

## STAWIDŁA

### 1. Wolne przekroje przepływu.

Wolne przekroje dla odpływu i dopływu winny być tak duże, aby prędkość pary przy przepływie nie przekraczała granicy przy której zachodzi dławienie. Warunek ten odnosi się tak do samych organów sterujących, jak i do kanałów między skrzynką stawidłową a cylindrem.

Wolny przekrój przepływu obliczamy zwykle dla samego stawidła, gdyż ma ono powierzchnie obrobione, a dla kanałów, jako nieobrobionych dajemy przekroje o 10 do 15% większe.

Jeśli  $F$  /cm<sup>2</sup>/ oznacza czynny przekrój tłoka

$c_m$  /m/sek/ "      średnią prędkość tłoka

$f$  /cm<sup>2</sup>/ "      przekrój kanału sterowanego

$v$  /m/sek/ "      prędkość pary przy średniej prędkości

tłoka, to potrzebną wielkość  $f$  kanału sterowanego obliczymy w dług wzoru :

$$F \cdot c_m = f \cdot v$$

Wzór ten jest ważny tak dla wlotu jak i wylotu, lecz tylko przy założeniu, że kanał sterowany jest przy średniej prędkości tłoka  $c_m$  całkowicie otwarty.

Dla wlotu oznaczamy :

$$F \cdot c_m = f_e \cdot v_e$$

Zaś dla wylotu :

$$F \cdot c_m = f_a \cdot v_a$$

Rzeczywista prędkość pary przepływającej zależy od chwilowej prędkości tłoka i chwilowego odmyku kanału sterowanego i jest znacznie większa od obliczonej z powyższego wzoru. Wartości więc, wzięte z wzoru, mają tylko znaczenie współczynnika i służą do wstępnego zaprojektowania stawidła, poczem muszą być sprawdzone na zasadzie krzywych dławienia pary.

Prędkość  $v_e$  zależy od wysokości ciśnienia i stopnia przegrzania. Przy niskim ciśnieniu i wysokim przegrzaniu para posiada ma-

ły ciężar właściwy, możemy więc stosować dość duże  $v_e$ .

Prędkość  $v_a$  musi być mniejsza od  $v_e$ , gdyż objętość pary przy wylocie znacznie wzrasta dzięki ekspansji w cylindrze. Mniejsze wartości  $v_a$  mamy dla maszyn kondensacyjnych, większe - dla maszyn z wydmuchem / przeciwprężnością /.

Srednie wartości  $v_e$  i  $v_a$ , dla ciśnienia mniejszego od 16 atm. i temperatury mniejszej od  $330^{\circ}$  podaje tablica umieszczona w książce prof. Chrzanowskiego " Stawidła Maszyn Parowych " na str.22.

Dużą rolę odgrywa długość i kształt kanału : im prostsze i krótsze kanały, tem większe może być  $v_a$  względnie  $v_e$ . Większe dławienie dopuszczamy w maszynach szybkobieżnych, aby nie otrzymać zbyt dużych wymiarów stawideł. Pozatem przy dużych ciśnieniach /100 atm./ zdławienie pary o kilka atm. nie daje dużej straty.

Jako przykład rozpatrzmy maszynę suwakową leżącą /rys.128/. Skrzynka jest tu przyłana do cylindra. Tłok wypycha wodę przez suwak przy każdym skoku, dlatego oś suwaka znajduje się poniżej osi cylindra. "a" i "h" oznaczają wymiary kanału wlotowego w gładzi suwakowej cylindra :

$$f_c = a.h$$

Zazwyczaj dajemy  $h = 0,6$  do  $0,85$  do  $1,0, D$

---

W maszynach zaworowych zawory mogą być też umieszczone w skrzynkach z boku cylindra, lecz zwykle stosujemy następujący układ /rys. 129/ : zawory wlotowe nad cylindrem, wylotowe pod cylindrem.

## II. Zawory.

Zawory wlotowe sterują wlot i napełnienie, wylotowe - wylot i kompresję . W maszynach zaworowych, posiadających 4 zawory można znacznie dokładniej nastawić poszczególne punkty rozrządu. Pierwsza maszyna Watt'a była zaworową o zaworach jednosiedzeniowych. Zawory jednosiedzeniowe, jako niesodciążone, ustąpiły przy użyciu coraz wyższych ciśnień zaworom odciążonym.

