

22.2.3. Regulacja upustowa

Regulacja upustowa polega na odprowadzeniu części cieczy Q_u z obszaru tłocznego pompy do obszaru ssawnego lub do zbiornika dolnego. Ten sposób regulacji jest nieekonomiczny, gdyż powoduje straty przy przetłaczaniu cieczy o objętości Q_u z powrotem do obszaru tłoczonego, ale równocześnie jest to jedyny możliwy sposób regulacji wydajności pomp wporowych o niezmiennym ruchu organu roboczego.

22.3. Regulacja parametrów pracy pomp wirowych

W przeciwieństwie do pomp wporowych pompy wirowe cechują się zdolnością samoregulacji. Przez zmianę warunków pracy w układzie, np. podniesienie się poziomu cieczy w zbiorniku górnym, zasilanym przez pompę, zmienia się wysokość podnoszenia pompy, czemu towarzyszy samoczynne dostosowanie się jej wydajności do zmiennych warunków pracy. Parametry pracy pompy Q i H są bowiem ze sobą związane charakterystyką przepływu $H=f(Q)$ i zmianą wartości jednej z tych dwu wielkości powoduje samoczynną zmianę drugiej (punkt pracy wędruje po krzywej $H=f(Q)$). Zdolność pomp wirowych do samoczynnej regulacji stanowi istotną i bardzo ważną cechę przy ich eksploatacji.

Zamierzona okresowa regulacja, polegająca prawie zawsze na zmianie wydajności pompy, w zależności od zmieniającego się zapotrzebowania cieczy, może być przeprowadzana przy stałej lub zmiennej prędkości obrotowej. Natomiast trwałe przystosowanie pompy wirowej do zmienionych warunków ruchu może być przeprowadzone za pomocą zmian konstrukcyjnych w pompie, np. przez zmianę kształtu i liczby łopatek wirnika, zmniejszenie jego średnicy zewnętrznej itp.

22.3.1. Regulacja przy stałej prędkości obrotowej wirnika

Znanych jest kilka rozwiązań regulacji parametrów pracy pomp wirowych. Cechuje je różny wpływ na sprawność pomp, zróżnicowana i niekiedy bardzo skomplikowana budowa, różny stopień niezawodności działania oraz nie zawsze łatwa obsługa.

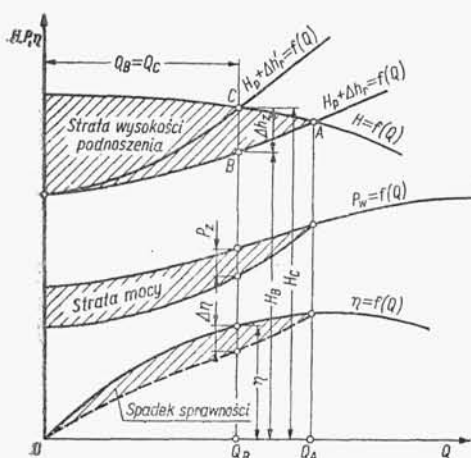
Wybór rodzaju regulacji zależy od warunków pracy pompy.

22.3.1.1. Regulacja dławieniowa. Działanie *regulacji dławieniowej* polega na zmianie wielkości otwarcia zaworu umieszczonego na króćcu tłocznym w pobliżu pompy¹⁾. Dzięki temu następuje zmiana oporów przepływu w układzie i odpowiadająca temu zmiana wysokości podnoszenia pompy, czemu towarzyszy samoczynne dostosowanie się wydajności pompy do wartości tych parametrów.

Regulacja dławieniowa jest bardzo prostym sposobem zmiany wartości parametrów pracy pompy lecz jednocześnie najmniej ekonomicznym, powodującym straty przez zwiększenie oporów przepływu.

¹⁾ Regulowanie za pomocą zaworu po stronie ssawnej pompy jest niedopuszczalne ze względu na towarzyszącą temu zmianę ciśnienia w króćcu ssawnym, co grozi kawitacją lub przerwaniem dopływu do pompy.

Na rys. 22.2 przedstawiającym współpracę pompy z układem punkt A określa pierwotne wartości parametrów pracy pompy Q i H . Przy przymknięciu zaworu w przewodzie tłocznym nastąpi zwiększenie oporów przepływu z Δh_r do $\Delta h'_r$. Nowa charakterystyka rurociągu $H_p + \Delta h'_r = f(Q)$, przecinając się z krzywą przepływu $H = f(Q)$ w punkcie C, wyznaczy nowy punkt pracy odpowiadający zmniejszonej wydajności Q_B , a zwiększonej wysokości podnoszenia pompy H_C . Ale wydajności Q_B odpowiadałaby w przypadku niezdławionego przepływu w rurociągu tylko wysokość H_B pompy. Tak więc odcinek $BC = \Delta h_z$ jest miarą strat dławienia. Jest to dodatkowe zwiększenie wysokości podnoszenia zużywane na pokonanie oporów dławienia w zaworze.



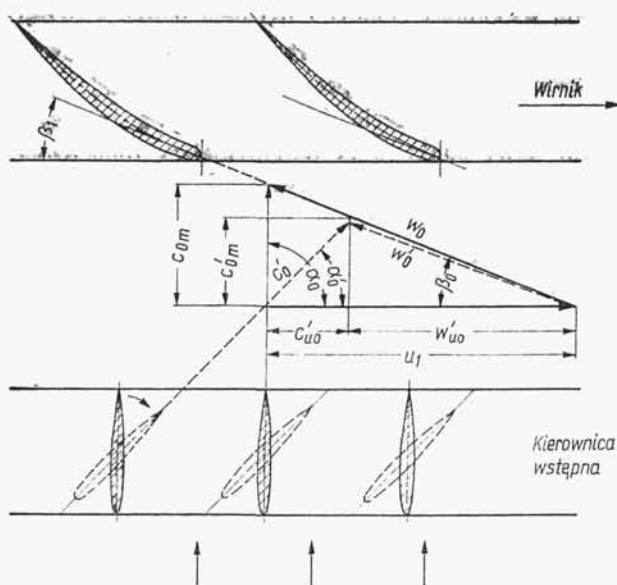
Rys. 22.2
Straty występujące przy regulacji wydajności pompy przez dławienie przy stałej prędkości obrotowej n

