

a następnie

$$d_2 = \frac{60u_2}{\pi n} \quad (21.17)$$

Pole swobodnego przekroju kanału można określić z zależności (21.6) i (21.13)

$$A = \frac{Q_{\max}}{0,61u_2} \quad (21.18)$$

Szerokość wirnika b_2 przyjmuje się równą wysokości łopatki. Znając parametry pracy Q i H pompy i zakładając n , można za pomocą podanych zależności obliczyć główne wymiary pompy.

21.2. Pompy o wirującym pierścieniu wodnym

Pompy o pierścieniu wodnym mogą być wykonywane jako jedno- lub dwukomorowe.

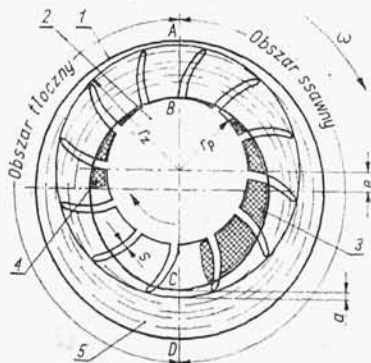
21.2.1. Jednokomorowe pompy z pierścieniem wodnym

Zasadę działania pompy pokazano na rys. 21.11. W cylindrycznym kadłubie pompy 1 obraca się wirnik 2 o stałej szerokości b (prostopadle do rysunku) i o stosunkowo dużej średnicy piasty $d_p = 2r_p$. Po częściowym napełnieniu kadłuba cieczą i uruchomieniu pompy ciecz zostanie odrzucona na ścianę obwodową kadłuba, tworząc wirujący pierścień. Między łopatkami wirnika a pierścieniem powstają oddzielne komory o zmieniającej się okresowo objętości. W bocznych ścianach kadłuba na początku i na końcu sierpowej komory są wycięte otwory. Przez jeden z nich powietrze jest zasysane do komór, a następnie wskutek zmniejszania się objętości sprężane i wytłaczane na zewnątrz przez drugi otwór. Powierzchnia zetknięcia się pierścienia wodnego z piastą wirnika oraz czołowych powierzchni wirnika ze ścianami zamykającymi kadłub stanowi odciecie przestrzeni ssawnej od tłocznej.

Teoretyczną wydajność pompy jednokomorowej (objętość zassanego powietrza) możemy obliczyć ze wzoru

$$Q_{th} = \pi \varphi n b [(r_z - a)^2 - r_p^2] \quad (21.19)$$

gdzie: b — szerokość wirnika, n — prędkość obrotowa, r_z — zewnętrzny promień wirnika, φ — współczynnik przesłonięcia.



Rys. 21.11
Schemat działania jednokomorowej pompy samozasysającej z pierścieniem wodnym

Rzeczywista wydajność pompy

$$Q_r = \eta_v Q_{th} \quad (21.20)$$

gdzie η_v — współczynnik sprawności objętościowej uwzględniający również zmniejszenie wydajności wskutek zanurzenia łopatek w pierścieniu wodnym w przekroju CD ($a=0$).

Uwzględniając zależności

$$2\pi r_z n = u_z, \quad b = k_b r_z, \quad v = r_p/r_z, \quad a = 0 \quad (21.21)$$

otrzymujemy po przekształceniu

$$Q_r = \frac{\varphi}{2} \eta_v k_b u_z r_z^2 (1 - v^2) \quad (21.22)$$

a stąd promień zewnętrzny wirnika

$$r_z = \sqrt{\frac{2Q_r}{\varphi \eta_v u_z k_b (1 - v^2)}} \quad (21.23)$$

Przy wydajności pompy wyrażonej w m^3/min

$$r_z = \sqrt{\frac{Q_r}{30 \varphi \eta_v u_z k_b (1 - v^2)}} \quad (21.24)$$

Dla wirników o stałej grubości łopatek s współczynnik przesłonięcia

$$= \varphi = 1 - s/t \quad (21.25)$$

Średnia podziałka wirnika

$$t = \frac{\pi(r_p + r_z - a)}{Z} \quad (21.26)$$

gdzie Z liczba łopatek.

Sprawność objętościowa η_v przy tej samej prędkości obrotowej $n = \text{const}$ zależy od stosunku H_t/H_s .