Jako pierwszy typ odciążony powstały zawory d z w o n o w e /rys.130/. Zawory te dawniej często używane obecnie już nie budują.

Były one ciężkie/budowane je z brązu/ i niecałkowicie odciażone. Należały się dla skrzynek, znajdujących się z boku cylindra, wówczas budowa ich i montaż był łatwy, ale cylindry ze skrzynkami z boku wymagają płaskich ścianek, co przy wyższych ciśnieniach jest niewłaściwe.

Dalszym ulepszeniem dzwonowych są zawory rurowe /rys. 131/, dziś bardzo rozpowszechnione, o ile nie używamy jednosiedzeniowych.

Maksymalna ilość pary, która może przejść przez zawór jest tu ograniczona przez dwa przekroje pierścieniowe o średnicach " $d$ ", " $d_2$ " oraz " $d_3$ ", " $d_4$ ". W zaworach dwusiedzeniowych te dwa pierścienie decydują o wolnym przekroju przepływu i ustalają pewien maksymalny skok, powyżej którego więcej pary przez zawór nie przejdzie.

Inaczej rzecz się ma w zaworach jednosiedzeniowych /rys. 132/, gdzie mamy wolny przekrój :  $f = \pi \cdot d \cdot h \cdot \cos \alpha$

i gdzie miarodajną jest właściwie wielkość skoku " $h$ ", przyczem " $h$ " nie może przekroczyć wartości odpowiadającej równaniu :

$$f_1 = \frac{\pi d^2}{4}$$

Ze względu jednak na mechanizm stawidłowy, skok zwykle wypada mniejszy niż to określa równanie na " $f_1$ ".

W zaworach dwusiedzeniowych, o ile mamy małe napełnienie t.j. skok mniejszy niż to odpowiada wielkości dwóch wspomnianych przekrojów rurowych, to wówczas skok zaworu również steruje przepływ pary.

Rozpatrzmy rurowy zawór wlotowy z rys. 131

Dla oznaczenia chwilowych wymiarów zaworu miarodajny jest wzór:

$$F \cdot c_m = f_e \cdot v_e \quad / \text{ patrz str. 64} /$$

Przyjmując według tabeli wartość " $v_e$ ", obliczymy z tego wzoru konieczny przekrój " $f_e$ ". Ponieważ powierzchnie pierścieniowe zaworu nie są obrobione, przyjmujemy współczynnik 0,9.

$$1) f_e = 0,9 \left[ \frac{\pi}{4} (d^2 - d_2^2) + \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_4^2) - s \cdot l \cdot x \right] = \pi \cdot h \cdot (d + d_1)$$

gdzie  $x$  = ilość zębów

$$2) \quad \alpha) \pi d \cdot h \cong 0,9 \frac{\pi}{4} (d^2 - d_2^2)$$

$$\beta) \pi d \cdot h \cong 0,9 \left[ \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_4^2) - s \cdot l \cdot x \right]$$

W powyższych wzorach "h" oznacza skok normalny pty siodle płaskiem /rys.133/. Jeżeli mamy siodło pochylone /rys.134/, to musimy zamiast "h" wprowadzić "h.cos α" i uwzględnić średnicę  $d_y$ . Jeśli jednak szerokość siodła "i" jest mała i skok nieduży, to nawet przy pochyłym siodle wystarczy liczyć na "h".

Pary dopływa do zaworu najpierw przekrojem "g" :

3/ przekrój  $g > f_g$  o kilka procent.

Jeżeli ilość żeber górnego gniazda oznaczmy przez "y" to:

$$4/ \quad e \cdot c \cdot y \gg f_g$$

Za zębem "z" /rys.135/ para musi przepływać przez przekrój ab :

$$5/ \quad 2 \cdot a \cdot b \gg \frac{f_g}{2}$$

Przekroje poz.3/4/5/ nie tworzą przestrzeni szkodliwej więc mogą znacznie odbiegać od wielkości "f<sub>g</sub>". Przekroje, które omówimy obecnie tworzą już szkodliwe przestrzenie, więc nie można zwiększać ich bardziej jak o 5% w stosunku do "f<sub>g</sub>".

Żebra gniazda można umieszczać w osiach zaworu /rys.135/ lub pod kątem 45° /rys.131/. Średnica  $d_6$  musi być oczywiście mniejsza od średnicy "d" /montaż!/, lecz najwyżej o 1 mm., aby otrzymać zawór możliwie odciążony.