A więc dla wydajności Q_B moc tracona wyniesie

$$P_z = \frac{\gamma Q_B \Delta h_z}{\eta} \quad (22.1)$$

Chociaż straty dławienia występują poza pompą i nie pogarszają jej sprawności, jednak dla lepszego ich zobrazowania można je odnieść do pompy, jak to pokazano wykreślić na rys. 22.2. Pola zakreskowane oznaczają wpływ i wartość strat dławienia na wysokość podnoszenia H , moc P_w i sprawność η pompy. Ze względu na występujące straty regulację dławieniową stosuje się w przypadkach pomp o niewielkim zużyciu mocy oraz przy wymaganych krótkotrwałych zmianach wartości parametrów pracy. W innych przypadkach należy stosować regulację bardziej ekonomiczną.

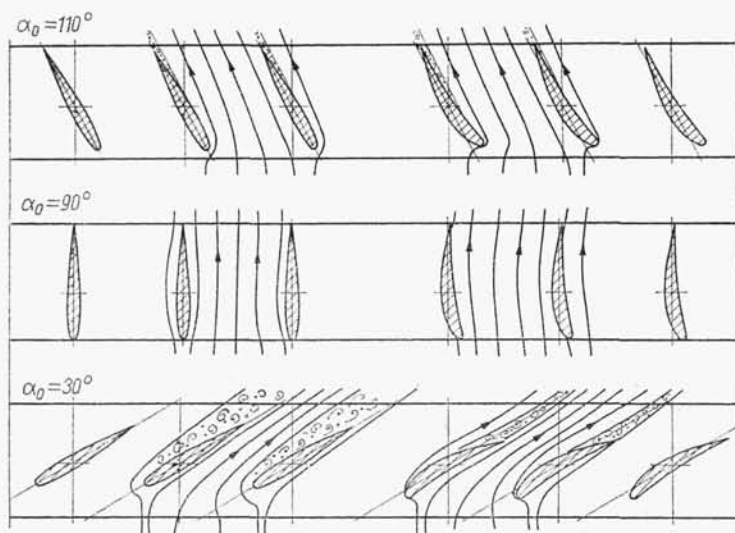
22.3.1.2. Regulacja przez nastawianie łopatek kierownicy wlotowej. W p. 11.6 omówiono samorzutne występowanie zawirowania wstępnego przed wirnikiem pompy wirowej, nazywanego *prerotacją*, jako skutku zmiany wydajności w stosunku do nominalnej wydajności pompy. Zjawisko to jest nazywane *prerotacją swobodną*. Przy odwróceniu kolejności zjawisk, tzn. przy sztucznym wymuszonym wywołaniu zawirowania cieczy przed wirnikiem, nastąpi — jako skutek — zmiana pola prądu na odpływie do wirnika powodująca w konsekwencji zmianę wartości parametrów Q i H pompy. W pompach diagonalnych i śmigłowych o dużej wydajności stosuje się regulację parametrów pracy przez zmianę nastawienia łopatek kierownicy wstępnej,



Rys. 22.3. Palisady kierownicy wstępnej z regulowanymi łopatkami oraz wirnika z łopatkami stałymi

umieszczonej przed wlotem do wirnika. Zmiana kąta ustawienia łopatek powoduje zmianę kierunku i wartości prędkości c_0 cieczy dopływającej do wirnika, powodując przy tym jednoczesną zmianę obu parametrów: wydajności Q i wysokości podnoszenia pompy H . Ponieważ przez zmianę kierunku prędkości c_0 następuje zmiana krętu cieczy przed wlotem do wirnika, regulacja ta ma również nazwę *regulacji prerotacyjnej*.

Na rys. 22.3 przedstawiono palisady: kierownicy wstępnej z regulacją kąta ustawienia łopatek oraz wirnika z łopatkami stałymi. Przy zmniejszeniu kąta nachylenia



Rys. 22.4. Przepływ przez palisadę łopatek kierownicy wstępnej o profilach symetrycznych i niesymetrycznych

łopatki wstępnej z α_0 na α'_0 następuje zmniejszenie prędkości południkowej przed wlotem na łopatki wirnika, co jest równoznaczne ze zmniejszeniem wydajności Q pompy. Jednocześnie pojawia się składowa obwodowa c'_{u0} , i występuje przed wirnikiem wstępny kręt zmniejszający wysokość podnoszenia pompy H .

Przepływ przez palisadę z regulowanym kątem ustawienia łopatek kierownicy wstępnej, przy zastosowaniu profili symetrycznych i niesymetrycznych, pokazano na rys. 22.4.

Wykresy pagórków sprawności pomp z regulacją za pomocą wstępnego krętu przedstawiono na rys. 22.5.

Przykład pompy diagonalnej pionowej z regulacją parametrów pracy za pomocą zmiany kąta nachylenia łopatek kierownicy wstępnej przedstawiono na rys. 22.6a. Na czopach łopatek kierowniczych 1, skierowanych promieniowo, są osadzone koła zębate 2 (wystarczają wycinki kół), zazębiające się z obrotowym wieńcem zębatym 3. Przegubowe cięgło 4 obraca za pomocą przekładni wieńiec 3, powodując obrót łopatek kierowniczych. Cięgło może być obracane ręcznie lub mechanicznie, z możliwością sprzężenia z automatycznym układem regulacyjnym pompy. Regulację w pompie śmigłowej przedstawia rys. 22.6b.

