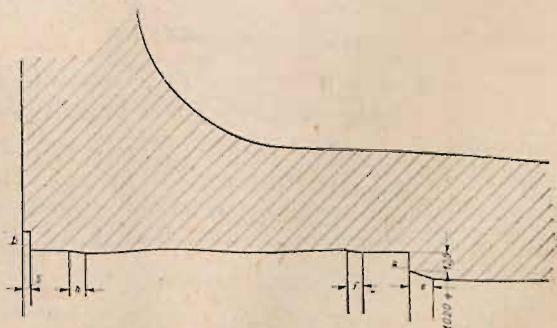
rzeczą najprawdopodobniejszą, że każdy odlew cylindra dwuściankowego, z powodu kurczenia się przy ostygnięciu, posiada w ścianie tulei wewnętrznej naprężenia na rozciąganie, w ścianie zaś płaszcza naprężenia na ciśnienie. Zanim więc większe wydłużenie się tulei roboczej, niż płaszcza, wywoła w nim naprężenia na rozciąganie, muszą się wyrównać naprężenia odlewnicze, działające w płaszczu na ciśnienie. — Rozumowaniem tem można tłumaczyć zachodzące dosyć często wypadki, że cylindry pękają po zatrzymaniu maszyny, t. j. w chwili, gdy cylinder stygnie.

Rozważania powyższe mają jedynie wartość teoretyczną. O celowości bowiem pewnej konstrukcji maszyny rozstrzyga doświadczenie, zrobione z nią w praktyce. O racjonalności budowy cylindra dwuściankowego dla wielkich maszyn czterosusowych, obustronnie działających, świadczy najlepiej wielkie jej rozpowszechnienie, t. j. fakt, że ogromną większość cylindrów tego typu wykonano jako dwuściankowe i to z powodzeniem bardzo dobrem.



Rys. 120.

W celu uzupełnienia poprzednio rozważanych szczegółów, wykreślono na rys. 120 i 121 szczegóły, dotyczące wbudowania pokrywy w cylinder, które należy przeprowadzić bardzo umiejętnie tak ze względu na wielki ciężar pokrywy, jak i konieczność wyjmowania jej do czyszczenia cylindra. Ponieważ tego rodzaju silniki gazowe posiadają dławnice metalowe, które mogą się nieco przesunąć we wszystkich kierunkach, to niema potrzeby, ażeby zewnętrzny obwód pokrywy był centrowany w cylindrze, a bez najmniejszej obawy można wykonać szczelinę o wielkości 0,2 mm pomiędzy ściankami odnośnemi, ułatwiając znacznie w ten sposób wkładanie pokrywy (p. rys. 120).



Rys. 121.

Skutecznijszem jeszcze pod tym względem jest luźne dopasowanie pokrywy do cylindra, z zastosowaniem powierzchni stożkowych e , f , h na rys. 121. Wymaga to jednak pewnego powiększenia zewnętrznej średnicy tulei pokrywy. Nie zawsze jest to w danem miejscu pożądane, z powodu równoczesnego powiększenia średnicy, na której znajdują się otwory na śruby, przytwierdzające pokrywę do cylindra.

W celu ułatwienia możliwie starannego wykonania powierzchni uszczelniających przy a i b , jak również osiągnięcia dużego ciśnienia jednostkowego na uszczelki, przyczyniającego się w znacznej mierze do szczelności uszczelki, należy stosować stosunkowo wazkie powierzchnie a i b . Ponieważ przy a znajduje się główne miejsce uszczelnienia, nakłada się tutaj uszczelkę o trzech nitkach, natomiast przy b tylko o dwóch nitkach sznuru azbestowego. Przy bardzo starannem wykonaniu uszczelnienia przy a , można je przy b opuścić. Ułożenie głównej uszczelki przy a (rys. 120 i 121) powoduje bezsprzecznie, skutkiem silnego dociągania śrub, wielkie naprężenia w przekroju niebezpiecznym przy c (rys. 120). Z tego powodu proponowano opuszczenie uszczelnienia przy a , co jednakże jest niewłaściwe ze względu na możliwość samoczynnych zapaleń przedwczesnych od osadu żarzącego, gromadzącego się w szczelinach pomiędzy pokrywą a tuleją cylindra. .

W literaturze ¹⁾ spotykamy budowę cylindra, uwidocznioną na rys. 122 i 123, jako nową konstrukcję fabryki M. A. N. w Norymberdze. Osobiście nie mogę odnaleźć wybitnych zalet tej budowy w porównaniu z przedstawioną na rys. 114 do 119. Nie jest mi również wiadomo, czy znalazła ona większe rozpowszechnienie i czy jest jeszcze obecnie wykonywana przez fabrykę wspomnianą.

Gniazda wentylowe są tutaj przysunięte bliżej do osi podłużnej cylindra. Skutkiem tego wpustowa komora wentylowa jest zupełnie usunięta z pod wpływu najwyższych temperatur procesu spalinyowego, a przez komorę, znajdującą się wokoło gniazda wentyla wypustowego, przepływają tylko gazy spalone.

Choć zmiana powyższa nie usuwa niebezpiecznych przekrojów q i t (rys. 115), byłaby niewątpliwie korzystna, gdyby nie łączyły się z nią inne ujemne strony. Przedewszystkiem cylinder wypada dla skoku 1200 mm o 100 mm dłuższy, niż na rys. 114 do 119, pomimo zastosowania niechłodzonych gniazd wentyli wypustowych i mniejszych rdzeniów odlewniczych, jak i współosiowego układu wentyli. Chcąc wykonać gniazdo chłodzone, otrzymuje się cylinder jeszcze dłuższy.