Do górnego siodła para dostaje się przez przekrój /rys.136/ :

$$6/ \quad k \cdot h \leq k_1 \cdot h + k_2 \cdot k_3$$

Przekrój "n" /rys.136/ osiąga minimum przy największym skoku zaworu. Dla h max :

$$7/ \quad \pi d_n \cdot n - \text{żebra} \gg \frac{\pi}{4} (d^2 - d_2^2)$$

Wysokość samego zaworu zależy od h max. Im większy skok, tem większa musi być wysokość zaworu H, lecz im dłuższy zawór, tem mniejsza jego szczelność, więc trzeba stosować takie stawisko, gdzie  $h_{\max} \approx n$ .

Dalsze przekroje przepływu zależą od budowy gniazda i położenia jego w skrzynce zaworowej cylindra. Przekrój poprzeczny przez cylinder z gniazdem zaworu podaje rys.137 :

- 8/  $\pi D_m \cdot m - \text{żebra} \gg f_e$   
 9/ przekroje  $z + z_1 \gg f_e$   
 Przekrój 0 zaznaczony na rys.137. czerwono :  
 10/ przekrój 0  $\gg \frac{f_e}{2}$

W przekroju S - T / rys.138/ :

- 11/ przekrój S - T  $\gg \frac{f_e}{2}$  + dodatek, zależny od odległości i q  
 12/  $c_z + u \cdot u_1 \gg f_e$   
 13/ przekrój Q  $\gg f_e$  wreszcie  
 14/ przekrój  $Q_1 \gg f_e$ .

Przy ustaleniu wymiarów należy pamiętać o wszlifowaniu gniazda. W tym celu odległość "t" /rys.137/ musi być większa od 10 mm. Mimośrodkowość osi zaworu względem skrzynki dajemy tu w celu zmniejszenia przestrzeni szkodliwej / rys.138/.

Obliczenie wytrzymałościowe zaworu wlotowego /rys.139/.

Płytę gniazda liczymy na gięcie według wzoru :

$$k_g = \frac{d_i^2 p}{4 h_x^2} \leq 150 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots/\text{I}/$$

Żebra dolne liczymy na rozerwanie ,zamieniając przekrój owalny na prostokątny /rys.139/ :

$$k_r = \frac{\frac{\pi}{4} d_i^2 p}{\chi_1 a \cdot b} \leq 100 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots/\text{II}/$$

stosujemy tu mały współczynnik, gdyż chodzi nam o możliwą sztywność żeber.

Sruby  $S_x$  przytwierdzające zapomocą kołnierza nasady gniazda do cylindra liczymy , przyjmując, że ciśnienie pary działa do środka uszczelki :

$$K_r = \frac{\frac{\pi}{4} D_m^2 p}{X_s \frac{\pi}{4} \delta^2} \leq 350 \text{ kg/cm}^2 \cdot (200) \dots \dots \dots /III/$$

Odległość między śrubami dajemy maksimum 150 mm. / śruby uszczelniające/.

Zawót rurowy wylotowy /rys.140/ liczymy tak samo jak dolotowy. Wychodzimy tu z równania

$$F \cdot c_m = f_a \cdot v_a$$

Przekrój "m" musi przepuścić pół ilości pary, a przekrój "n" pół ilości pary plus dodatek, którego wielkość zależy od przesunięcia "t". Celem zmniejszenia szkodliwej przestrzeni i tutaj oś zaworu nie schodzi się z osią skrzynki ; przesunięcie wynosi "e". Często konstruktorzy popełniają ten błąd, że dają zamałe przekroje "z", mimo że one nie tworzą szkodliwej przestrzeni. Przy zbyt małym przekroju "z" można stawidło nastawić na bardzo duży wylot przedzwrotowy, a w rezultacie wykres wskaże nam znaczne dławienie na wylocie.