- Najmniejszą dopuszczalną prędkość obwodową wirnika potrzebną do utworzenia pierścienia wodnego można obliczyć ze wzoru

$$u_{z \min} = \sqrt{g(3H_t - 2H_s)} \quad (21.27)$$

gdzie H_s i H_t — wysokości ciśnienia ssania i tłoczenia w m. sł. w.

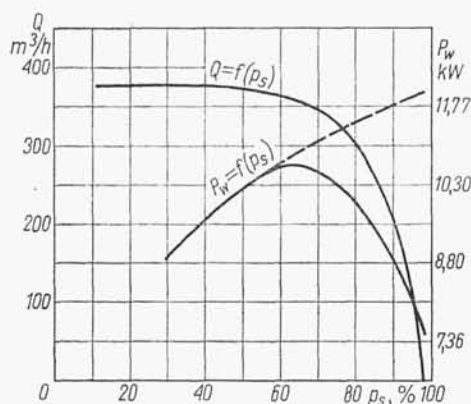
Przy projektowaniu jednokomorowych pomp z pierścieniem wodnym przyjmuje się: $v = r_p/r_z = 0,40 \div 0,55$, $k_b = b/r_z = 2,0 \div 2,8$, mimośrodowość względną $\varepsilon = e/r_z = 0,15 \div 0,20$.

Całkowita sprawność objętościowa pompy $\eta_v = 0,7 \div 0,8$ zależy od wielkości pompy. Współczynnik przesłonięcia przyjmuje się $\varphi = 0,85$. Wirniki mają łopatki promieniowe lub zagięte do przodu. Przyjmuje się zwykle $Z = 16 \div 24$ łopatek.

Moc na wale pompy określimy z zależności

$$P_w = \frac{\gamma Q_r H_s}{\eta_{iz}} \ln \frac{H_t}{H_s} 10^{-3} \text{ kW} \quad (21.28)$$

gdzie γ — ciężar właściwy w N/m^3 , η_{iz} — sprawność izotermiczna.



Rys. 21.12
Charakterystyki jednokomorowej pompy samozasysającej z pierścieniem wodnym

Na rys. 21.12 przedstawiono charakterystyki jednokomorowej pompy próżniowej z wirującym pierścieniem wodnym.

Krzywa zapotrzebowania mocy $P_w = f(p_s)$ osiąga maximum przy próżni ok. 60%. Jeżeli pompa nie ma zaworów zwrotnych, krzywa mocy przebiega zgodnie z linią kreskowaną.

21.2.2. Dwukomorowe pompy z pierścieniem wodnym

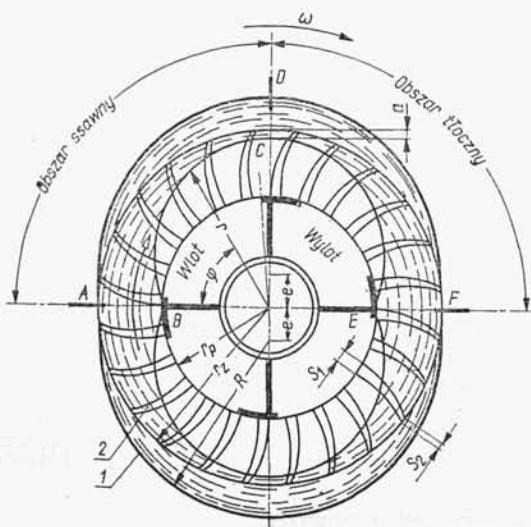
Na rys. 21.13 przedstawiono dwukomorową pompę samozasysającą z pierścieniem wodnym. Kadłub pompy 1 jest utworzony z dwu połączonych ze sobą półcyldrów o wewnętrznych promieniach R , których środki są oddalone od siebie o $2e$. Wirnik 2 jest umieszczony symetrycznie względem kadłuba. Przy obrocie wirnika otrzymujemy wirujący pierścień wodny tworzący jednocześnie dwa opisane zjawiska.