Regulacja przez zmianę kąta nachylenia łopatek kierownicy wstępnej wykazuje wiele istotnych zalet, a mianowicie:

- wpływa dodatnio na przebieg charakterystyki przepływu $H=f(Q)$ łagodząc uderzenia cieczy na wlocie na łopatki wirnika przy niestycznym napływie przy $Q \neq Q_{nom}$,

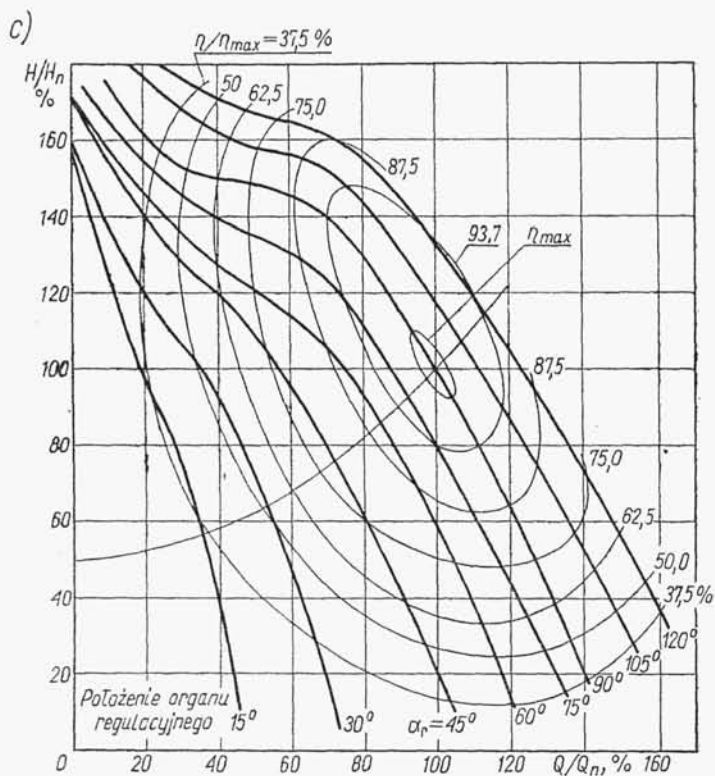
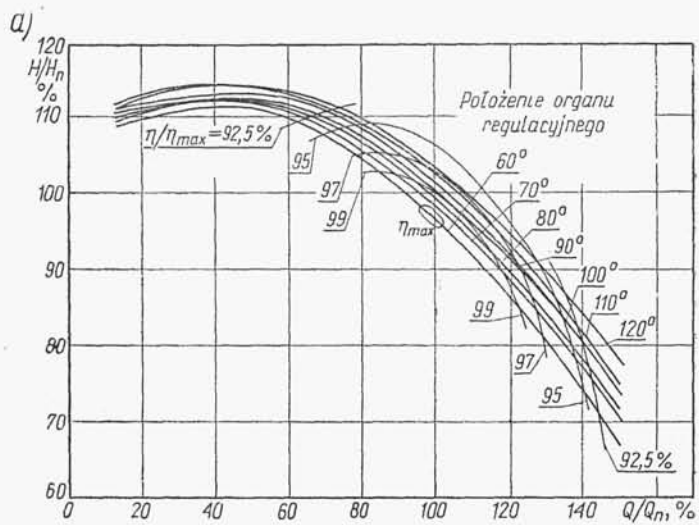
- polepsza właściwości antykawitacyjne pompy,
- zapobiega odrywaniu się strug od łopatek wirnika,
- zapobiega drganiom pompy.

22.3.1.3. Regulacja przez nastawianie łopatek wirnika. W pompach o dużej wydajności i dużym wyróżniku szybkobieżności, a zwłaszcza w pompach śmigłowych oraz niektórych typach pomp diagonalnych, w celu uzyskania odpowiednich wartości parametrów pracy stosuje się ręczną lub automatyczną zmianę kąta nastawienia obrotowo osadzonych łopatek wirnika. Zmniejszenie kąta β nastawienia łopatek w palisadzie powoduje zmniejszenie wydajności pompy, bez wydatniejszej zmiany wysokości podnoszenia i sprawności.

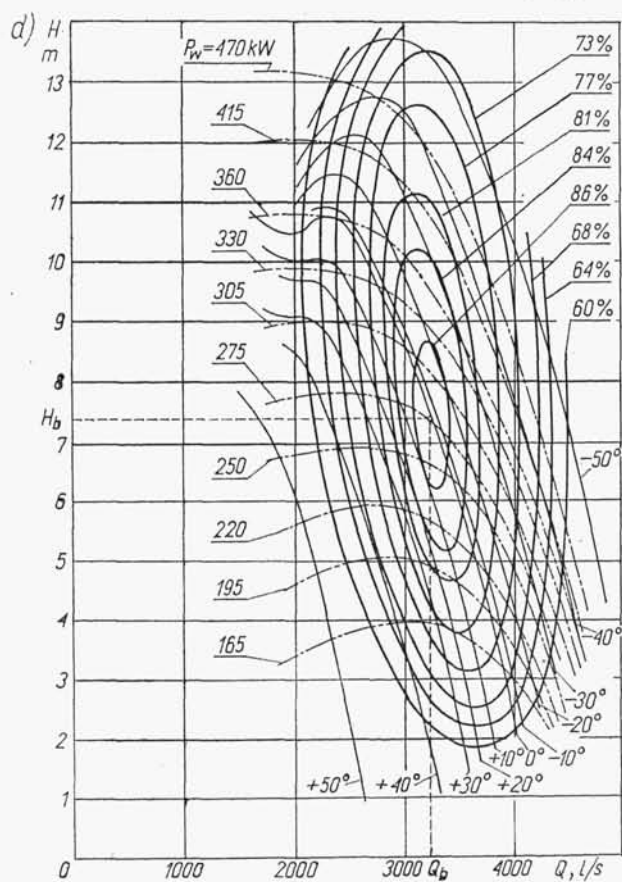
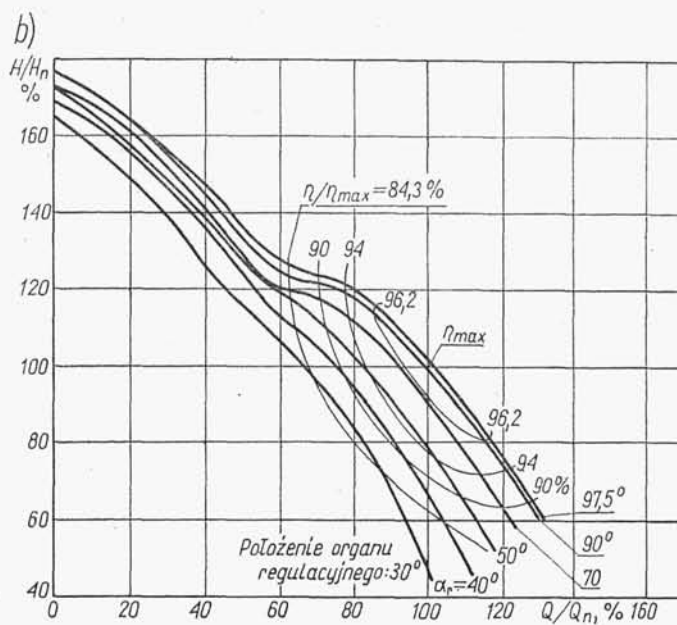
Pompę diagonalną przystosowaną do nastawiania łopatek wirnika w czasie pracy przedstawiono na rys. 22.7, a pompę śmigłową z nastawialnymi łopatkami wirnika na rys. 13.14.