Obliczenie wytrzymałościowe przeprowadzamy analogicznie jak dla zaworu wlotowego, lecz z tą różnicą, że żebra są tu ściskane, więc naprężenia dopuszczamy większe : Jeżeli  $x_i$  oznacza liczbę żeber, a "a" i "b" jego wymiary, to naprężenie obliczymy według wzoru :

$$K = \frac{\frac{\pi}{4} (D_m^2 - d_i^2) p}{X_i \cdot a \cdot b} \leq 180 \text{ kg/cm}^2 \dots \dots \dots /I/$$

Śruby S przytwierdzające gniazdo do cylindra liczymy według wzoru :

$$K = \frac{\frac{\pi}{4} D_m^2 p}{X_s \frac{\pi}{4} \delta^2} \leq 350 (200) \text{ kg/cm}^2 \dots \dots \dots /II/$$

Przekroje rur do i odlotowych muszą być większe od przekrojów w samych zaworach.

W rurach dolotowych dajemy :

$$f_{ed} = 1,1 \text{ do } 1,5 \cdot f_e$$

W rurach odlotowych :

$$f_{ad} = 1,1 \text{ do } 1,5 \cdot f_e$$

przyczem dla obliczenia " $f_a$ " przyjmujemy :

$v_{ad} \leq 30$  m/sek. przy pracy z wydmuchem

$v_{ad} \leq 25$  m/sek. przy pracy z kondensacją.

Zasady konstrukcyjne budowy zaworów rurowych.

Zawory rurowe jak i ich gniazda przeważnie wykonywamy z żeliwa, jedynie bardzo małe zawory mogą być wykonane z kutej leizny. Zawory poziome wykonywa się często jako prasowane, a więc z materiału zlew- nego /rys.147/.

Wogóle zawór powinien być możliwie lekki, ze względu na uderza- nie o siódło przy zamykaniu. Zawory prasowane o bardzo cienkich ścian- kach /3 mm./ posiadają tę cenną zaletę, że są lekkie, lecz z drugiej strony łatwiej powodują zdzieranie siodeł niż żeliwne.

Konstrukcja rury z żebrami. Zawór rurowy posiada piastę, za któ- rą chwyta trzpień zaworu. Piastę z rurą łączą żebra. Najchętniej stosu- jemy cztery do sześciu żeber, przyczem liczba żeber musi być parzysta, jeśli zawór nie jest silnie przytwierdzony do trzona, bo wraze nie- parzystej liczby, zawór na obrzeżu trzpienia zacznie się obracać, a trzpień wygryzie w nim wpustkę przez co zmniejszy się skok aż do zu- pełnego unieruchomienia zaworu. Jeżeli zawór jest silnie przytwier- dzony do trzona, to można stosować nieparzystą liczbę żeber, lecz na- ogół poleca się liczbę parzystą.

Tabelka orientacyjna :

d	s /grubość żebra/	$x_i$ /ilość żeber/
80 -170	5 - 7	4
180 -220	6 - 8	4
230 -300	8 -10	4
320 -440	9 -12	6
460 -500	12 -13	8

Należy dbać, aby zawór posiadał wzmocnienie przy przejściu z siódła w rurę / A na rys.141/. Należy pamiętać, że powierzchnia ozna- czona czerwono na rys.142 jest sterująca ; przekrój B musi być więk- szy od skokowego.

Przy połączeniu żeber z piastą należy dbać o to, aby nie pękały przy stygnięciu odlewu i nie wywierały ujemnego wpływu na szczelność zaworu. Połączenie to można skutecznie stycznie lub promieniowo.

Połączenie styczne /rys.131/ jest korzystniejsze ze względu na roz-  
szerzanie cieplne /okręcanie piasty bez deformowania jej/. Pęknięcie że-  
ber zachodzi wtedy, gdy żebra są za wysokie względem zaworu. Wadliwe  
wykonanie żebra mamy na rys.140 przy  $y_1$ . Prawidłowe - przy  $y_2$ .

Połączenie z trzpieniem. Jak wspomnieliśmy poprzednio, zawór do  
trzpienia może być przytwierdzony sztywnie lub luźno. Dla  $n < 110$   
obr/min. luźne przytwierdzenie zaworu daje lepsze wyniki, gdyż umożli-  
wia stopniowe okręcanie się zaworu i doszlifowanie. Przy  $n > 120$   
obr/min. lepiej przytwierdzać silnie do trzpienia. Trzpienie wykony-  
wamy z kutej stali.

Na rys.131 mamy zmocowanie silne. Zawór opiera się na obrzeżu  
trzpienia, a z góry dociskany jest nakrętką. Silne przytwierdzenia rdze-  
nia mamy również na rys.143, 145, 149 i 155.