Zatem wydajność pompy dwukomorowej wynosi

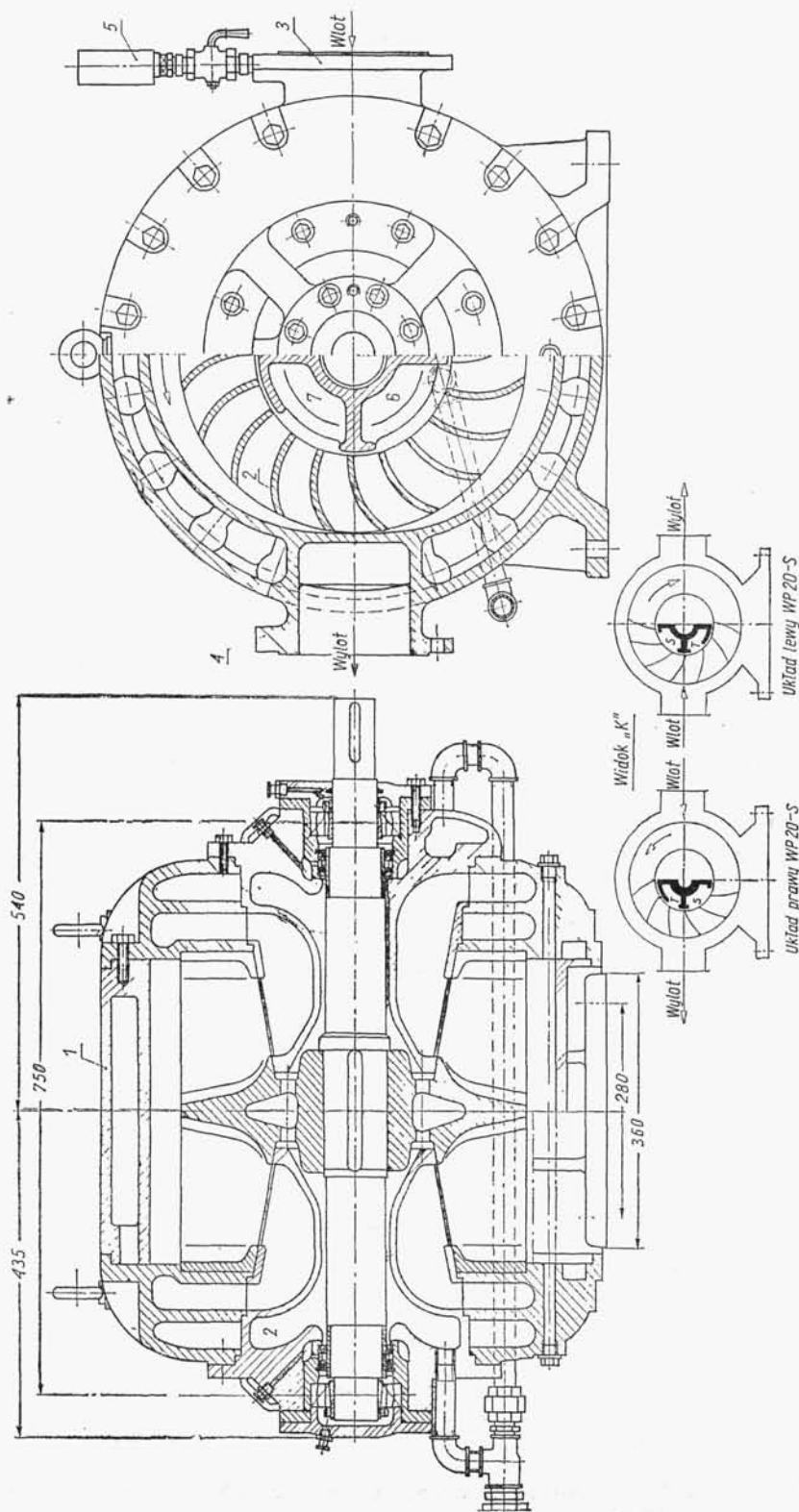
$$Q_{th} = \varphi \omega b [(r_z' - a)^2 - r_p^2] \quad (21.29)$$