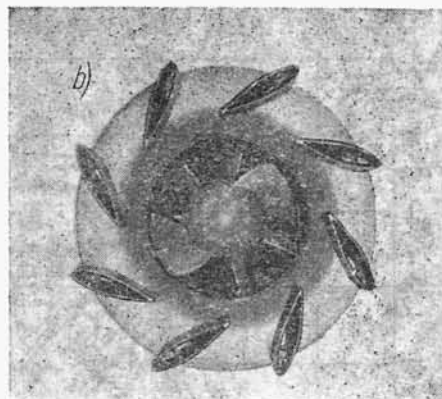
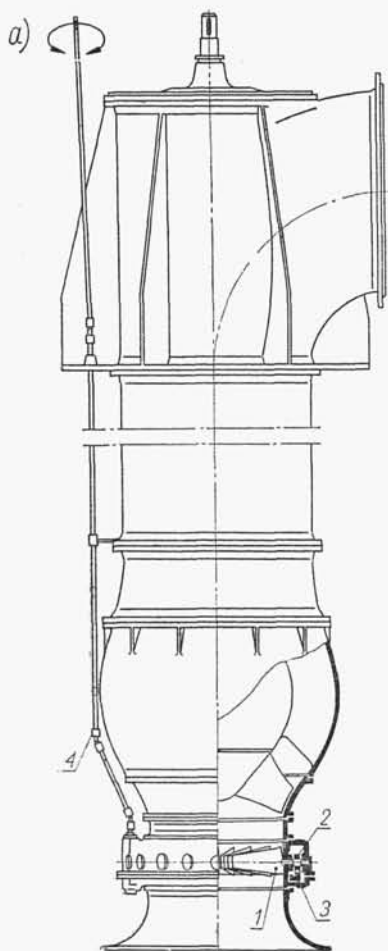
Na rys. 22.8 przedstawiono schematy działania mechanizmów służących do zmiany kątów nachylenia łopatek wirnika. Mechanizm o hydraulicznym napędzie przestawiania (rys. 22.8a, b) ma wiele cech podobieństwa do mechanizmu stosowanego w turbinach wodnych Kaplana, natomiast mechanizm pokazany na rys. 22.8c działa na zasadzie układu różnicowego złożonego z kół zębatych. Regulacja położenia łopatek może odbywać się również za pomocą silników elektrycznych umieszczonych w wirującym wale pompy. Jedno z takich rozwiązań przedstawiono na rys. 22.8d.

Na podstawie prób pompy przy różnych kątach ustawienia łopatek otrzymujemy wykres pagórka sprawności.



Rys. 22.5. Pagórki sprawności z regulacją za pomocą wstępnego krętu pomp: a) odśrodkowa ($n_{sQ} = 20,5$), b) helikoidalnej ($n_{sQ} = 76$), c) diagonalnej ($n_{sQ} = 110$), d) śmigłowej ($n_{sQ} = 150$)





Rys. 22.6. Regulacja w pompach pionowych za pomocą wstępnego krętu pomp: a) pompa diagonalna z urządzeniem prerotacyjnym firmy KSB (RFN), b) widok od dołu na palisadę kołową regulacyjnych łopatek wstępnych pompy śmigłowej firmy MAN (RFN)