Luźne przytwierdzenie mamy na rys.140. Zawór na trzpieniu utrzy-  
muje luźno bronzowa nakrętka K. Nakrętka ta jest nieco dłuższa od  
piasty zaworu, tak że w miejscu A przy zamkniętym zaworze mamy szczę-  
linę około 0,2 mm.

Prowadzenie zaworu. Zawór musi być prawidłowo prowadzony w  
gnieździe. Na rys.131 mamy prowadzenie przylane do gniazda, jest to  
bardzo rozpowszechniona konstrukcja. Rys.140 podaje prowadzenie w tu-  
lejce bronzowej T - wykonanie to jest lepsze od przylanej tulejki,  
lecz kosztowniejsze. Oprócz uszczelnienia grzebieniastego "x" mamy  
tu doszczelnienie dławniczką z gwintem drobnym; nakrętka W ubez-  
pieczona jest blaszką względem nakrętki B. Dodatkowa dławniczka  
jest pożądana mimo że stwarza dodatkowe opory. Dla potaniania konstruk-  
cji można tulejkę przyłąć do gniazda, a tulejkę dławikową dociągnąć  
zapomocą dwóch śrub.

Pewną odmianę wykonania z rys.140 podaje rys.155. Oprócz dła-  
wniczki mamy tu odwodnienie O.

Na rys.143 mamy prowadzenie trzpienia w tulei przylanej do gniaz-  
da. Rys.144 podaje prowadzenie zapomocą promieniowych żeber Z. Kon-  
strukcja ta nadaje się przy użyciu pary o niezbyt dużej temperatu-

rze, ze względu na wydłużanie. Na rys.145 mamy konstrukcję prowadzenia zbliżoną do wykonania z rys.143. Rys.146 podaje prowadzenie wytoczone bezpośrednio w korpusie cylindra.

Omówione typy prowadzenia odnoszą się do zaworów pionowych. Przy układzie poziomym /rys.147/ zawór musi być możliwie lekki /prasowany/ i winien posiadać możliwie silne podparcie z obu stron. W lokomobilach Lanza, gdzie wykonywano jednostronne podparcie zaworu, zachodziło mimośrodowe wybijanie siodeł.

Siódła zaworu. Chcąc otrzymać zawór możliwie odciążony, staramy się dać jaknajmniejszą szerokość siódła.

Dajemy dla :

	d	i
do	180 mm.	2 mm.
do	400 mm.	3 mm.
powyżej	440 mm.	4 mm.

Prosta powierzchnia siódła /rys.140/ posiada tę zaletę, że wykonanie jest tańsze, prostsze szlifowanie i lepsze wyzyskanie skoku.

Siódła pochylone pod kątem  $\alpha$  /rys.144/, posiadają tę zaletę, że podchwytyją lepiej uderzenia  $/u>i/$ , przytem można tu uzyskać mniejszą wysokość  $H$  wentyla, lecz z drugiej strony dla zbyt dużego  $\alpha$  przy podnoszeniu zachodzi większe dławienie. Na rys.131, gdzie przecięcie stożków jest wewnątrz zaworu mamy dobre prowadzenie pary, mniejsze dławienie i lepszą szczelność.

Na rys.145 mamy zawór z przyskónięciem. Zawory te stosowano wtedy, gdy zachodziło zdzieranie stawideł wychwytowych przy małych napełnieniach. Wadą tej konstrukcji jest to, że przyskónięcie nie doszczelnia, a znacznie powiększa skok.

Dla zmniejszenia wymiarów, stosowano zawory czterosiedzeniowe /rys.148/ obecnie już prawie nie używane.

Szczelność zaworu. Zawory dwusiedzeniowe muszą mieć jaknajmniejszą wysokość  $H$  celem osiągnięcia jaknajlepszej szczelności. Żaden zawór nie jest zupełnie szczelny, zwłaszcza przy postoju maszyny : za-

wór rurowy, pomimo że jest doszlifowany, nie jest szczelny, ponieważ na żebra gniazda działa inna temperatura niż na rurę.