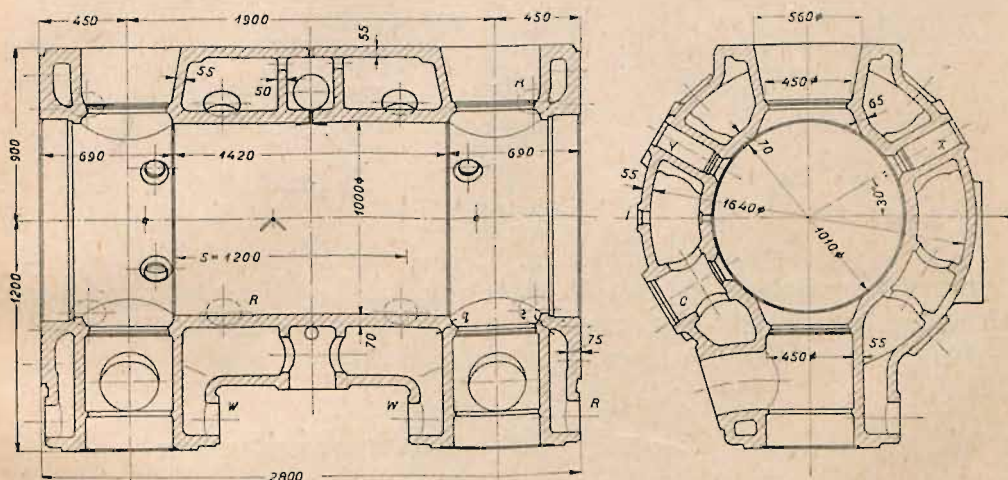
Duża długość skrzynki wypustowej jest ze względów odlewniczych niedogodna. Byłaby ona jednak czynnikiem dodatnim ze względu na

¹⁾ 1. Güldner — „Verbrennungskraftmaschinen“, 2. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.

nierówne wydłużanie się poszczególnych części cylindra, gdyby całość tej części cylindra nie była usztywniona rurą wydmuchową i nie traciła skutkiem tego elastyczności.

Stosując gniazdo chłodzone dla wentyla wypustowego, należałoby się też zastanowić nad tem, czy nie otrzymałoby się lepszej konstrukcji przez zmniejszenie odległości kołnierza komory wypustowej z 1200 mm do 900 mm. Rura wypustowa znajdowałaby się wtedy przy skrzynce, przytwierdzonej do kołnierza komory wydmuchowej.

Wspomniane wątpliwości nasuwają się także co do wykonywanej również przez M. A. N. budowy cylindra, którego przekrój widzimy na rys. 124. Wentyl wypustowy jest tutaj umieszczony nisko i zaopatrzony w gniazdo, chłodzone wodą jak na rys. 114. Przybliżenie wentyla wpustowego do tulei roboczej jest czasem konstrukcyjnie korzystne ze



Rys. 122 i 123.

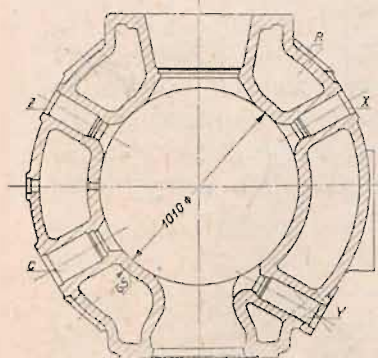
względnie na możliwość umieszczenia wentyla mieszankowego, względnie gazowego w komorze wentylowej. Usunięcie ścianek tej ostatniej z pod wpływu najwyższych temperatur i ciśnień panujących w cylindrze jest bezwątpienia rzeczą dodatnią.

Maszyny gazowe, budowane przez fabrykę Thyssena w Mülheimie nad Rurą zapewne nie w mniejszej ilości, niż przez firmę M. A. N., otrzymują cylindry podobne do konstrukcji, przedstawionej na rys. 125*). Jest to również cylinder dwuściankowy, lecz zaopatrzony wewnątrz w ciekłą tuleję z żelaza łanego. Tuleja ta jest wsadzona w cylinder, ogrzany w piecu formierskim, w ten sposób, że obwodem zewnętrznym

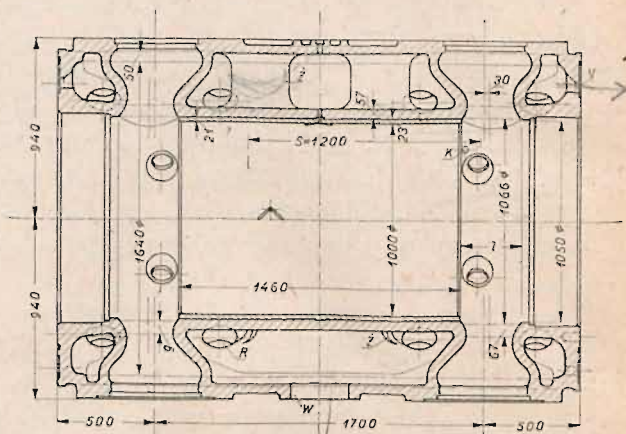
*) Wbrew zasadom rysunkowym wrysowano tutaj średnicę 1640 mm liniami, aby zaoszczędzić drugiej projekcji.

przylega na całej swej długości do obwodu wewnętrznego cylindra dwuściankowego.

W celu ustalenia położenia tulei względem cylindra, znajduje się w środku lub na jednym z jej końców występ, uwidoczniiony na rys 126, którego grubość b musi być o 2 do 3 mm mniejsza, niż grubość a .

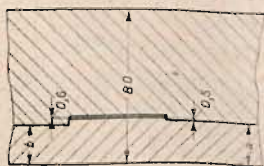


Rys. 124.

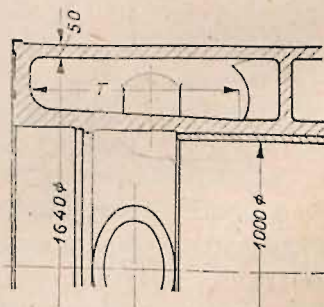


Rys. 125.

