

### C. Szczegóły konstrukcyjne.

W rozdziale tym rozważone zostaną szczegóły konstrukcyjne:

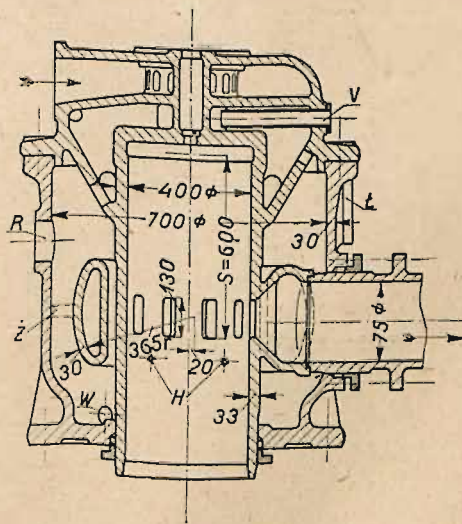
- 1) uszczelnienia oddzielnej tulei roboczej względem łbicy i kołnierza płaszcza cylindrowego;
- 2) uszczelnienia oddzielnej tulei roboczej względem płaszcza po stronie ramy;
- 3) smarowania cylindra.

#### 1. Uszczelnienie tulei roboczej po stronie łbicy.

Do uszczelnienia wysokich ciśnień przy wysokich temperaturach, panujących w cylindrze, używa się najczęściej cienkiego pierścienia z klingerytu oryginalnego, papieru azbestowego, wulcasbestonu i wulcanfibru, a w małych silnikach spalinowych nawet cienkiej tektury, nasyczonej olejem lnianym. W ogólności nie można zalecać stosowania uszczeltek grubszych niż 1 mm, ponieważ w razie przeciwnym trzeba bardzo silnie dociągać śruby, aby zapobiedz rozerwaniu uszczelki przez gazy wybuchowe. Z tej przyczyny za nieodpowiednie uznać należy konstrukcje, w których sznur azbestowy o znaczniejszej średnicy znajduje się w wpustce, wytoczonej w kołnierzu tulei roboczej. Uszczelka powinna być tutaj tak ułożona, aby nie była bezpośrednio wystawiona na działanie wysokich temperatur procesu spalnego.

Uszczelnienia kołnierza tulei roboczej względem kołnierza płaszcza dokonać można, ze względu na niskie ciśnienie wody chłodzącej, w sposób prostszy, mianowicie przez posmarowanie powierzchni odnośnych masą kitową z minii lub położenie na nich pierścienia z klingerytu, względnie z cienkiej tektury, nasyczonej olejem lnianym, a przy wysokich ciśnieniach jednostkowych pierścienia z tektury prasowanej.

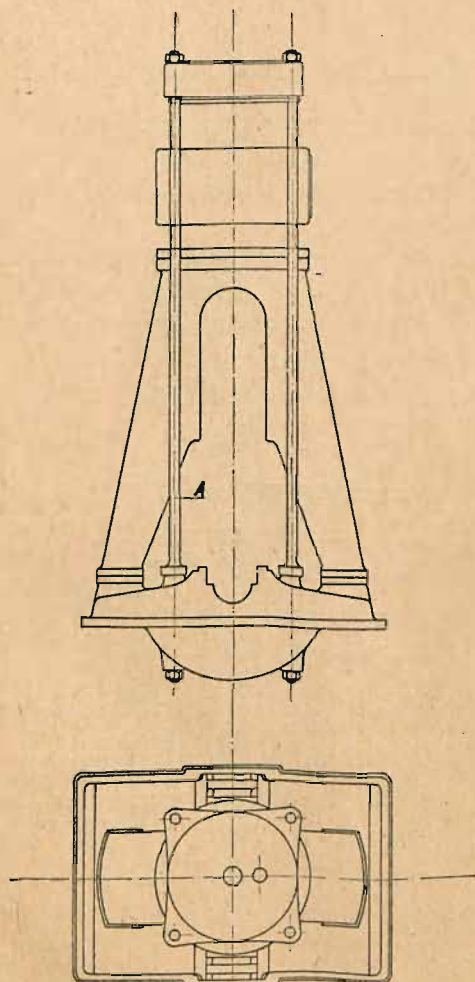
W silnikach, pracujących ze sprężaniem mieszanki palnej (np. gazowych, benzynowych), nie powinna skutkiem grubości uszczelki powstawać szczelina, w której mogłyby gromadzić się osady żarzące. Zachodziłaby bowiem obawa nastąpienia samoczynnych wybuchów przedwczes-



Rys. 77.

nych. Odnośne rozwiązania konstrukcyjne są przedstawione na rys. 80 do 84 przy wykonaniu grubości ścianek cylindrowych dla ciśnienia wybuchowego 22 do 25 atmosfer.

W konstrukcji, pokazanej na rys. 80, a chętnie używanej w silnikach małych, znajdują się na powierzchniach *A* i *B* uszczelki z cienkiej tektury, nasyconej olejem lnianym. Zwłaszcza uszczelka *A* nie powinna być grubsza niż 1 mm, w razie przeciwnym łatwo zostaje przerwana przy przypadkowo silnym wybuchu. Woda chłodząca przepływa w motorze leżącym z łbicy do cylindra kilkoma otworami *C*. Jeden z nich powinien być umieszczony na dole cylindra ze względu na odwodnienie, drugi u góry, aby zapobiedz ewentualnemu wytwarzaniu się pary w częściach, z których woda nie mogłaby odpłynąć. W silnikach stojących płynie woda z płaszcza do łbicy. Konstrukcja łbicy jest tutaj tego rodzaju, że śruby, przytwierdzające łbicę do cylindra, przechodzą przez całą jej wysokość.