Prędkość obwodową wirnika oblicza się ze wzoru

$$u_{zmin} = k_{uz} \sqrt{2gH_s} \quad (21.30)$$



Rys. 21.13
Schemat działania dwukomorowej pompy z pierścieniem wodnym



Rys. 21.14. Dwukomorowa pompa samozasysająca z pierścieniem wodnym (wg FMP — Cieplice); 1 — kadłub, 2 — wirnik, 3 — króciec ssawny, 4 — króciec tłoczny, 5 — manometr na ssaniu, 6 — obszar ssawny, 7 — obszar tłoczny

gdzie współczynnik prędkości obwodowej

$$k_{uz} = \sqrt{\frac{3H_t}{2H_s} - 1} \quad (21.31)$$

Promień zewnętrzny wirnika

$$r_z = \sqrt{\frac{Q_{th}}{\eta_V \varphi u_z k_b (1 - v^2)}} \text{ m} \quad (21.32)$$

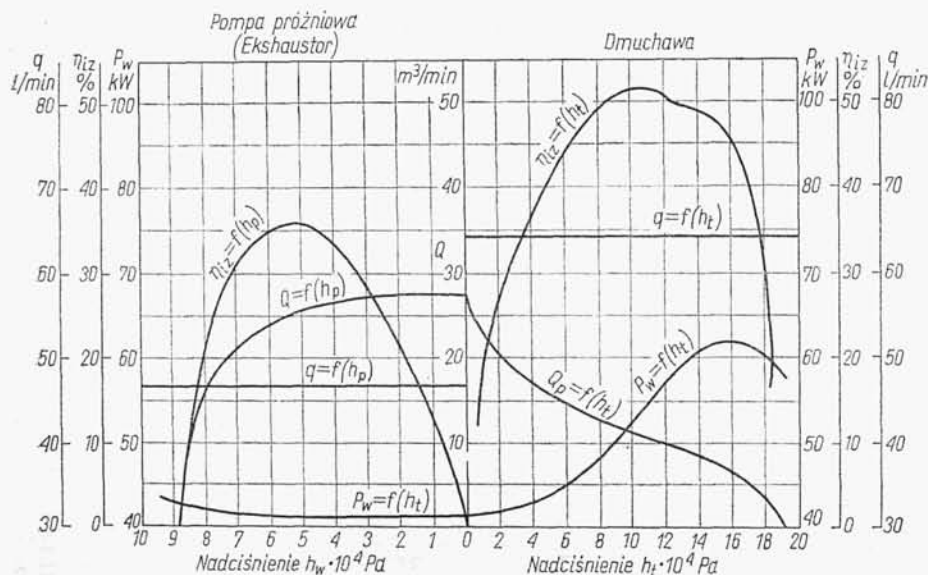
gdzie: Q_{th} — wydajność w m^3/s , $\eta_V = 0,75 \div 0,82$, b — czynna szerokość wirnika w m, $k_b = b/r_z = 1,5 \div 2,0$, $v = r_p/r_z = 0,55 \div 0,65$, φ — współczynnik przesłonięcia (przyjmuje się wstępnie $\varphi = 0,7 \div 0,8$), Z — liczba łopatek ($Z = 18 \div 24$).

Na rys. 21.14 przedstawiono przekroje wzdłużny i poprzeczny dwukomorowej pompy z pierścieniem wodnym. Dwukomorowe pompy pierścieniowe buduje się o wydajności $Q = 30 \div 150 \text{ m}^3/\text{min}$.

