

**Rys. 16.33.** Zależność współczynników przeliczeniowych  $f_Q$ ,  $f_H$  i  $f_\eta$  od parametrów pracy pompy podnoszącej wodę i od lepkości cieczy

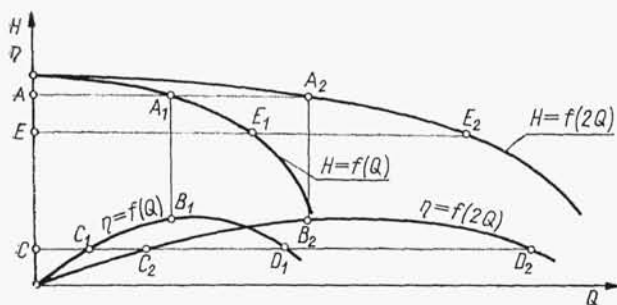
## 16.11. Charakterystyki współpracy pomp w układach

W eksploatacji pomp jedynie w małych urządzeniach są stosowane pompy pojedyncze. Przeważnie stosuje się układy złożone z dwu lub więcej pomp, w zależności od warunków pracy układu. W dalszych punktach omówimy najczęściej spotykane warianty współpracy pomp w układach i ich odzwierciedlenie na wykresach krzywych charakterystycznych.

### 16.11.1. Równoległa współpraca dwu lub większej liczby pomp

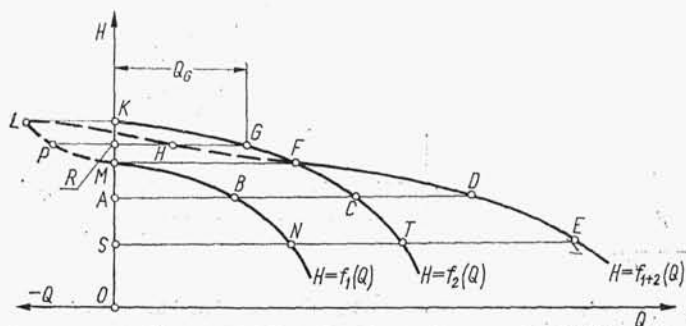
Weźmy pod uwagę dwie jednakowe pompy o identycznej charakterystyce przepływu  $H = f(Q)$ . Charakterystyki obu pomp pokrywają się (rys. 16.34). Przy współpracy równoległej pomp, tłoczących ciecz do wspólnego przewodu rurowego (kolektora) lub zbiornika, wydajności pomp sumują się. Sumując odcięte dla tych samych wysokości podnoszenia ( $AA_1 = A_1A_2$  itd.) otrzymamy krzywą charakterystyczną przepływu obu pomp  $H = f(2Q)$ . W podobny sposób możemy sporządzić wykres sprawności dla sumarycznej wydajności  $\eta = f(2Q)$ . Będzie ona równa sprawności każdej pompy.

W przypadku trzech i więcej pomp jednakowych, należałoby odkładać tę samą liczbę odcinków w kierunku osi odciętych.



Rys. 16.34. Krzywe równoległej współpracy dwu pomp o jednakowych charakterystykach

Na rys. 16.35 pokazano charakterystyki równoległej współpracy dwu różnych pomp wirowych o różnym przebiegu krzywych przepływu. Sposób otrzymania charakterystyki sumarycznej jest identyczny z poprzednim. Należy sumować odcięte obu charakterystyk, biorąc jednakże pod uwagę to, że przy wysokości podnoszenia  $H > OM$  krzywa charakterystyczna mniejszej pompy ( $MBN$ ) przechodzi na ujemną stronę przepływu (odcinek  $LM$ ). Tak więc przy sumowaniu odciętych obu charakterystyk należy wziąć pod uwagę znaki; powyżej rzędnej  $OM$  otrzymamy różnicę odciętych, tzn., iż w punkcie  $H$  krzywej sumarycznej o wysokości podnoszenia  $H = OR$  większa pompa ma wydajność  $Q_G$ , ale część tej cieczy, odpowiadająca odcinkowi  $PR$ , płynie przez mniejszą pompę w odwrotnym kierunku. Do zbiornika tłocznego jest dostarczana różnica odpowiadająca odcinkowi  $RH = RG - GH$ .