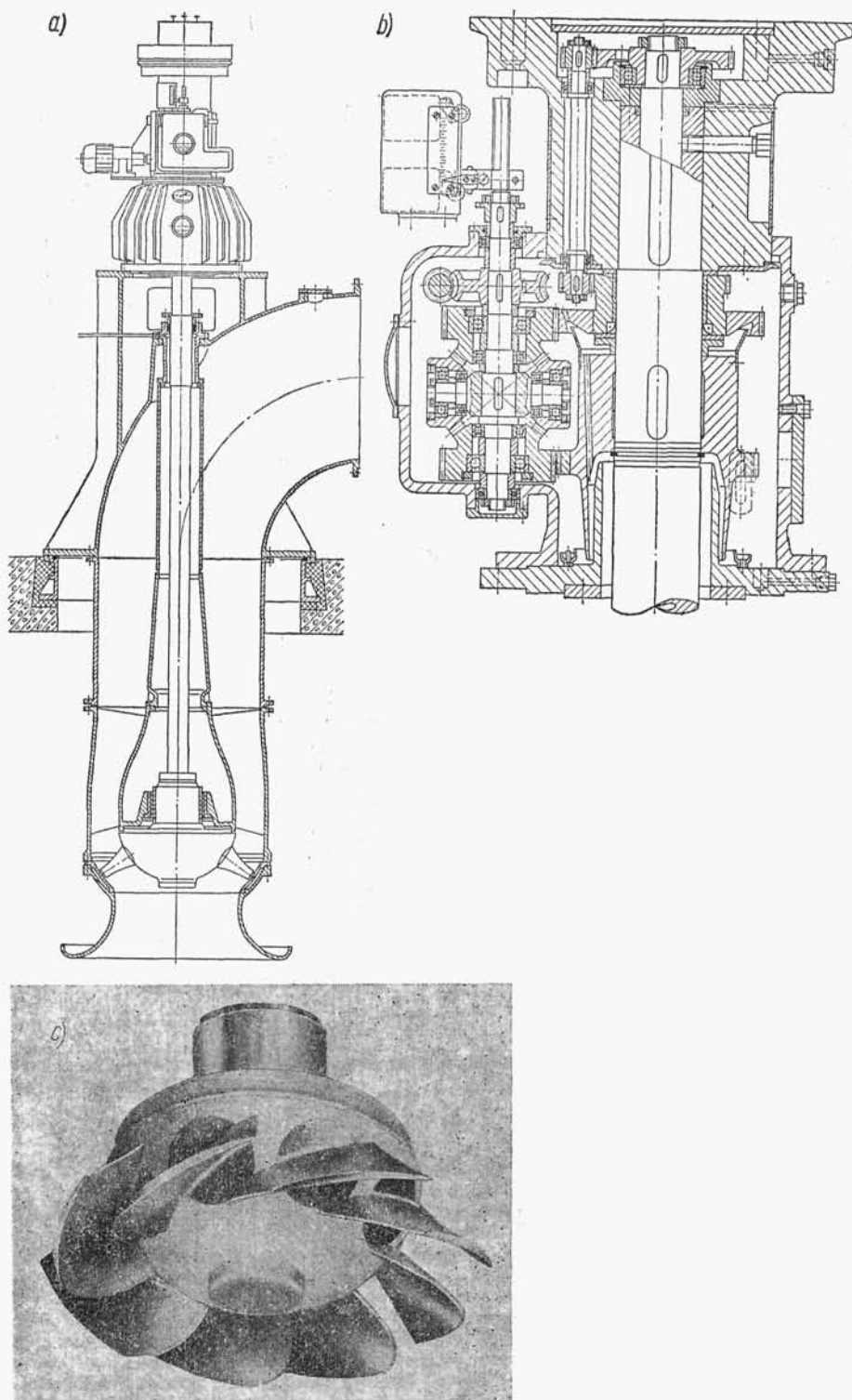
Na rys. 22.9 przedstawiono pagórek sprawności pompy śmigłowej modelowej.

Zmiana kąta ustawienia łopatek wirnika wpływa w sposób istotny na wydajność Q pompy śmigłowej. Wysokość podnoszenia H , jako funkcja różnicy kątów $\beta_2 - \beta_1 = \text{const}$, jest niezmienna, jeśli pominąć zmianę sprawności hydraulicznej pompy.

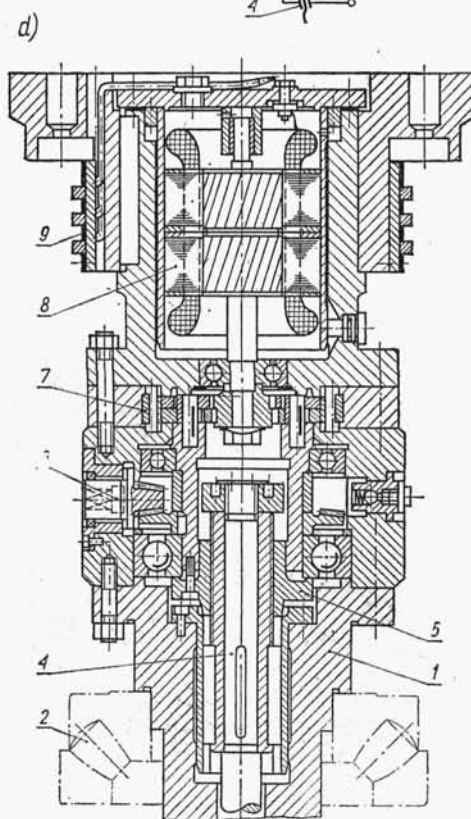
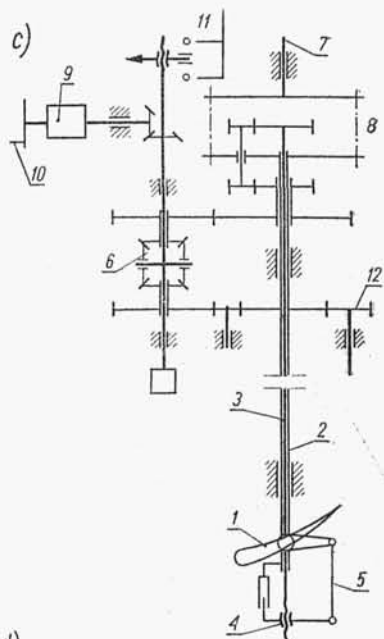
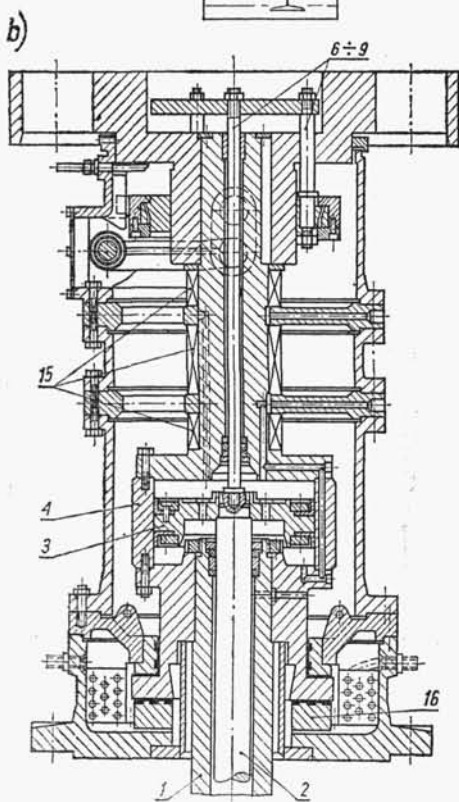
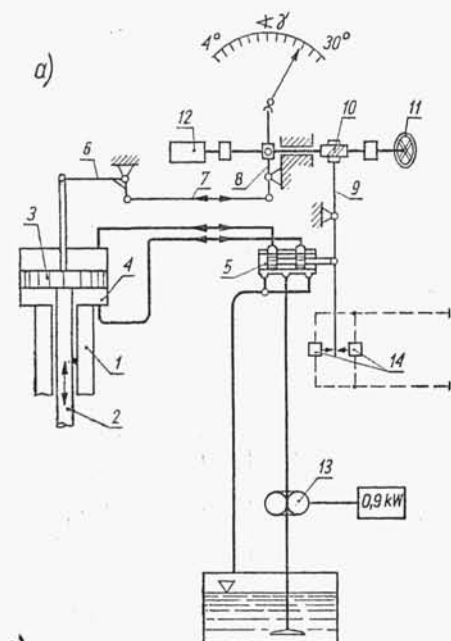
22.3.1.4. Regulacja parametrów pracy pomp przez zmiany konstrukcyjne wirnika.