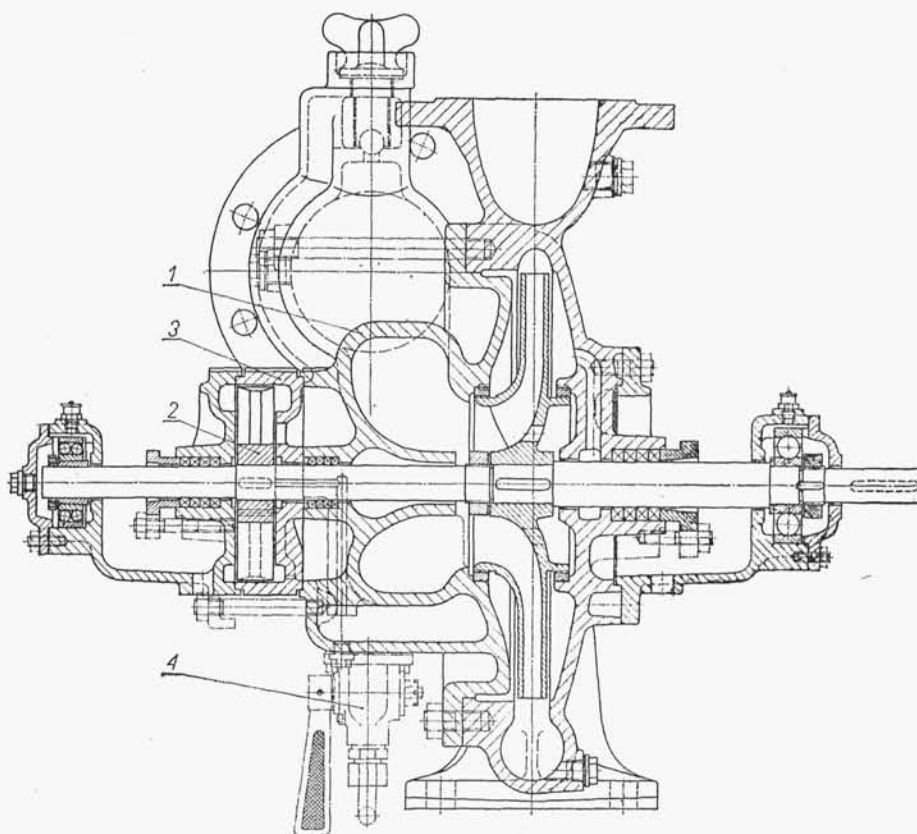
Na rys. 21.15 przedstawiono charakterystyki dwukomorowej pompy z pierścieniem wodnym pracującej jako ekshaustor (pompa próżniowa) lub jako dmuchawa, wytwarzająca nadciśnienie 0,19 MPa (1,9 at).

Pompy z pierścieniem wodnym stosuje się często jako ekshaustory wytwarzające próżnię do 97% — 3 kPa (0,03 at) przy $Q = 0$ — oraz jako dmuchawy. W tych ostatnich stopień sprężania jest uzależniony od ciśnienia w krążącym pierścieniu wodnym i od wielkości odkształceń pierścienia. W przypadku wody uzyskiwany stopień sprężania wynosi 0,3 MPa (3 at). Wydajność pomp waha się w granicach $Q = 0,5 \div 150 \text{ m}^3/\text{min}$.

Pompy z pierścieniem wodnym znalazły liczne zastosowanie jako stopnie pomocnicze w pompach wirowych. Zadaniem ich jest opróżnienie przewodu ssawnego



Rys. 21.15. Charakterystyki dwukomorowej pompy z pierścieniem wodnym pracującej jako pompa próżniowa i jako dmuchawa



Rys. 21.16. Jednostopniowa pompa odśrodkowa typu EF, firmy KSB (RFN), z wbudowanym wirnikiem samozasysającym z pierścieniem wodnym; 1 — kadłub strony ssawnej, 2 — wirnik samozasysający, 3 — osłona (kadłub) wirnika samozasysającego, 4 — kurek do przełączenia wirnika samozasysającego na pracę równoległą pompowania po zakończeniu cyklu zasysania

z powietrza (zassanie pompy wirowej). Następnie wirnik samozasysający pracuje równoległe z wirnikiem pompy wirowej (rys. 21.16) lub zostaje wyłączony automatycznie, jak w przypadku pomp okrętowych (rys. 20.62 i 20.63).

21.3. Pompy odśrodkowe zasysające z podwójną spiralą

Na rys. 21.17 przedstawiono schemat działania pompy odśrodkowej samozasysającej z podwójną spiralą. Króciec ssawny 1 z klapą zwrotną 2 jest umieszczony powyżej wirnika 3, dzięki czemu wirnik — po napełnieniu pompy cieczą — przy pierwszym uruchomieniu jest zawsze zalany. Pompa ma dwie półspirale zbiorcze 4 i 5. Po uruchomieniu pompy (rys. 21.17b), w górnej części komory tłocznej 6 następuje wydzielanie się powietrza z wody. Woda spływa następnie w dół pompy i dopływa z powrotem do wirnika, mieszając się z zassanym powietrzem. Proces trwa tak długo, aż nastąpi całkowite usunięcie powietrza z przewodu ssawnego, następnie ciecz jest wytłaczana do przewodu tłoczącego 7 (rys. 21.17c).

Na rys. 21.18 pokazano schemat pompy samozasysającej systemu Rovex firmy