Rys. 78 i 79.

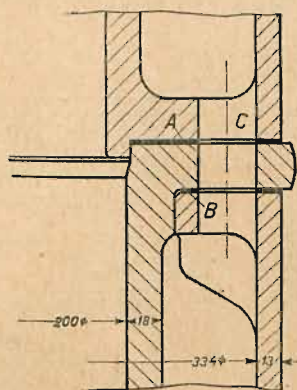
Bardzo podobne rozwiązanie, również używane w silnikach małych, znajduje się na rys. 81. Powierzchnia *B* jest tutaj posmarowana tylko masą kitową z minii, powierzchnie *A* natomiast są względem siebie dotuszowane i zaopatrzone w uszczelkę z cienkiej tektury, nasyconej olejem lnianym. Jako pewne ulepszenie wykonania według rys. 80 podnieść należy centrowanie zewnętrzne łbicy, które zarazem zabezpiecza uszczelkę przeciwko rozerwaniu.

Umieszczenie uszczelki *A* według rysunku 82 jest niekorzystne, ponieważ działają na nią najwyższe temperatury procesu spalinyowego. Mimo to konstrukcja podobna jest używana bez większych niepowodzeń w silnikach małych, a nawet średnich.

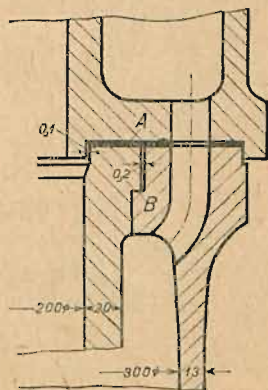


Celowe natomiast rozwiązanie ułożenia uszczelek wskazane jest na rys. 83 i 84, w których to konstrukcjach uszczelkę przy *B* wykonuje się często z tekstury prasowanej. Na rys. 83 uwidocznione jest także przeprowadzenie wody chłodzącej z łbicy do cylindra (silnik leżący) zapomocą rury. Przy nadaniu kołnierzowi płaszcza cylindrowego kształtu według rys. 83 zachodzić może u maszyn leżących obawa, że w zakątkach, najwyżej położonych, zacznie się wytwarzać para.

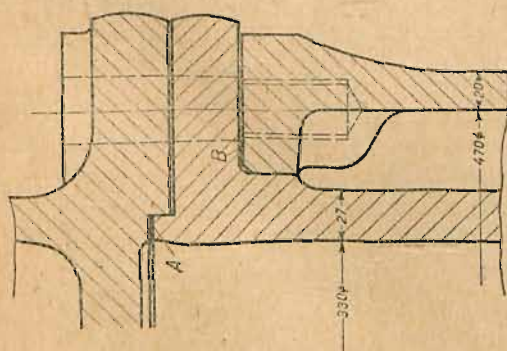
W cylindrach, w których odbywa się sprężanie tylko powietrza (np. Diesel), nie zachodzi obawa o samoczynne zapalenie przedwczesne. Skutkiem tego może znajdować się szczelina przy uszczelnieniu tulei roboczej względem łbicy, jak to wynika z rysunków 85 do 91, w których grubość ścianek cylindra obliczono dla ciśnienia około 34 atmosfer.



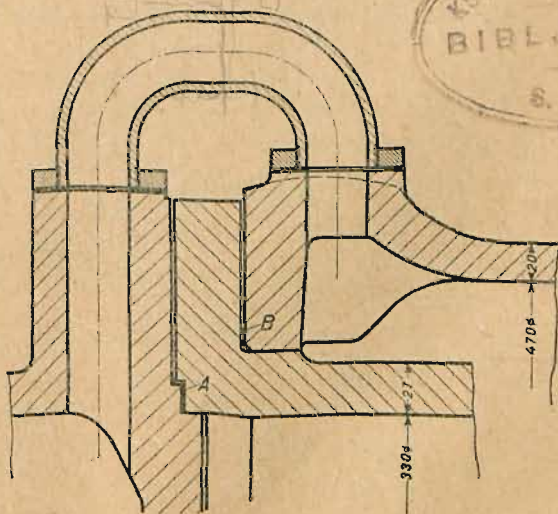
Rys. 80.



Rys. 81.



Rys. 82.



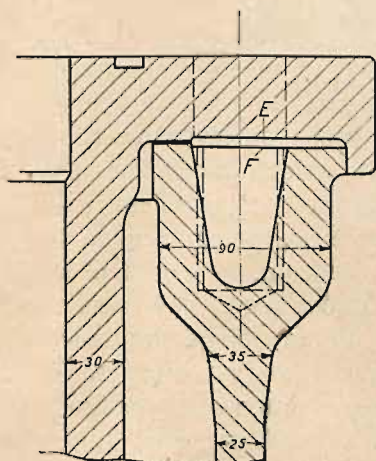
Rys. 83.