Rys. 16.35. Krzywe równoległej współpracy dwu pomp o różnych charakterystykach

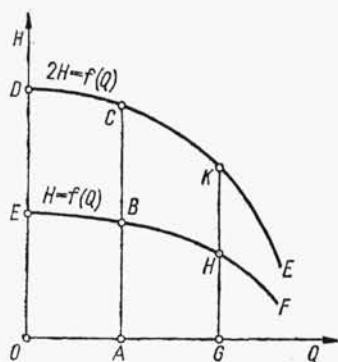
przy czym  $GH = PR$ . Oczywiście nie można dopuścić do przepływu wstecznego. Stosując na króćcu tłocznym mniejszej pompy zawór zwrotny nie dopuszczamy do wstecznego przepływu przez pompę mniejszą, która w takiej sytuacji pracuje przy  $Q = 0$  (zawór zwrotny jest dociskany w wyniku działania ciśnienia pochodzącego od pompy większej, spełniając zadanie zamkniętego zaworu odcinającego). Wypadkowa krzywa charakterystyczna przepływu będzie wtedy przebiegać wzdłuż linii  $KGFDE$ .

Równoległa współpraca pomp znajduje powszechne zastosowanie przy zmieniającym się natężeniu przepływu w układzie np. przy dostarczaniu wody pitnej do sieci wodociągowej, w obiegach wody ogrzewczej, w melioracji itp.

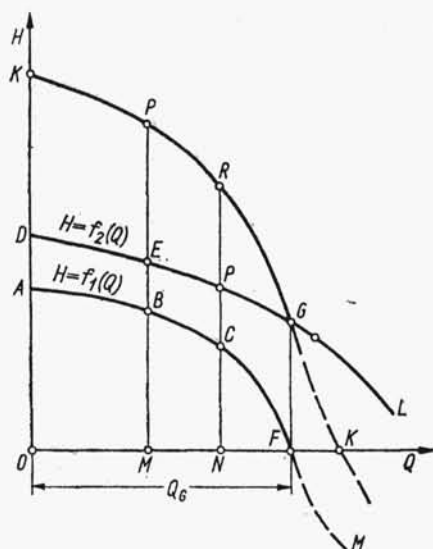
### 16.11.2. Szeregową współpracę pomp

Jeżeli połączymy szeregowo dwie jednakowe pompy o znanej charakterystyce przepływu, to obie pompy mają zawsze jednakową wydajność. Sumaryczną charakterystykę przepływu otrzymamy zatem sumując przy danej wydajności  $Q$  rzędne (rys. 16.36). W przypadku jednakowych pomp odkładamy w kierunku rzędnej jednakowe odcinki, np.  $OE = ED$ ,  $AB = BC$  itd. Należy tu brać pod uwagę to, że wysokość podnoszenia  $H$  każdej pompy jest równa pozostałym, ale ciśnienie na króćcu ssawnym drugiej i dalszych pomp jest równe ciśnieniu na króćcu tłocznym poprzedniej. Tak więc pompa następna pracuje przy większym ciśnieniu dolotowym, co należy uwzględnić przy obliczaniu i projektowaniu kadłuba pompy.

W przypadku dwu różnych pomp pracujących szeregowo (rys. 16.37) metoda wykreślenia sumarycznej charakterystyki jest taka sama, jak opisana uprzednio, z tym że przy wydajności większej od  $Q_G$  otrzymujemy wypadkową krzywą  $GK$  jako różnice rzędnych, gdyż krzywa  $AM$  przebiega poniżej osi  $Q$  na odcinku  $FM$ , przyjmując ujemne wartości  $H$  (patrz rys. 16.27).



Rys. 16.36. Krzywe charakterystyczne przepływu przy szeregowej współpracy dwu pomp o jednakowych charakterystykach



Rys. 16.37. Krzywe charakterystyczne przepływu przy szeregowej współpracy dwu pomp o różnych charakterystykach

Szeregową współpracę pomp stosuje się niekiedy w celu podwyższania ciśnienia w układach o długich rurociągach, np. w układach wodociągowych, rurociągach naftowych itp. Lepszym rozwiązaniem od szeregowego łączenia pomp jednostopniowych jest stosowanie pomp wielostopniowych.