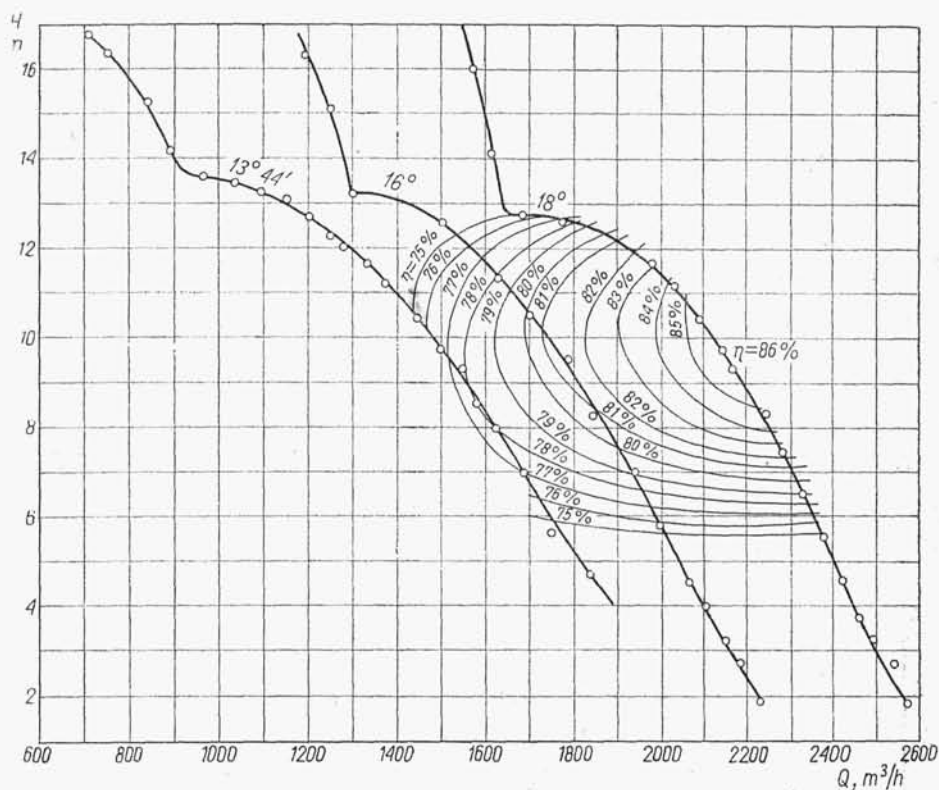
W praktyce eksploatacyjnej niejednokrotnie okazuje się, że podczas pracy pompy przekroczone są nominalne wartości natężenia i opory przepływu wymagane przez układ pompowy. Aby uniknąć strat spowodowanych dławieniem obniżamy wartości parametrów pracy pompy przez zmniejszenie średnicy zewnętrznej wirnika (lub wirników w przypadku pomp wielostopniowych). Ulegają wówczas zmianie warunki przepływu cieczy przez wirnik; zmienia się bowiem prędkość obwodowa wirnika u_2 oraz (choć w mniejszym stopniu) kąt wylotowy łopatki β_2 , szerokość b_2 , długość i stopień pokrycia łopatek.

Na rys. 22.10 przedstawiono wirniki pomp oraz sposób ich obtaczania z pierwotnej średnicy d_2 na mniejszą średnicę d'_2 . Ze względu na zrównoważenie masy wirnika, dokonane przy „pełnej” średnicy, obtaczaniu podlegają przeważnie same

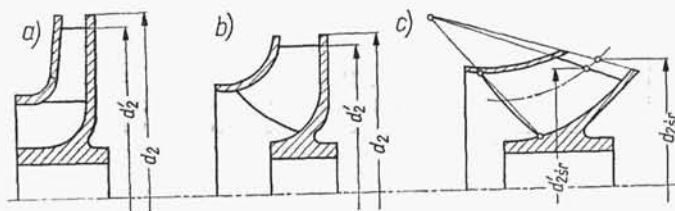


Rys. 22.7. Pompa diagonalna pionowa z nastawialnymi łopatkami wirnika w czasie pracy firmy MAN (RFN): a) przekrój wzdłużny pompy, b) mechanizm regulacyjny różnicowy, c) widok wirnika; $Q = 1500 \div 4000$ l/s, $H = 14,5 \div 24$ m, $n = 585$ obr/min





Rys. 22.9. Pagórek sprawności pompy modelowej śmigłowej z regulacją kąta ustawienia łopatek wirnika



Rys. 22.10. Obtaczanie średnicy zewnętrznej łopatek wirników pomp: a) odśrodkowych, b) helikoidalnych, c) diagonalnych