Najwięcej rozpowszechnione jest ułożenie uszczelki *U* z klingerytu lub wulcasbestonu na kołnierzu tulei roboczej i dociskanie jej występem, znajdującym się przy łbicy. W celu uzyskania dobrej szczelności nie

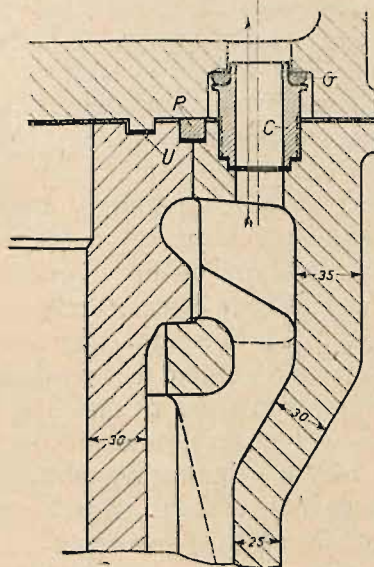




dwiema rurami według rys. 83; zamiast kołnierzy na końcach rurki można każdy przepływ wykonać z dwóch zagiętych rurek, z których

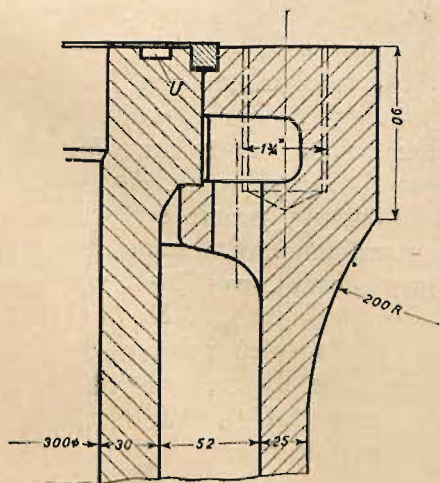


Rys. 87.

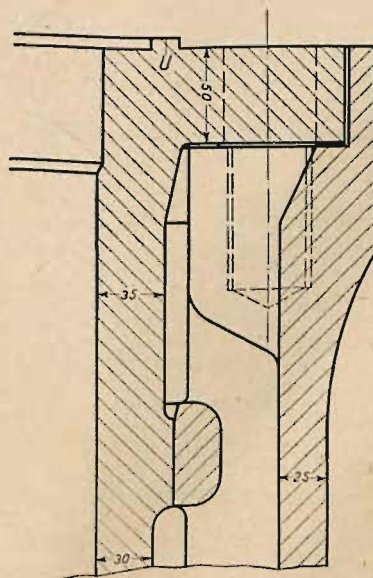


Rys. 88.

jedna wkręcona jest na gwint w cylinder, a druga w łbicę, a połączonych ze sobą w środku t. zw. holendrem.



Rys. 89.



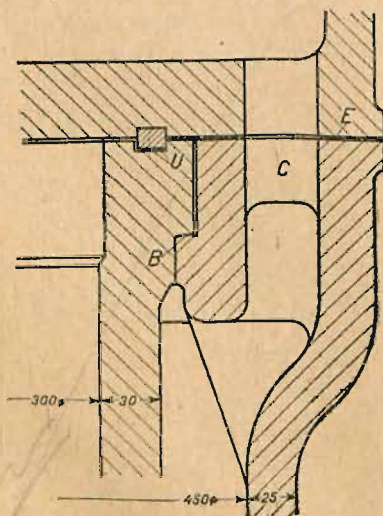
Rys. 90.

U cylindrów o dużej średnicy zachodzi obawa, że kołnierz tulei roboczej przyczyni się, z powodu swego promieniowego wydłużania się

pod wpływem wysokich temperatur, do pęknięcia kołnierza płaszcza cylindrowego. Wypadki tego rodzaju znane są z praktyki, a skutkom ujemnym można najlepiej zapobiedz przez centrowanie zewnętrzne tulei roboczej według rys. 87. W celu zmniejszenia kosztów obróbki, powierźnie  $E$  i  $F$  zostają przetoczone tylko z gruba. Aby zapobiedz niepożądanemu nagromadzeniu się materiału, wybiera się go z kołnierza płaszcza cylindrowego pomiędzy śrubami.

Konstrukcje kołnierzy, przedstawione na rys. 88, mają przede wszystkim na celu osiągnięcie dobrego chłodzenia kołnierzy. Pierścień  $P$ , dociskający uszczelkę płaską, musi być luźno dopasowany. Przepływ wody z cylindra do łbicy (motor stojący) w dwóch miejscach przy użyciu mosiężnych części  $C$  nie jest szczęśliwym rozwiązaniem konstrukcyjnym. Nie zastanawiając się nad trudnością, polegającą na tym, że łbica musi dociskać trzy uszczelki różnego rodzaju, uszczelki  $G$  znajdują się tutaj w miejscu trudno dostępnym. Oprócz tego, powyższa budowa jest i w tym względzie niekorzystna, że nie zapobiega przy zdejmowaniu łbicy z cylindra dostaniu się pozostałości wody z łbicy do wnętrza tulei roboczej. Jeśli kropelki wody, które w danym przypadku zatrzymały się na tulei roboczej, nie zostały zauważone przez maszynistę, powstają uszkodzenia tulei przez rdzę.

Konstrukcje, zaprojektowane na rys. 89 i 90, mają również na celu osiągnięcie dobrego rozmieszczenia materiału w kołnierzu płaszcza, jak i uzyskanie dobrego chłodzenia kołnierza tulei roboczej. W celu zasto-



Rys. 91.

sowania mniejszej grubości tego ostatniego, występ  $U$  jest na rys. 90 wykonany odwrotnie, co w maszynach stojących może sprawiać pewne niedogodności przy wkładaniu uszczelki.