Dla uzyskania lepszej szczelności niektóre fabryki stosują zawory, jak na rys.149. Na gniazdo zaworu G działa ta sama temperatura, co na zawór, a więc wydłużenia obu części są równe. Należy tu zwrócić uwagę, aby żebra  $z_1$  łączące zewnętrzne gniazdo G z płytą były dostatecznie silne. Zawory te są mało rozpowszechnione dzięki trudniejszej budowie. Otwór O stosuje się dla odwodnienia przewodnicy gniazda. Trzon mamy tu wykonany niewłaściwie, gdyż część nagwintowana x jest zbyt długa i wstając z nakrętki będzie rdzewieć. Nakrętka z brązu. Grzebienie wytoczone w trzonie naogół lepiej uszczelniają, lecz zawsze lepsze są małe dławniczki od wszelkich uszczelnień grzebieniastych.

Niektórzy konstruktorzy chcieli osiągnąć lepszą szczelność przez stosowanie elastycznych zaworów: między innymi prof. Stumpf stosuje zawory elastyczne /rys.150/, bo w jego maszynie szczelność jest podstawową sprawą.

Obecnie przy stosowaniu wysokich ciśnień dolotowych, a więc i wysokich kompresji można używać zaworów jednosiedzeniowych /rys.151/, bo dwusiedzeniowe nie wytrzymałyby tych ciśnień. *porównaj str. 65 w doświadczeniach*

Gniazda zaworu wykonywamy z żeliwa, jako oddzielne części wstawiane w skrzynkę dla łatwiejszej wymiany. Konstrukcja przedstawiona na rys.146, gdzie mamy siódła wytoczone bezpośrednio w cylindrze, jest wprawdzie tańsza i daje mniejszą przestrzeń szkodliwą, lecz nasuwa poważne wątpliwości tak dla fabrykanta jak i odbiorcy. Fabrykant, wraz z odkryciem wadliwych miejsc przy obróbce, musi dać na siódła pierścienie ze stali niklowej. Odbiorca, jeśli nastąpi wyłamanie siódła na szerokości np. 2 mm. nie może go wymienić.

Gniazda wkładane oddzielnie, dawniej osadzano w skrzynkach na stożek /rys.152/. Chcąc uzyskać dobrą szczelność stożki musiały być doszlifowywane ręcznie, co jest bardzo kosztowne; dla mechanicznego szlifowania trzeba mieć maszynę o bardzo silnem ramieniu, a nieumiejętne szlifowanie daje eliptyczny przekrój zamiast koła. Poza tem wymiar

ność gniazd była utrudniona, ze względu na trudność dopasowania stożków. /Np.maszyna bliźniacza posiadała jedno gniazdo zaworu wlotowego zapasowe, które musiało pasować do 4 skrzynek zaworowych wlotowych maszyny/.

Dlatego obecnie do ciśnienia 20 atm. znacznie korzystniejsze jest osadzenie gniazda zapomocą płaskich doszlifowanych powierzchni "u" z uszczelkami z oryginalnego klingierytu /rys.153/. Grubość uszczelki dajemy do 1 mm., szerokość - 6 do 12 mm.

Srednice gniazda musimy tak budować, aby były one jaknajmniejsze a kołnierze K były dostatecznie sztywne. Srednice  $\delta_2$  i  $\delta_7$  wykonać należy według miary warsztatowej. Odległość WS - według szablonu. Aby jaknajmniej obrabiać, dajemy odsadzenie  $b \geq 4$  mm. Przy bardzo małych zaworach - 3 mm., przy dużych - do 7 mm. Ze względu na odciążenie dajemy  $\delta_3 = \delta_7 - 1$  mm. Szczeliny  $S = 0,5$  mm. Gniazdo winno wystawać ponad skrzynkę o 2 mm. ze względu na szlifowanie. Górna powierzchnia "g" gniazda musi być również szlifowana, a więc centrowanie  $c = 10$  mm. conajmniej.

Jeśli mamy tuleję prowadzącą T przyłaną do dolnej płyty gniazda /rys.153 lub 131/ musimy dać wyjęcia "v" jaknajgłębiej, aby w miejscu X nie dostać pęcherzy przy odlewie. Zwykle daje się nadlewek odlewniczy N o średnicy 70 mm., który potem obcinamy /nie odbijamy/. Jeśli odlew się nie uda, można kołek /rys.154/ wkręcić w płytę na gwint gazowy i roznitować.