Rys. 22.8. Schematy działania układów do zmiany kąta nachylenia łopatek wirnika śmigłowego: a), b) układ hydrauliczny; 1 — wał pompy, 2 — drąg regulacyjny, 3 — tłok siłownika, 4 — cylinder siłownika, 5 — rozdzielacz oleju, 6—9 — dźwignie układu odwodzenia, 10 — śruba do wzdłużnego przesuwu drąga, 11 — pokrętło ręczne, 12 — silnik elektryczny, 13 — pompa olejowa zębata, 14 — wyłącznik elektryczny, 15 — dławnice ślizgowe, 16 — łożysko Michella; c) układ różnicowy do zmiany kąta ustawienia łopatek w czasie pracy pompy; 1 — łopatka wirnika, 2 — wał pompy, 3 — drąg regulacyjny, 4 — nakrętka do przestawiania układu dźwigni, 5 — układ dźwigni, 6 — różnicowy układ kół zębata, 7 — silnik napędzający pompę, 8 — sprężko elastyczne, 9 — silnik do napędu układu regulacyjnego, 10 — korba do ręcznej regulacji, 11 — wyłączniki krańcowe, 12 — napęd pompy olejowej; d) mechanizm do regulacji łopatek napędzany przez silnik elektryczny wewnątrz wału pompy; 1 — wał pompy, 2 — łożysko wzdłużne pompy, 3 — sprężko elastyczne, 4 — drąg regulacyjny, 5 — nakrętka do przesuwu drąga 4, 6 — urządzenie do przestawiania ręcznego łopatek, 7 — przekładnia zębata zwalniająca, 8 — silnik elektryczny do regulacji, 9 — pierścienie ślizgowe do przewodzenia prądu elektrycznego

łopatk, a tarcze boczne, których masa stanowi w przeważającym stopniu masę całego wirnika, pozostają o niezmienionej średnicy. Ponadto w wielostopniowych pompach obtoczenie tarcz bocznych wirnika zwiększyłoby szczeliny między nim a wieńcem łopatek kierowniczych, powodując spadek sprawności objętościowej.

Średnice zewnętrzne wirników można zmniejszyć o ok. 20%, bez znaczącego zmniejszenia sprawności pompy.

Średnicę d'_2 wyznaczamy na podstawie rozumowania przeprowadzonego w rozdz. 16 i wynikających z niego zależności (16.18) i (16.19):

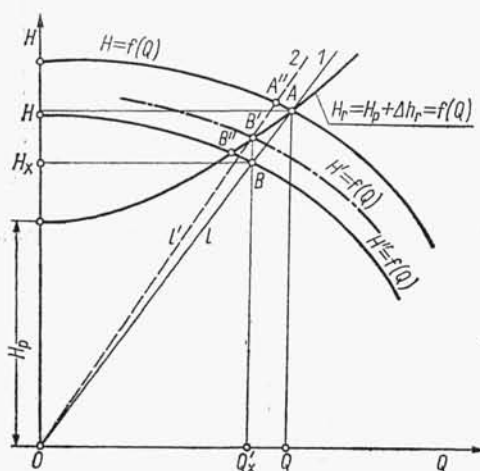
$$H_x/H = (d'_2/d_2)^2 \quad (22.2)$$

$$Q_x/Q = (d'_2/d_2)^2 \quad (22.3)$$

oraz ze wzoru wynikającego z ich połączenia

$$H_x/H = Q_x/Q \quad (22.4)$$

Obrazem zależności (22.4) jest na wykresie linia prosta przechodząca przez początek układu współrzędnych (rys. 22.11).



Rys. 22.11
Wyznaczenie średnicy stoczenia łopatek wirnika d'_2 w celu zmiany wartości parametrów pracy pompy

Chcąc zmniejszyć wydajność pompy z Q do Q'_x , prowadzimy z punktu A , określającego pierwotne parametry pracy pompy, prostą l do początku układu współrzędnych. W punkcie przecięcia prostej l z odnoszącą odciętą Q'_x otrzymamy żądany punkt pracy B o współrzędnych H'_x i Q'_x . Następnie średnicę stoczenia wirnika d'_2 obliczymy na podstawie wzorów (22.2) lub (22.3):

$$d'_2 = d_2 \sqrt{H_x/H} = d_2 \sqrt{Q'_x/Q} \quad (22.5)$$

Należy jednak pamiętać o tym, że pompa współpracuje z rurociągiem o charakterystyce $H_r = H_p + \Delta h_r = f(Q)$ i punktem pracy po obtoczeniu wirnika będzie punkt B'' o mniejszej wydajności niż żądana Q'_x , odpowiadająca punktowi B oraz B' . Zatem obtoczenie wirnika i charakteryzująca je krzywa $H'' = f(Q)$ byłyby nadmierne. Dla otrzymania żądanej wydajności Q'_x należy prostą l przesunąć przez punkt B' jako nowy punkt pracy pompy, a do wzoru (22.5) należy przyjąć wartości parametrów pracy odpowiadające punktom A'' i B' .

22.3.2. Regulacja parametrów pracy pompy przez zmianę prędkości obrotowej wirnika

Regulacja parametrów pracy pompy przez zmianę jej prędkości obrotowej należy do najbardziej sprawnych sposobów dostosowania pompy do zmieniających się warunków pracy układu pompowego. Przeszkodę do jej powszechnego stosowania stanowi przede wszystkim trudność regulacji obrotów silników napędzających, głównie elektrycznych silników asynchronicznych (patrz rozdz. 24).

Przy zmianie prędkości obrotowej n pompy ulegają zmianie wartości trzech podstawowych parametrów pracy: Q , H i P_w , co zostało wyczerpująco omówione w punktach 10 i 16. Na podstawie podobieństwa dynamicznego przepływu występują następujące zależności między parametrami pompy przy prędkościach obrotowych n_1 i n_2

$$Q_1/Q_2 = n_1/n_2 \quad (22.6)$$

$$H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2 = (Q_1/Q_2)^2 \quad (22.7)$$

$$P_1/P_2 = (n_1/n_2)^3 \quad (22.8)$$

Na podstawie tych zależności można wyznaczyć wartość prędkości obrotowej n_x dla zmienionych warunków pracy pompy.

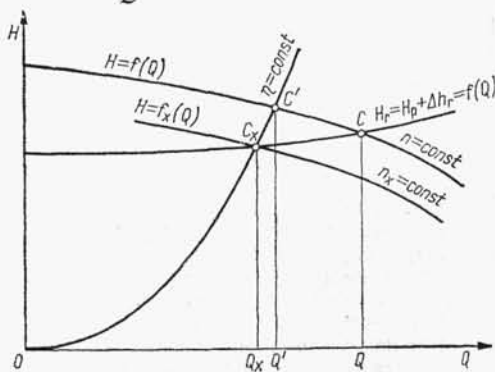
Na rys. 22.12 przedstawiono wykreślnie współpracę pompy o charakterystyce $H = f(Q)$ z rurociągiem o krzywej charakterystycznej $H_r = H_p + \Delta h_r = f(Q)$. Punkt przecięcia się obu krzywych C wyznacza pierwotne wartości parametrów pracy pompy.