Uskuteczniając przepływ wody z cylindra do łbicy zapomocą kilku otworów  $C$  według rys. 91, należy przy  $B$  nie używać uszczelki, gdyż w przeciwnym razie byłoby uzyskanie szczelności przy  $U$  i  $E$  bardzo utrudnione. Wykonanie powyższe, które jest stosunkowo kosztowne z powodu szerokiej uszczelki  $E$ , jest rzadko stosowane. Również włożenie w łbicę pierścienia oddzielnego, służącego do dociskania uszczelki  $U$ , jest droższe, niż występ przylany do łbicy.

Przy konstrukcji wszystkich kołnierzy należy starannie baczyć na dobry rozkład materiału, unikać wszelkiego nagromadzenia, przechodzić powoli z jednej grubości ścianki w drugą, nadawać siłom działającym małe dźwignie przez umieszczenie śrub możliwie w środku ścianki

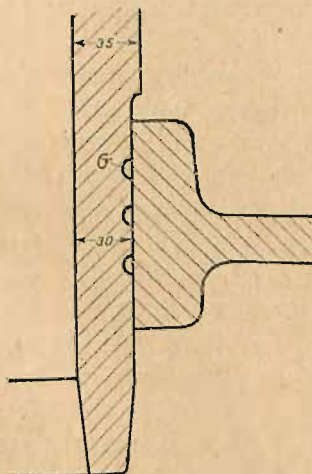


płaszcza cylindrowego. Także jako przykłady w tym względzie mają służyć rysunki 80 do 91.

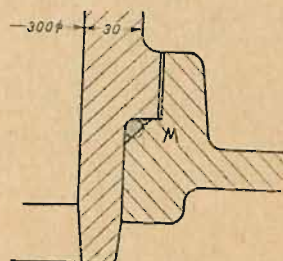
## 2. Uszczelnienia tulei roboczej po stronie ramy.

Jako materiału uszczelniającego używa się tutaj pierścieni gumowych, ołowianych, miedzianych, również i miękkiego szczeliwa dławikowego. Oprócz niezawodnej szczelności, konstrukcja odnośna musi zapewnić swobodne wydłużanie się tulei roboczej, rozgrzewającej się pod wpływem wysokich temperatur procesu spalinyowego, w kierunku łoża korbowego.

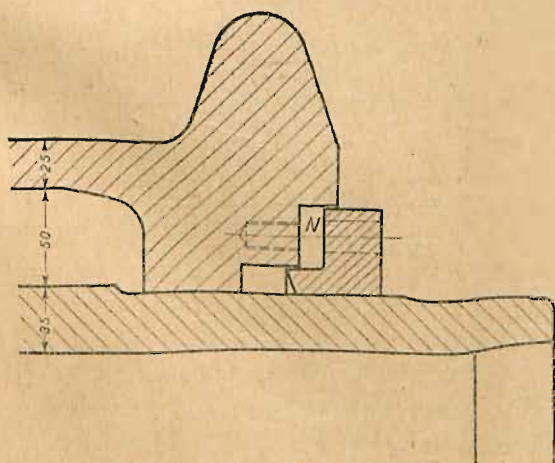
Oceniając z tego punktu widzenia poszczególne wykonania, uznać trzeba za niewątpliwie wadliwe konstrukcje, uwidocznione na rysunkach 92 i 93. Na pierwszym z nich tuleja robocza ma być włożona w ogrzany płaszcz, więc ze skurczem,



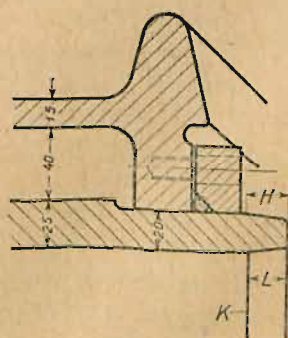
Rys. 92.



Rys. 93.



Rys. 94.



Rys. 95.

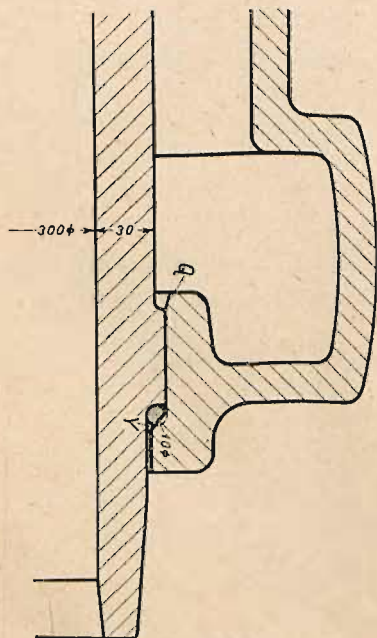
skutkiem czego wydłużanie się osiowe jest prawie że niemożliwe, a wyjęcie tulei stosunkowo bardzo kosztowne. Jeżeli powierzchnie przyle-

gające do siebie są dostatecznie długie i bardzo starannie wykonane, to połączenie to jest już szczelne po silnem wciągnięciu tulei roboczej w płaszcz i wytoczeniu kilku wpustek obwodowych *G*. Ponieważ zasadniczo należy uniezależniać celowość pewnej konstrukcji od rodzaju wykonania warsztatowego, budowa powyższa bywa rzadko stosowana.

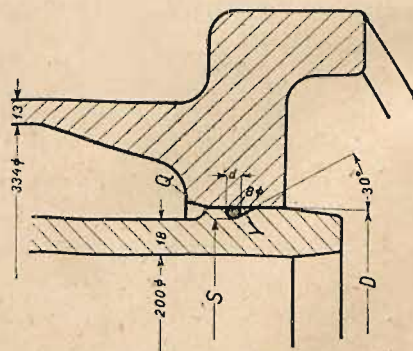
Przy zastosowaniu uszczelnienia, pokazanego na rys. 93, jest natomiast wydłużanie się tulei roboczej w stosunku innym, niż płaszcz cylindrowy, zupełnie niemożliwe, ponieważ przy *M* spoczywa żelazo na żelazie.