Występ ten, wystając ponad a na 0,5 mm, zabezpiecza zarazem tuleję przeciw wysunięciu się tak, że właściwie okazują się zbyt cennymi dwa ubezpieczające kołki K , znajdujące się na końcu tulei o grubszej ściance a . Obłuznień tulei nie spotyka się w praktyce prawie nigdy. Obawy co



Rys. 126.



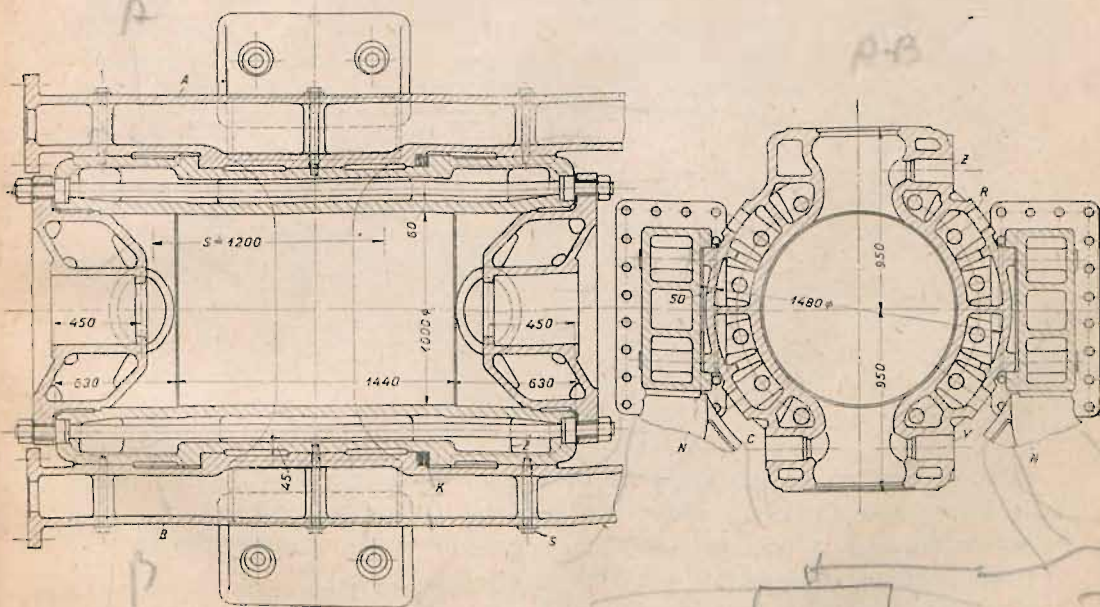
Rys. 127.

do niedostatecznego chłodzenia takiej tulei usunęła również w zupełności praktyka, dająca w tym względzie dobre wyniki.

Wykonanie cylindra z tuleją wewnętrzną według rys. 125 jest kosztowne, posiada natomiast kilka cennych zalet. Można bowiem użyć na nią odpowiednio twardego żelaza, a w razie istnienia w odlewie miejsc wadliwych, tanim kosztem zastąpić nową. Również wymiana tulei, uszkodzonej podczas ruchu maszyny, może być wykonana stosunkowo łatwo i tanio.

Dalszą korzystną stroną podobnej budowy cylindra stanowi zbytnia obróbka na długości l , więc wzmocnienie naskórką odlewniczym części, wystawionej na najwyższe ciśnienia i temperatury procesu spalinyowego. Pomimo to jest tutaj grubość ścianki g o 10 mm większa, niż w części środkowej cylindra. Wzmocnienie powyższe można jeszcze korzystniej osiągnąć przez zastosowanie ścianki zbieżnej na długości T , jak to wynika z rys. 127. Formowanie jest w tym wypadku jednak uciążliwsze.

Zamiast usztywnienia obydwóch tulei rurami Q według rys. 114 do 119, które zostało na początku wieku bieżącego prawnie zastrzeżone dla fabryki M. A. N., stosuje fabryka Thyssena połączenie tulei zapomocą dwóch szeregów żeber \bar{Z} , w liczbie 5 do 7 w każdym szeregu, zależnie od wielkości cylindra.



Rys. 128 i 129.

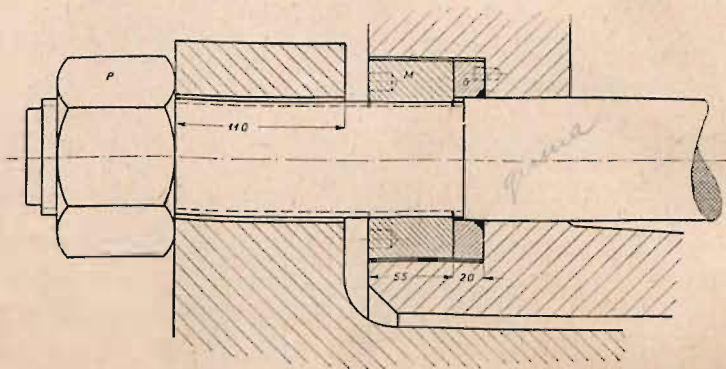
Żebra te muszą być odpowiednio wygięte, aby mogły poddawać się przy wydłużaniu się cylindra, a z drugiej strony nie tamowały swobodnego przepływu wody.

Inne szczegóły konstrukcyjne rozważano już bliżej przy konstrukcji M. A. N. Nadmienićby tylko można, że niesymetryczne skrzynki wentylowe zastosowano tutaj w celu otrzymania stosunkowo krótkiego cylindra przy dostatecznie dużych rdzeniach odlewniczych.