Wyznaczenie prędkości obrotowej n_x dla żadanego natężenia przepływu Q_x pompy opieramy na zasadzie powinowactwa charakterystyk przepływu. Natężeniu przepływu Q_x odpowiada na charakterystyce przewodu punkt C_x , przez który prowadzimy charakterystykę przepływu $H = f_x(Q)$ dla prędkości obrotowej n_x . Następnie przez punkt C_x prowadzimy parabolę jednakowych warunków zasilania $\eta = \text{const}$, która przecina pierwotną charakterystykę pompy w punkcie C' : Odcięta tego punktu przedstawia natężenie przepływu Q' związane z natężeniem przepływu Q_x zależnością (22.5)

$$Q_x/Q' = n_x/n$$

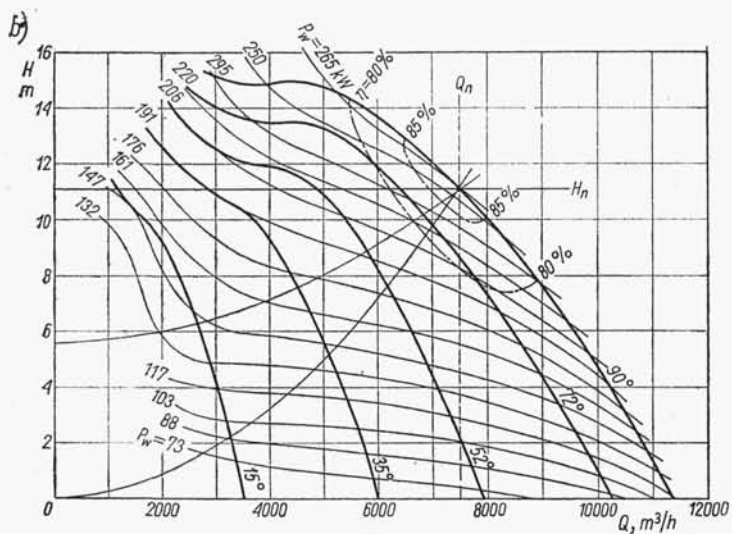
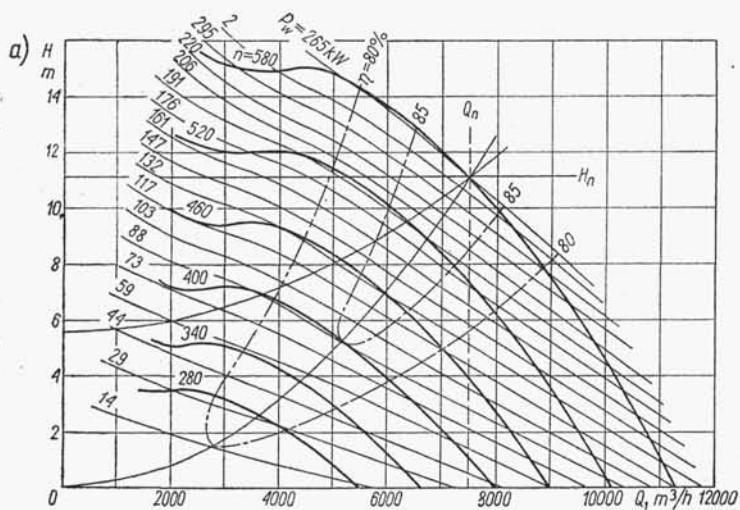
stąd

$$n_x = n \frac{Q_x}{Q'} \quad (22.9)$$

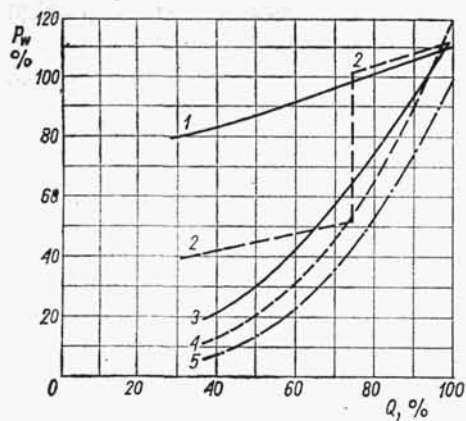


Rys. 22.12

Wyznaczenie prędkości obrotowej wirnika dla innych wartości parametrów pracy pompy



Rys. 22.13. Pagórki sprawności pompy diagonalnej: a) przy zmiennej prędkości obrotowej, b) przy regulacji wstępnym krętem



Rys. 22.14
Zapotrzebowanie mocy do napędu pompy przy różnych rodzajach regulacji; 1 — dławieniowej, 2 — silnikiem elektrycznym dwubiegowym, 3 — za pomocą sprzęgła hydrokinetycznego, 4 — silnikiem komutatorowym prądu przemiennego; 5 — regulacją prędkości obrotowej

Obliczając parametry odpowiadające podobnym warunkom przepływu, należy pamiętać o tym, że przy liniowej zmianie wydajności wraz ze zmianą prędkości obrotowej zmienia się jednocześnie wysokość podnoszenia do kwadratu stosunku $(n_1/n_2)^2$, a moc na wale do trzeciej potęgi $(n_1/n_2)^3$ wg wzorów (22.7) i (22.8).

Na podstawie przeprowadzonych prób pompy przy różnych prędkościach obrotowych jest wykonany pagórek sprawności (rys. 16.16 do 16.19), pozwalający na określenie zakresu prędkości obrotowych dla żadanego zakresu regulacji parametrów pracy pompy.

Na rys. 22.13a przedstawiono pagórek sprawności pompy diagonalnej przy zmianie prędkości obrotowej, zaś na rys. 22.13b pagórek sprawności tej samej pompy przy regulacji za pomocą wstępnego krętu.

Oceną sprawności poszczególnych sposobów regulacji parametrów pracy pomp może być wykreślne przedstawienie zapotrzebowania mocy (rys. 22.14).