Odciążenie zaworu. Zawory omówione wyżej nie są całkowicie odciążone. Jak wspomniano na str.72, aby osiągnąć jaknajwiększe odciążenie zaworu, dajemy szerokość siodła "i" możliwie małą. Przy dużych różnicach ciśnień mimo to mamy duży opór przy podnoszeniu zaworu /do kilkuset kg./

Zawory rurowe całkowicie odciążone mamy na rys.155 i 156. Na rys.155 zawór W odlany jest z jednego kawała z pierścieniem "p". Po odlaniu i obróbce pierścienia X "p" zostaje odcięty od zaworu W. Pozercałość zostaje wstawiona w gniazdo, a pierścień "p" przytwierdzony do górnego kołnierza gniazda zapomocą śrub, przyczem powierzchnie "u" są

tylko doszlifowane, aby uniknąć skrzywienia górnego siodełka zaworu. Wykonanie takie umożliwia montaż w gnieździe pomimo zastosowania takich średnic " $d$ " i " $d_1$ " /patrz. oznacz. z rys.131/, które zapewniają całkowite odciążenie zaworu. Oczywiście, przy określaniu średnic " $d$ " i " $d_1$ " trzeba pamiętać o tem, aby zawór w czasie kompresji nie mógł być samoczynnie otwarty.

Na rys.156 mamy zawór całkowicie odciążony nieco innej konstrukcji, wykonany jako zawór wlotowy z otwieraniem wdół. Zawór wraz z całym gniazdem zostaje odlany razem w pozycji jak na rysunku, przyczem gniazdo  $G$  połączone jest z zaworem  $W$  żebrami, które po odlewie odcinamy. Oczywiście i tu ma zastosowanie uwaga o kompresji.

Wszelkie zawory odciążone częściowo czy całkowicie powinny być tak budowane, aby ciśnienie pary dolotowej dociskało zawory do siodełka, a z drugiej strony ciśnienie kompresyjne może służyć do częściowego odciążenia zaworu, jednakże nie powinno zaworu samoczynnie otwierać.

Oprócz wyżej wymienionych konstrukcyj są jeszcze rozwiązania zaworów całkowicie odciążonych i równocześnie zapewniających szczelność pomimo dwóch siodeł. Konstrukcje te wymagają rozcięcia zaworu na wysokości, stosuje się je ostatnio jako zawory główne odcinające w turbinach parowych.

Zawory tłoczkowe. Cechą dotychczas omówionych zaworów było odłączanie się od siodeł przy podnoszeniu i opadanie z pewną siłą. Aby uniknąć tego zjawiska i połączonych z niem wad, pojawiły się zawory tłoczkowe napędzane przez normalne stawidło zaworowe.

Najlepszy typ zaworów tłoczkowych wprowadziła belgijska fabryka Van Den Kerhove /rys.157/. Środkową część zaworu stanowi rura  $B$ ; dwie końcowe części  $A$  połączone są żebrami z piastą dwudzielną. Uszczelnienia tłoczka w tulei dokonywują pierścienie rozprężne specjalnej konstrukcji. Zewnętrzne pierścienie  $D$  nie są pierścieniami rozprężnymi, pod nimi znajdują się pierścienie rozprężne  $C$  /na r.s. wykonane jako pierścienie o nierównej grubości patrz. str.28/. Pierścienie dajemy żeliwne dla większych wymiarów, stalowe dla mniejszych.

Zameczek E jest zbyteczny przy pionowym umieszczeniu zaworu., wystarczy bowiem ustawienie rozcięć pierścieni co  $180^{\circ}$ .

Zawór tłoczkowy pracuje w tulei posiadającej odpowiednie szczeliny dla przepływu /rys.158/. Szczeliny muszą być nachylone pod pewnym kątem, bo przy wykonaniu prostym żebro "z" wyłłabiałoby w pierścieniach D - wpustki.

Zasadnicza różnica między zaworem tłoczkowym a dwusiedzeniowym rurowym polega na tem, że niema tu osiadania na siódlach, a natomiast ruch posuwisty zaworu w tulei. Przy racjonalnem wykonaniu zawory te są szczelne i dają dobre rezultaty. Należy dbać o prawidłowe smarowanie zaworu. Gdy zawór stanie nad otworem szczeliny, pierścień nie powinien być ściśnięty do wewnątrz przez ciśnienie pary. ; gdy zawór przejdzie poza szczeliny, pierścień powinien dobrze uszczelnić. Należy więc pod pierścień w odpowiedniej chwili wprowadzać ciśnienie pary.

---