Budowa dwuściankowego cylindra gazowego przez fabrykę Cockerilla w Seraing, uwidoczniła na rys. 128 i 129, różni się pod wielu

względami od omówionych poprzednio. Cylinder tej konstrukcji nie jest centrowany w ramie, lecz uchwycony po obydwóch bokach na krótkiej długości przez belki skrzynkowe *A* i *B*, przyłączone do cylindra śrubami *S* i umocowane klinami *K*. Belki te, będąc połączone z jednej strony z ramą, silnie przytwierdzone do fundamentu, a z drugiej strony z belkami drugiego cylindra maszyny posobnej, spoczywają swobodnie na nodze *N*, znajdującej się w środku pod każdym cylindrem. Dzięki temu zarówno cylinder, jak i cały silnik mogą swobodnie wydłużać się, a przenoszenie na ramę sił, działających w kierunku osi podłużnej, należy uznać jako centryczne, pomimo że cylinder nie jest centrowany w ramie.

Pokrywy cylindrowe są przytwierdzone śrubami, przechodzącymi przez cały cylinder. Przez dociąganie śrub powstają naprężenia na ciśnienie w obydwóch tulejach, wywołując zmniejszenia naprężeń na rozciąganie w płaszczu i we włóknach zewnętrznych tulei roboczej, a zwięk-



Rys. 130.

szenie naprężeń na ciśnienie we włóknach wewnętrznych tulei roboczej. Równocześnie Cockerill unika konieczności stosowania naciąg gwintowych dla śrub o wielkiej średnicy w żelazie lanem (śruby, przytwierdzające ramę, oraz śruby, przytwierdzające pokrywę).

Zalety te są jednak okupione bardzo poważnymi stronami ujemnymi danej konstrukcji.

Przedewszystkiem brak centrowania, t. j. jednej z głównych zasad nowoczesnej budowy maszyn, utrudnia ogromnie dokładne wykonanie, zwiększając zarazem jego koszty. Dokładna obróbka powierzchni cylindra, przylegających do belek *A* i *B*, jest uciążliwa i kosztowna. Również można mieć pewne wątpliwości co do wzajemnego usztywnienia obydwóch tulei żebrami *Z*, znajdującymi się w części, która promieniowo najwięcej wydłuża się.

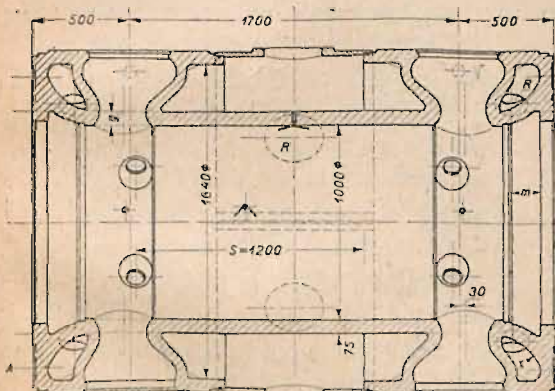
Dalej śruby, przechodzące przez całą długość cylindra, są bardzo kosztowne, zwłaszcza że są toczone na całej długości w celu umożliwienia prowadzenia ich jaknajbliżej tulei roboczej, oraz ze względu na

umieszczenie uszczelnienia. To ostatnie może być wykonane według rys. 130. Wokoło każdej śruby znajduje się pierścień gumowy, a nad nim pierścień G , ubezpieczony względem cylindra i dociskany nakrętką M . Kołnierzy cylindra jest dociągany nakrętkami P .

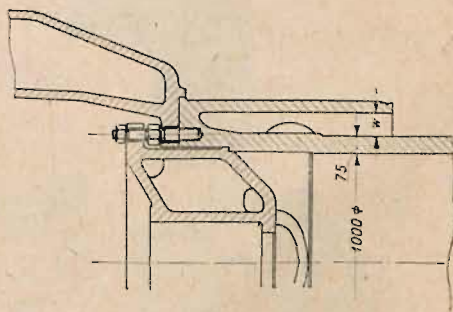
2. Cylindry, składające się z kilku części.

Ujemnym skutkiem nierównego wydłużania się tulei roboczej i płaszcza można zapobiedz przez zastosowanie, w środkowej części cylindra, płaszcza dwudzielnego, wykonywanego najczęściej również z żelaza łanego. Jako przykłady w tym względzie mogą posłużyć rys. 131 do 134 ze skrzynkami wentylowymi u góry i na dole lub też rys. 137 do 139 z komorami wentylowymi, umieszczonemi obok cylindra.

Stroną ujemną takiej budowy cylindra jest konieczność opanowania przez jedną tuleję naprężeń na obwodzie i naprężeń w kierunku osi podłużnej. Skutkiem tego cylinder dwuściankowy był do niedawna chętniej stosowany i więcej rozpowszechniony, zwłaszcza że uszczelnienie osobno nałożonego płaszcza jest bardzo niedogodne.



Rys. 131.



Rys. 132.

Przechodząc do bliższego rozważenia szczegółów konstrukcyjnych, należy zaznaczyć, że ścianka g na rys. 131 powinna ze względów wyżej wymienionych być grubsza, niż w cylindrze dwuściankowym. Otwory R służą tutaj również do wyjmowania osadu, tworzącego się z wody na ściankach cylindra.

Ponieważ śruby A , przytwierdzające cylinder do ramy, znajdują się w dość dużej odległości od ścianki tulei roboczej g , potrzeba przeto zastosować możliwie duży promień r , aby zmniejszyć naprężenia na zginanie w przekrojach niebezpiecznych. Podobne rozwiązanie konstrukcyjne posiada równocześnie i tę ważną zaletę, że materiał może być wzmocniony na długości m naskórką odlewniczym, abstrahując już

od stosunkowo nieznacznych kosztów toczenia tej długości cylindra. Z powodu wielkiego promienia r powstałyby tutaj małe rdzenie odlewnicze, czego jednakże można uniknąć z łatwością przez wykonanie niesymetrycznych komór wentylowych.