Żadnych trudności w kierunku wspomnianym nie sprawiają konstrukcje, zaprojektowane na rys. 94 i 95. Uszczelnienie, wskazane na rys. 94, zapomocą dławnicy ze szczeliwem miękkim jest bezwątpienia dobre, lecz kosztowne. Z tej przyczyny uważać można budowę według rys. 95 za odpowiedniejszą, bo pierścień gumowy uszczelnia również dobrze, a całość jest tańsza w wykonaniu. W rozwiązaniu konstrukcyjnem według rys. 94 wpuszczenie dławnicy w kołnierz płaszcza przy *N* jest stosowane ze względu na dobry wygląd, lecz niekorzystne, bo zmusza do użycia śrub odciśkających.

Konstrukcje uszczelnienia tańsze, niż ostatnio rozważane, znajdują się na rys. 96 i 97. W obydwóch przypadkach za materiał uszczelniający służy okrągły pier-



Rys. 96.



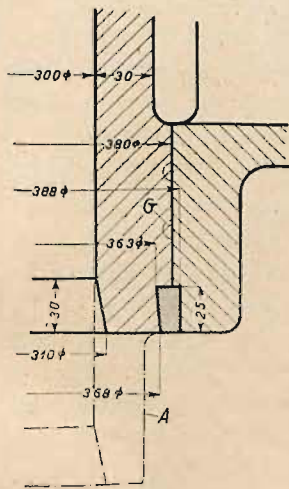
Rys. 97.

ścień gumowy, którego włożenie wymaga stosownego ścięcia przy *Q*. Co do pierwszego wykonania można mieć pewne wątpliwości względem swobodnego wydłużania się tulei roboczej, ponieważ zabezpieczenie szczelności nie pozwala zastosowania większej wpustki *Y*, niż tego wymaga całkowite wypełnienie jej ściśniętym materiałem pierścienia gumowego.

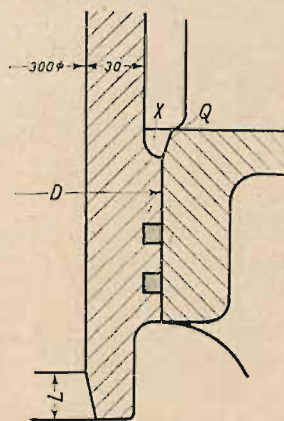
Drugie natomiast, uwidocznione na rys. 97, zadawała pod każdym



względem i jest bardzo często stosowane tak w silnikach małych, jak i średniej wielkości; jedynie wkładanie pierścienia gumowego w płaszcz jest uciążliwe. Wpustka  $Y$  musi być trochę większa, niż przekrój pierścienia gumowego, którego średnica  $d=7$  do  $8$  mm przy  $D=160$  do  $400$  mm, a u większych średnic wynosi około  $10$  mm. Pierścień gumowy zostaje zwykle włożony w wpustkę z pewnym napięciem tak, że wewnętrzna średnica pierścienia nie rozciągniętego jest mniejsza, niż średnica odnośna  $S$  u wpustki, mianowicie o  $20$  do  $30$  mm przy  $D=160$  do  $400$  mm, a o  $35$  do  $60$  mm przy  $D=425$  do  $750$  mm.



Rys. 98.



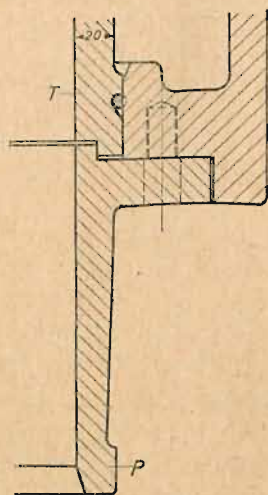
Rys. 99.

Koniec tulei roboczej, pokazany na rys. 98, jest silnie wciągnięty w płaszcz cylindrowy i zalany ołowiem na długości  $25$  mm. Konstrukcja ta, chętnie stosowana w motorach Diesla i zapewniająca szczelność, umożliwia swobodne osiowe wydłużanie się tulei roboczej, jeżeli wpustka na ołów otrzyma kształt odpowiedni. W tym celu wpustka w kołnierzu płaszcza jest wykonana cylindrycznie, a zbieżność jej w tulei roboczej zapobiega wypadnięciu ołowiu. Wytoczenie wpustek obwodowych przy  $G$  nie jest konieczne, a w niektórych wypadkach względy konstrukcyjne na całość silnika wymagają przedłużenia tulei roboczej według  $A$ .

Uszczelnienie, zaprojektowane na rys. 99, składa się z dwóch pierścieni miedzianych, ponieważ materiał ich wydłuża się pod wpływem ciepła więcej, niż żelazo. By ułatwić włożenie tulei roboczej, stosuje się ścięcie przy  $Q$ , skutkiem czego powstaje wpustka przy  $X$ , w której u maszyn stojących zbiera się zawsze woda, jednakże za wadę uważać tego nie należy. Chcąc uzyskać możliwie najlepszą szczelność, średnica zewnętrzna pierścieni powyższych powinna być odrobinę większa, niż średnica  $D$  kołnierza płaszcza. Podobne wykonanie jest właściwie tylko możliwe przy wsadzaniu tulei roboczej w cylinder choć trochę ogrzany. Skurcz, osiągnięty wtedy, utrudniałby swobodne wydłużanie się tulei roboczej, a ponieważ przytem wykonanie danej konstrukcji jest kosztowne, więc nie bywa używane.