Wspomnianych wyżej naprężeń na zginanie nie posiada cylinder, zbudowany według rys. 132. Dzięki małej odległości w jest on zarazem lżejszy. Pomimo to, konstrukcję tę należy uznać za bardzo niekorzystną, gdyż posiada wady dotkliwe. Przedewszystkiem dociąganie nakrętek, przytwierdzających ramę, które powinno być zawsze wykonalne z łatwością, wymaga tutaj wyjęcia pokrywy. Mała odległość w pomiędzy obiema tulejami zmniejsza znów elastyczność końcowych części cylindra,

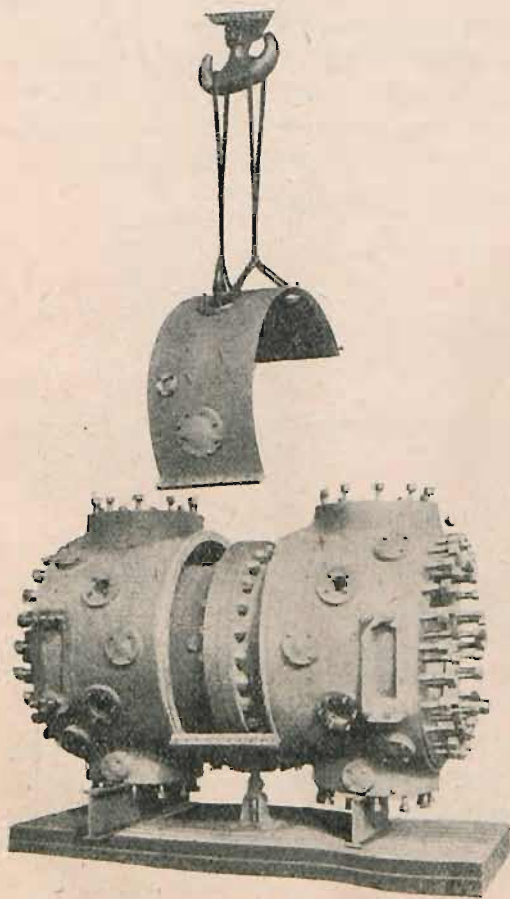
utrudnia chłodzenie skrzynek wentylowych i może łatwo pociągnąć za sobą potrzebę zastosowania większej długości cylindra.

W ostatnich latach znalazła poważną liczbę zwolenników konstrukcja cylindra fabryki Ehrhardta i Sehmera w Saarbrücken, uwidoczniiona na rys. 133 i 134 i na fotografii XI.

Cylinder powyższy składa się z części następujących: z tulei wewnętrznej A , silnie wciągniętej za pomocą śrub (ewentualnie włożonej także z małym skurczem) w dwie połowy cylindra B , zaopatrzone w skrzynki wentylowe, a połączone ze sobą śrubami S , i dwudzielnego płaszcza P .

W celu osiągnięcia większego naprężenia wstępnego, zaleca się dociągać śruby S na gorąco.

Położenie tulei wewnętrznej, przylegającej zewnętrznym obwodem do cylindra B , zabezpieczone jest zapomocą występu



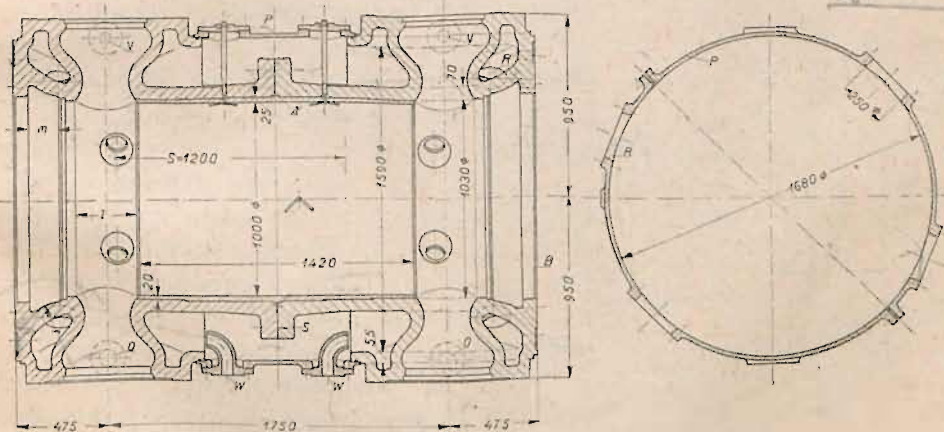
Fot. XI.

środkowego. Ponieważ tuleja wewnętrzna wydłuża się promieniowo pod wpływem ciepła więcej, niż zewnętrzna, to dzięki temu obwód zewnętrzny przy starannem wykonaniu jest już dostatecznie uszczelniony. Mimo to zalecać można umiejętne dotuszowanie powierzchni, stykających się przy kolnierzach obydwóch części B ; wtedy wszelkie uszczelki okażą się

zbytecznymi. W celu otrzymania dostatecznie dużych rdzeni odlewniczych przy długości cylindra, równąjącej się innym konstrukcjom, wybrano odległość pomiędzy osią cylindra a kołnierzem skrzynki wentylowej większą, bo wynoszącą 950 mm. Skutkiem tego zachodzi jednak potrzeba zastosowania osobnych otworów O do wypuszczania wody z cylindra. Podział płaszcza przeprowadzono pod kątem 45° w celu ułatwienia oczyszczania. Jeśli osad nie da się usunąć kompletnie przez otwory R , to wystarczy w większości wypadków podniesienie tylko części górnej.

Oprócz usunięcia naprężeń, wywoływanych nierównym wydłużaniem się tulei roboczej i płaszcza w cylindrze dwusciankowym, budowa powyższa zmniejsza wagę cylindra, zarówno jak i osłabia znacznie naprężenia odlewnicze.

Wykonując cylinder z dwóch części B , otrzymać można odlew równomierniejszy, niż w cylindrze z jednego kawała. Przy odlewaniu tego ostatniego dostaje się bowiem do dolnej części materiał pod ciśnieniem większym, niż do górnej, bo tego rodzaju cylindry należy lać stojąco. Za zaletę należy uważać również zbyteczność toczenia cylindra na długościach l i m i wzmocnienie go tutaj naskórką odlewniczą. Zastosowanie oddzielnej tulei A posiada tę samą stronę dodatnią, o której wspomniano przy rozważaniu konstrukcji Thyssena.



Rys. 133 i 134.

Niekorzystne strony budowy cylindra według rys. 133 i 134 dadzą się streścić w następujących słowach: jedna tuleja musi wytrzymać wszystkie naprężenia, nakrętki śrub S znajdują się w wodzie, uszczelnienie płaszcza dwudzielnego jest niedogodne i może przede wszystkim sprawiać trudności w rogach, w których uszczelnienie obwodowe styka się z uszczelnieniem poziomym.

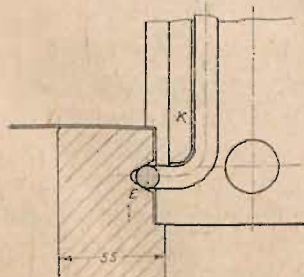
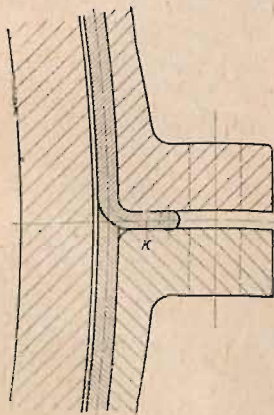
Ponieważ cylinder wewnętrzny wydłuża się podczas ruchu maszyny więcej, niż płaszcz, uszczelnienie musi posiadać pewną elastyczność.

Można to osiągnąć przez ułożenie okrągłej gumy na końcu obwodu części *B* i płaskiej gumy pomiędzy kołnierzami płaszcza *P*. Guma okrągła nie może być jednak wykonana z jednej części, gdyż uszczelkę układa się zwykle dopiero na kompletnie wykończonym cylindrze, z drugiej zaś strony wymiana uszczelki byłaby niemożliwa. Dobór odpowiednich grubości uszczelki okrągłych i płaskich jest oczywiście uciążliwy.

Z tego względu można więcej zalecać użycie wyłącznie uszczelki z gumy okrągłej według rys. 135 i 136. Na obwodzie cylindra znajduje się uszczelka we wpustce *E*, nie wypełniając jej całkowicie w stanie ściśniętym; położenie jej pomiędzy kołnierzami płaszcza ustalone jest przez występ *K*. W celu ochrony uszczelki należy tutaj stosować odpowiednie zaokrąglenia.

Po wojnie światowej cylindry, podobne do budowy Ehrhardta i Sehmera, rozpowszechniły się jeszcze więcej, a wykonywane są także przez niektóre fabryki, które dawniej budowały wyłącznie cylindry dwusiecznikowe.

Budowa cylindrów gazowych z umieszczonymi z boku skrzynkami wentylowymi jest w Europie rzadko stosowana, natomiast w Ameryce bardzo rozpowszechniona, zwłaszcza w wykonaniu cylindra z kilku części. Jako przykład może posłużyć konstrukcja zaprojektowana na rys. 137 i 138 na podstawie literatury. Ma ona



Rys. 135 i 136.

przedstawiać budowę cylindra, wykonywanego w wielkiej ilości przez fabrykę The Snow Steam Pump Works w Buffalo, używającą do odlewu bardzo wielkich cylindrów i ich pokryw stali lanej.

Silniki tego typu posiadają średnią prędkość tłokową $c_m = 4$ do $4,8$ m/sek, stosunek skoku maszyny do średnicy cylindra $s : D = 1,82$ do $1,35$ dla gazów ziemnych i $s : D = 1,65$ do $1,25$ dla gazów generatorowych, zależnie od wielkości maszyny.

Cylinder powyższy składa się z dwóch głównych części *A*, połączonych ze sobą śrubami *S*, oraz dwudzielnego płaszcza *P*, zaopatrzonego w odpowiednie otwory do czyszczenia. Powierzchnie *E* są doszlifowane, zaś pomiędzy powierzchniami *F* znajduje się mała szczelina. Zamiast śrub *S*, dociąganych po odpowiednim nagrzananiu, można otrzymać także pewne połączenie za pomocą kawałków skrzynkowych, pokazanych przy II. Oczywiście, że rozłączenie obydwóch części cylindra jest w tym wypadku bardzo uciążliwe.

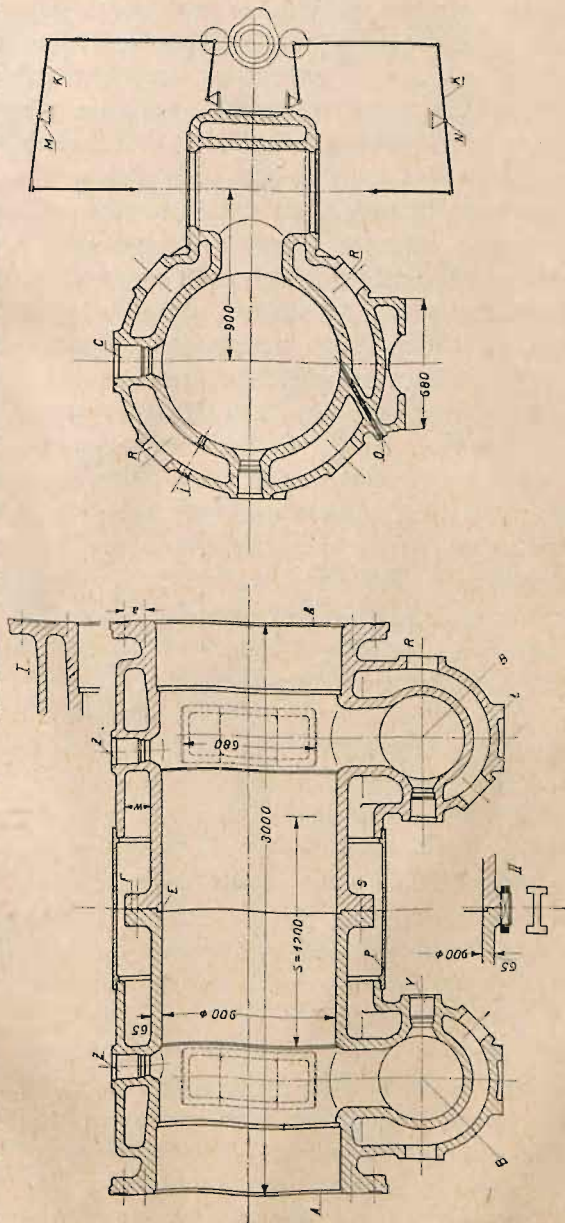
Skrzynki wentylowe są przyłane do cylindra z boku, a mniej więcej w środku każdej jego połowy znajduje się noga, w danym wypadku 680 mm szeroka. Ponieważ nogi spoczywają swobodnie na ramie fundamentowej i otrzymują tylko prowadzenie boczne, cylinder przeto może się swobodnie wydłużać pod wpływem ciepła. Pod tym względem jest też bardzo korzystny brak wszelkich żeber.