W cylindrze, wskazanym na rys. 100, tuleja robocza  $T$  jest przedłużona osobną częścią  $P$ . Konstrukcje tego rodzaju można stosować w motorach stojących i leżących w tych wypadkach, w których tłok wyjmowany jest przez ramę, i chodzi o możliwe skrócenie długości maszyny. Tuleja robocza jest uszczelniona względem płaszcza cylindra za pomocą okrągłego pierścienia gumowego, aby nie wyjmować uszczelki przy robieniu tłoka. Przed wyjęciem tłoka należy usunąć tylko tuleję  $P$ , co uskutecznia się przy pomocy klamry dwudzielnej z żelaza kutego, nałożonej na obwód zewnętrzny części  $P$ .

Szczegóły konstrukcyjne rys. 92 do 100 zaprojektowane zostały dla różnych średnic i różnych grubości ścianki tulei roboczej. Celowość każdego z nich dla poszczególnego wypadku wynika ze słów krytyki, zamieszczonej powyżej. Najwięcej można polecać wykonania według rys. 95, 97, 98, 94, a ostatecznie także 96.



Rys. 100.

Koniec tulei roboczej na zewnętrznym swym obwodzie jest ścięty na długości  $H$  ze względu na ułatwienie wkładania jej w płaszcz cylindra (patrz rys. 95). Również wewnątrz jest tuleja zbieżna na długości  $L$ . Zbieżność ta w wszystkich silnikach, których tłok, zaopatrzony w pierścienie rozprężne, wkładany zostaje w cylinder od strony ramy, jest bezwarunkowo konieczna, a w innych polecenia godna, aby ochronić końcową krawędź  $K$  przed łatwym uszkodzeniem i ułatwić usuwanie z cylindra smaru zużytego.

Konstrukcje, wskazane na rys. 92 do 100, przedstawiają jednocześnie różnorodne rozwiązania zakończeń płaszcza cylindrowego. Nie będą one tutaj bliżej rozważane, ponieważ celowość każdej poszczególniej konstrukcji zależy w danym wypadku od kształtu ramy.

### 3. Smarowanie cylindra.

Otwór, względnie otwory, przez które doprowadza się olej do smarowania tłoka, powinny znajdować się w miejscach, stale zakrytych tłokiem. Najwięcej rozpowszechnione było do niedawna umieszczanie smarownic w ten sposób, że wspomniany otwór znajdował się pomiędzy drugim a trzecim pierścieniem tłoka przy jego zewnętrznym martwym położeniu w maszynach leżących (patrz rys. 45 do 51), a pomiędzy pierwszym a drugim w stojących, przyczem pierścienie liczymy kolejno, poczynając od znajdującego się najbliżej dna tłoka. Smarowanie tego rodzaju umożliwia dostanie się znaczniejszej ilości smaru do przestrzeni

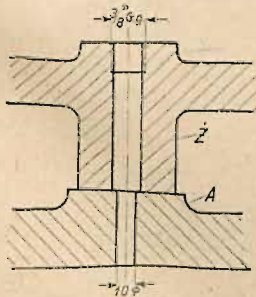


spalinowej cylindra, zwłaszcza przy użyciu nieodpowiedniego, zbyt rzadkiego oleju. Skutkiem tego rozprężne pierścienie tłokowe zapiekają się i tracą szczelność, co wywołuje zmniejszenie się maksymalnego skutku maszyny. Dzięki tym doświadczeniom umieszcza się dziś otwory dla smaru w ten sposób, że dopływa on przy zewnętrznym martwym położeniu tłoka pomiędzy pierścieniem przedostatnim a ostatnim, więc najbliższym czopa tłokowego, co w praktyce dało dobre wyniki np. w motorach Diesela.

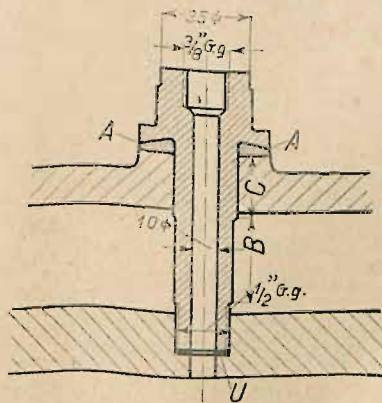
W silnikach małych wystarcza użycie do smarowania cylindra zwykłych smarownic, natomiast już przy średniej wielkości maszyny należy dopompowywać smar osobnemi pompkami. Wentylki zwrotne, znajdujące się zwykle bezpośrednio w danym otworze w cylindrze, posiadają normalnie gwint gazowy  $\frac{3}{8}$ " (Gg).

Doprowadzanie smaru do cylindra dwuściankowego o niewielkiej średnicy nie sprawia żadnych trudności konstrukcyjnych, gdyż wokoło danego otworu dla smaru umieszcza się bezpośrednio w odlewie tulejkę, łączącą płaszc z tuleją roboczą (patrz. np. rys. 57 i 58). W cylindrach z oddzielną tuleją roboczą lub dwuściankowych o większej średnicy należy stosować takie konstrukcje, któreby, pomimo nierównego promieniowego wydłużania się tulei roboczej i płaszcza cylindrowego, zapewniły szczelność przewodu smarowego. Jako przykłady mogą służyć konstrukcje, wskazane na rys. 101 do 110.