Otwory R posiadają kształt podłużny, prostokątny, aby ułatwić wyjmowanie osadu ze ścianek cylindra bez zdejmowania płaszcza P , który ewentualnie nie potrzebuje posiadać żadnych otworów R do czyszczenia.

Otwory O , prowadzące do najniższej części cylindra, są konieczne ze względu na wypuszczanie smaru, mogą jednakże bardzo łatwo przyczynić się do przedwczesnych zapaleń samoczynnych, ponieważ w nich gromadzi się pył żarzący.

Rury wydmuchowe można wyprowadzić w kierunku B , lub też pod łożami stawidłowemi Z . W przypadku ostatnim należy nadać rurze wlotowej kształt rozkraczony, a to ze względu na stawidło wylotowe i na fundament, który przechodzi pod cylindrem i nie jest zbyt szeroki, jak i ze względu na rury wylotowe, które znajdują się pomiędzy obiema skrzynkami wentylowemi.

Koniec cylindra może być wykonany także według szkicu I , przez co osiąga się kształt korzystniejszy dla odlewu i łatwiejsze dociąganie



Rys. 137 i 138.

nakrętek przy kołnierzu ramy. To ostatnie przy małej odległości a może być uskutecznione tylko zapomocą specjalnego klucza. Nie chcąc stosować przy budowie według szkicu I bardzo dużej średnicy ramy, względnie przełęczy, godnem zalecenia jest zmniejszenie odległości w , co przy konstrukcji danego typu cylindra nie ma tak dalece stron ujemnych.

Porównywując cylinder powyższy z poprzednio rozważanymi typami, rzuca się również w oczy wielka jego długość 3000 mm w porównaniu do 2700 mm innych cylindrów przy tym samym skoku maszyny. Przez zastosowanie przy połączeniu cylindra z ramą względnie z przełączką śrub sztyftowych, można i tutaj z łatwością osiągnąć długość cylindra 2700 mm. W tym wypadku nie nasuwają się zbyt wielkie wątpliwości co do budowy tego typu cylindra jako cylindra dwusciankowego w jednej części, zwłaszcza przy zastosowaniu, zamiast przyłanych, przyśrubowanych do cylindra skrzynek wentylowych. Odległość środka skrzynek wentylowych od środka cylindra musiałaby być znacznie powiększona, skutkiem czego ucierpiałby kształt komory spalinowej.

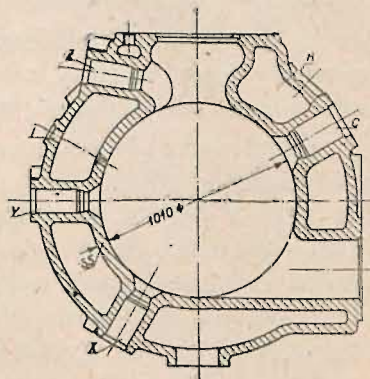
Mechanizm stawidłowy, przedstawiony schematycznie na rys. 138, jest bardzo prosty. Sworzeń M spoczywa w nasadzie wentyla wpustowego, sworzeń N w łożysku, przymocowanem do rury wydmuchowej. Poruszanie wentyli można tutaj również osiągnąć za pomocą tylko jednej dźwigni K dla każdego wentyla. Na jednym końcu dźwigni znajdowałby się wtedy krążek, pracujący na tarczy nieokrągłej, a koniec drugi cisnąłby na trzon wentyla. Mechanizm byłby więc jeszcze prostszy, niż na rys. 138, lecz wymiary dźwigni K byłyby bardzo wielkie, zwłaszcza że odległość wału sterującego od środka skrzynek wentylowych musiałaby być powiększona.

O zasadniczych wadach i zaletach cylindra z umieszczonemi z boku skrzynkami wentylowemi była już mowa na stronie 76. Oprócz niekorzystnego kształtu przestrzeni kompresyjnej i możliwości łatwych przedwczesnych zapaleń samoczynnych z powodu gromadzenia się w częściach najniżej położonych pyłu żarzącego, odlew cylindra ze skrzynkami, wystającemi znacznie ponad średnicę z jednej strony, nie jest łatwy i może posiadać znaczne naprężenia odlewnicze. Również trudne jest umiejętne umieszczenie rur wlotowych i wylotowych, które muszą znajdować się po stronie wału sterującego.

Jako dodatnie strony typu powyższego wskazywane są zwykle: łatwy dostęp i dogodny wyjmowanie wentyla wypustowego, prosty mechanizm stawidłowy i łatwa jego kontrola, prosty i lekki fundament maszynowy, dogodny montaż maszyny, ponieważ cylindry maszyny posobnej spoczywają na wspólnej ramie fundamentowej, co zwiększa jednak wagę maszyny.