Najprostszą budowę wskazuje rys. 101. Tuleja robocza posiada tu występ pierścieniowy A, przylegający do żebra obwodowego Z w pł-



Rys. 101.

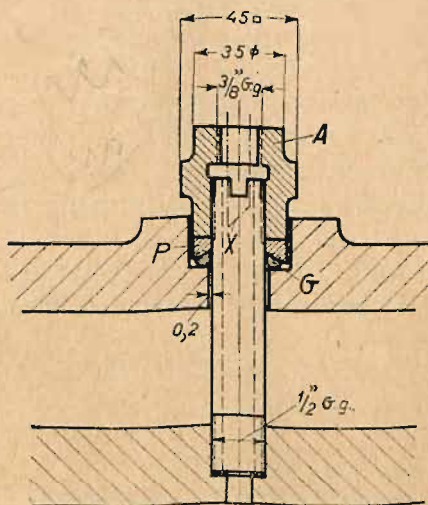


Rys. 102.

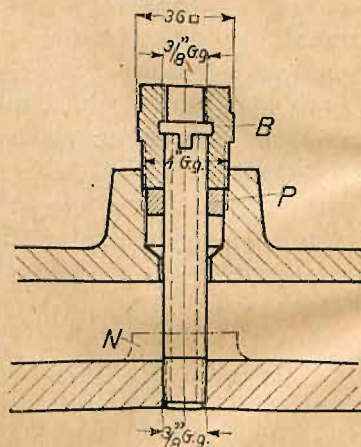
szczu cylindra. Przy bardzo starannem wykonaniu szczelność tych powierzchni jest zapewniona, ponieważ część A tulei roboczej wydłuża się pod wpływem ciepła procesu spalinyowego w kierunku promieniowym bezwątpienia więcej, niż dobrze chłodzone żebro Z. Ze względu jednak na zależność wykonania od sprawności i sumienności robotnika, konstrukcja powyższa jest rzadko używana.

W cylindrach o małej średnicy można stosować prostą i taną konstrukcję, przedstawioną na rys. 102. W tuleję roboczą wkręcony jest na gwint gazowy trzon mosiężny, którego długość  $B$  nie wymaga żadnej obróbki, a długość  $C$  luźnego tylko dopasowania do otworu w płaszczu. W miejscu  $U$  znajduje się uszczelnienie z klingerytu, fibru lub wulcanfibru, w miejscu  $A$  zaś pierścień ołowiany, dociskany skośnymi powierzchniami trzonu. Dzięki miękkości ołowiu możliwe jest nierówne wydłużanie się promieniowe tulei roboczej i płaszcza. Warunkowi temu jeszcze lepiej zadość czynią konstrukcje poniższe.

Rys. 103 i 104 przedstawiają bardzo rozpowszechnione konstrukcje. W obydwóch wypadkach toczona rurka gazowa (o średnicy  $\frac{3}{8}$ " w małych motorach i  $1\frac{1}{2}$ " w większych) jest wkręcona w tuleję roboczą. Uszczelnienie przeciw dostawaniu się wody do wnętrza cylindra doko-



Rys. 103.



Rys. 104.

nane jest na rys. 103 zapomocą wulcanfibru, fibru lub klingerytu, natomiast na rys. 104 szczelność osiąga się zapomocą silnie wkręconego gwintu gazowego, posmarowanego minią. Ostatni sposób przy należytem wykonaniu okazał się zupełnie dobrym.

Chcąc zastosować przy małej grubości ścianki tulei roboczej budowę, wskazaną na rys. 103 i 104 lub też większą długość gwintu, należy zaopatrzyć tuleję w nadlewek  $N$ , przedłużając odpowiednio gwint na rurce gazowej. Jednakowoż gwint ten przy zastosowaniu konstrukcji według rys. 104 powinien być tylko tak długi, żeby dalsze wkręcenie rurki przez rękę niepowołaną było niemożliwe. Większą pewność w tym względzie daje konstrukcja, wskazana na rys. 103.



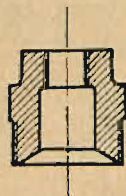
W celu uniknięcia uszkodzenia tłoka, muszą być krawędzie otworu, wchodzące do wnętrza cylindra, starannie zaokrąglone.

Wydostawaniu się wody nazewnątrz przez płaszcz cylindra zapobiega w konstrukcji według rys. 103 pierścień gumowy  $G$  o średnicy 5 do 8 mm, a według rys. 104 dławnica, wypełniona szczeliwem miękkim. Pierścienie  $P$ , wykonane z mosiądzu, są zaopatrzone w otworki gwintowane w celu ułatwienia wyjmowania ich. Dociskanie pierścienia  $G$ , względnie szczeliwa skuteczniejsza się przy pomocy nakrętki  $A$ , względnie  $B$ , wykonanych z żelaza zlewne lub lepiej z mosiądzu. Nacięcie gwintu na rurce gazowej według rys. 103 jest korzystniejsze, niż zaopatrzenie płaszcza cylindra w gwint według rys. 104. Obie konstrukcje posiadają jedną wspólną wadę, mianowicie, że dociąganie nakrętek  $A$  i  $B$ , którego potrzeba częściej może zachodzić, zwłaszcza przy wykonaniu według rys. 104, wymaga zdjęcia wentylka zwrotnego. Co do wykonania tańszą jest konstrukcja wskazana na rys. 103, budzi jednak obawę, że pomimo ścięcia skośnego rurki miedzianej przy  $X$ , smar może przedostać się wzdłuż gwintu gazowego do gumy  $G$  i zniszczyć ją.