Ażeby uniknąć przedwczesnych zapaleń samoczynnych od żarzącego się pyłu w cylindrze, z drugiej zaś strony zachować większość zalet typu według rys. 137 i 138, stosuje się w Ameryce konstrukcję,

uwidocznioną na rys. 139. Wentyle wpustowe znajdują się tutaj u góry, a wypustowe na boku cylindra w osobno przyśrubowanych skrzynkach. Skutkiem stycznego przeprowadzenia rury wydmuchowej, smar i pozostałości zostają wypchnięte z cylindra przy każdym skoku maszyny. Główna wada bocznego umieszczenia skrzynek wentylowych, t. j. niekorzystny kształt przestrzeni kompresyjnej, pozostaje i tutaj w zupełności, niesymetryczny zaś kształt cylindra powiększa naprężenia odlewnicze.



Rys. 139.

Obok tych konstrukcji, buduje się w Ameryce także cylindry, w których obydwa wentyle, wpustowy i wypustowy, znajdują się obok siebie w dolnej części cylindra lub też jeden wentyl po lewej, a drugi po prawej stronie cylindra w środkowej jego osi. Typów powyższych nie można zalecać ze względu na zawiłą (skomplikowaną) konstrukcję i trudny odlew, oraz niekorzystną przestrzeń kompresyjną dla procesu spalinyowego.

3. Rozmieszczenie zapalniczek.

Na racjonalne przeprowadzenie procesu spalinyowego wpływa bezwątpienia w znacznej mierze umiejętne rozmieszczenie zapalniczek. W silnikach gazowych obustronnie działających stosuje się, ze względu na wielkość i kształt przestrzeni kompresyjnej, dwie, a nawet trzy zapalniczki na każdym końcu cylindra.

Podobnie jak w maszynach jednostronnie działających, tak i tutaj zapalniczki powinny być umieszczone w takich punktach przestrzeni kompresyjnej, z których rdzeń mieszanki palnej zostałby możliwie dobrze uchwycony przez płomień, rozszerzający się swobodnie i wszechstronnie na drodze możliwie najkrótszej. Przed zapalniczką powinna znajdować się mieszanka możliwie dobra, aby zapalenie nastąpiło natychmiast po przeskoczeniu iskry elektrycznej. Jednak bardzo szybkie spalanie się mieszanki, uwydatniające się nader silnymi wybuchami, może łatwo spowodować uderzenia w mechanizmie korbowym. Aby temu zapobiedz, należy przez stosowny dobór mieszanki i przez odpowiednie zapalenie przed martwym położeniem korbowym przedłużyć okres spalania.

Najróżniejsze możliwości rozmieszczenia zapalniczek znaleźć można na rys. 114 do 139. Dawniej był najwięcej rozpowszechniony układ zapalniczek według rys. 129 przy *Z* i *Y*. W pobliżu *Z* znajduje się mieszanka najczystsza, a zatem łatwo zapalna, w pobliżu zaś *Y* najgorsza,

najwięcej zanieczyszczona spalinami procesu poprzedniego, więc iskra elektryczna ma zapobiegać zbyt powolnemu spalaniu w tej części przestrzeni kompresyjnej. Przypuszczać jednak należy, że zapalanie jest tutaj w części górnej cylindra intensywniejsze, niż w dolnej. Dalej pewną ujemną stroną wprowadzania zapalniczkowych otworów do skrzynek wentylowych jest wadliwy w wielu wypadkach rozkład materiału i zmniejszenie rdzeni odlewniczych w tej części cylindra.

Wątpliwości powyższe były przypuszczalnie powodem następującego rozmieszczenia zapalniczek przez fabrykę Cockerilla: jedna przy *Z* (rys. 129), a dwie w pokrywie cylindrowej, mianowicie, jedna u góry, a druga na dole. Rama boczna zmusza jednak, przy zastosowaniu tej budowy, do umieszczenia wentyla rozruchowego przy *C*, więc przy komorze wentyla wypustowego, skutkiem czego konstruktor jest ograniczony w swobodnym wyborze wielkości wentyla rozruchowego.

Rdzeń mieszanki palnej zostaje również bardzo dobrze uchwycony przez płomień, wywołany iskrami elektrycznymi, przy rozmieszczeniu zapalniczek według rys. 114 przy *Z*, *Y* i *X*, gdzie w pobliżu mieszanki najlepszej znajdują się dwie zapalniczki. Często wykonywa się przy podobnym układzie, jak już wspomniano, tylko dwie zapalniczki, mianowicie przy *Z* i *Y*, a otwór *X* wypełnia się stosowną częścią, w której umocowuje się kurek indikatora. Podobne rozwiązanie nie nasuwa także żadnych wątpliwości, które natomiast można mieć przy zastosowaniu dwóch zapalniczek tylko w górnej części przestrzeni kompresyjnej, jak to uwidocznia rys. 123.

Chcąc możliwie zapobiedz zbyt powolnemu spalaniu się mieszanki w pobliżu wypustowej komory wentylowej, można umieścić zapalniczkę *Y* według rys. 124. Z powodu jednak braku symetryczności, odlew cylindra nie będzie wtedy tak dogodny, jak przy budowie według rys. 114.

Umieszczenie trzech zapalniczek po jednej stronie cylindra, przedstawione na rys. 139 dla cylindra z wentylem wypustowym z boku, może być stosowane również przy wentylu wypustowym, umieszczonym na dole. Układ powyższy posiada zwolenników wśród najpoważniejszych konstruktorów maszyn gazowych. Jest on bowiem korzystny zarówno pod względem doprowadzania prądu do zapalniczek i aparatów uderzających, jak i łatwej kontroli; posiada jednak wadę, że płomień nie obejmuje z dwóch stron rdzenia mieszanki palnej.

B. Dwusuwowe maszyny gazowe.

Silniki tego typu posiadają długie tłoki, które sterują szczeliny wydmuchowe. Z tego względu stosuje się tutaj tłoki wyłącznie z żelaza lanego, spoczywające na tulei roboczej również z żelaza lanego.