Opuszczenie pierścieni  $P$  i wykonanie nakrętki dociskającej według rys. 105 uważać należy za niewłaściwe. Pierścień bowiem gumowy  $G$  może łatwo zostać starty przez podobną nakrętkę, która, przy użyciu szczeliwa miękkiego, ułatwia dostawanie się szczeliwa do nacięcia gwintowego.

W razie konieczności wyjęcia tulei roboczej z płaszcza, wykręcanie rurek gazowych może z powodu zardzewienia sprawiać znaczne trudności. Z tego względu można zalecać zamiast rurek stosowanie trzonów mosiężnych  $A$ , których konstrukcje wskazane są na rys. 106 i 107, o ile naturalnie koszty wykonania nie przewyższają znacznie kosztów rurek gazowych. W pierwszej z tych konstrukcji pierścień gumowy o średnicy 5 do 8 mm dociskany jest kołnierzem eliptycznym  $K$ , przytwierdzonym do płaszcza cylindra śrubami. Końcowe odsadzenie trzonu  $A$  ułatwia ułożenie uszczelki  $U$ . Wykonanie trzonu  $A$  według rys. 107, który na długości  $L$  nie wymaga żadnej obróbki, jest prostsze, tańsze i dogodniejsze. Wszystkie części są tu wykonane z mosiądzu. Przy budowie według rys. 106 i 107 nie potrzeba się obawiać o dostanie się smaru do gumy.

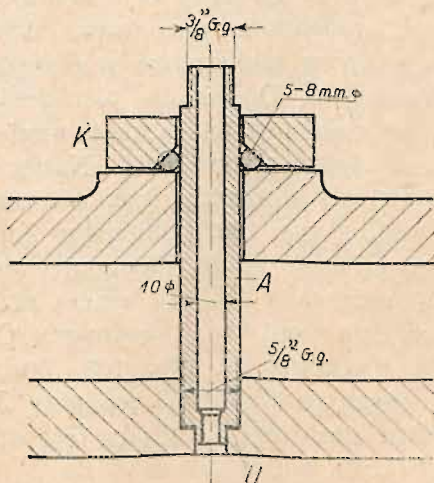
Dobre, lecz kosztowne rozwiązanie konstrukcyjne do prowadzenia smaru do cylindra przedstawia rys. 108. I tutaj wszystkie części są wykonane z mosiądzu. Przy  $U$  znajduje się uszczelka z materiałów powyżej wspomnianych; wydostawaniu się wody nazewnątrz zapobiega dławnica. Wcięcia przy  $C$  służą do założenia klucza, a ekscentryczne



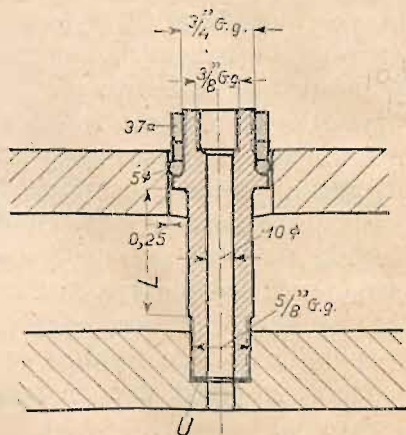
Rys. 105.

umieszczenie otworka o średnicy 10 mm ma w silnikach stojących umożliwić gromadzenie się osadu smarowego w miejscu *M*.

Zależnie od wielkości cylindra, umieszcza się jedną z powyższych konstrukcji w jednym, dwóch, trzech lub czterech miejscach. W celu

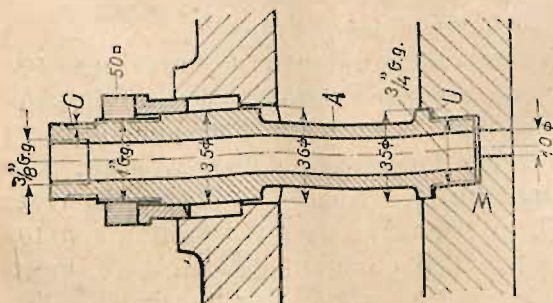


Rvs. 106.

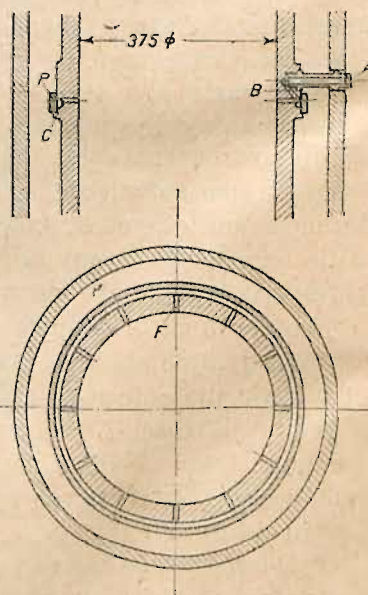


Rys. 107.

uniknięcia oddzielnego doprowadzania smaru do cylindra, stosowano dawniej budowę, uwidocznioną na rys. 109 i 110. Smar, dopływający



Rys. 108.



Rys. 109 i 110.

przez *A*, dostaje się kanałem *B* do wpustki obwodowej *C*, a stąd otwor-  
kami *F* do środka cylindra. Uszczelnienie osiąga się zapomocą pier-



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 wytrzymywać:

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-