### 16.11.3. Współpraca pompy z układem. Punkt pracy

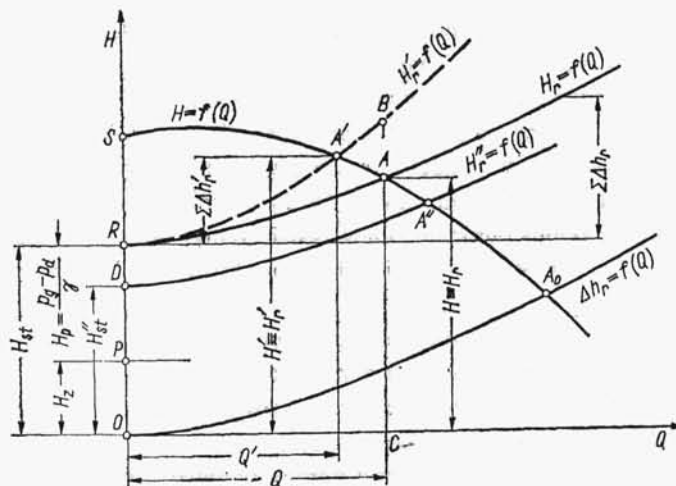
Pompa w zasadzie zawsze współpracuje z przewodem: tylko ssawnym, tylko tłocznym lub łącznie z oboma, tworząc razem *układ pompowy*. Zadaniem pompy w danym układzie jest podnoszenie cieczy na pewną wysokość geometryczną  $H_z$  przy pokonywaniu wysokości  $H_p$  różnicy ciśnień między zbiornikiem tłocznym a ssawnym oraz dynamicznych oporów przepływu przez przewody  $H_{dyn}$  (patrz rozdz. 3). Parametry pracy pompy współpracującej z danym układem, tylko w nielicznych przypadkach są jej parametrami nominalnymi, bowiem wynikają one ze współpracy z układem, a ich wartość zależy od warunków, jakie istnieją w tym układzie.

Rozpatrzmy układ pompowy jak na rys. 3.1. Krzywa  $H_r = f(Q)$  jest charakterystyką przewodu, przy czym  $H_r = H_{st} + H_{dyn}$ . Określa ona dla danego natężenia przepływu  $Q$  w przewodzie łączne opory, jakie musi pokonać pompa włączona w ten układ i mająca wydajność  $Q$  równą przepływowi przez przewód.

Statyczna wysokość  $H_{st}$  jest sumą wysokości geometrycznej  $H_z$  i wysokości przyrostu ciśnienia  $H_p$ . Statyczna wysokość nie zależy od natężenia przepływu  $Q$  i w danym układzie ma wartość stałą. Wysokość dynamiczna  $H_{dyn}$  jest sumą oporów przepływu  $\Sigma \Delta h_r$ , proporcjonalnych do kwadratu natężenia przepływu oraz wysokości prędkości

$$H_{dyn} = \sum \Delta h_r + \sum \frac{c^2}{2g} \quad (16.25)$$

Wysokość prędkości  $\sum \frac{c^2}{2g}$  ma najczęściej wartość pomijalnie małą, tak więc przyjmujemy  $H_{dyn} \approx \Sigma \Delta h_r$ .



Rys. 16.38. Współpraca pompy z przewodem i wyznaczenie punktu pracy

Wartość  $H_{dyn}$  zależy od kwadratu prędkości, czyli od kwadratu natężenia przepływu, a więc jest zmienna przy zmiennym przepływie  $Q$ .

Nanieśmy na rys. 16.38 charakterystykę pompy  $H = f(Q)$  i przewodu  $H_r = f(Q)$  z zachowaniem jednakowej podziałki na obu osiach współrzędnych. Punkt  $A$  przecięcia się charakterystyki pompy  $H = f(Q)$  z krzywą charakterystyczną przewodu  $H_r = f(Q)$  jest punktem pracy układu i jednocześnie określa parametry pracy pompy. Wynika to z równości natężenia przepływu przewodu z wydajnością pompy  $Q$ , której to wartości odpowiada jednocześnie wartość oporów przewodu  $H_r$  i wysokość podnoszenia pompy  $H$ .

Przy wzroście oporów przepływu w przewodzie (krzywa oporów  $H_r = f(Q)$ ) o wartość  $AB$  (przy dotychczasowej wydajności  $Q$ ) równowaga w układzie zostanie zachwiana, gdyż pompa nie jest w stanie wytworzyć nowej, większej wysokości podnoszenia  $CB$ . W konsekwencji nastąpi w układzie zmniejszenie przepływu do nowej wartości  $Q'$ , odpowiadającej nowemu punktowi pracy  $A'$ , w którym wysokość podnoszenia pompy  $H'$  znów będzie równa wysokości oporów przepływu  $H_r'$  w przewodzie. W ten sposób nastąpiło samorzutne dostosowanie się parametrów pracy pompy do warunków układu. Tę cechę pompy nazywamy *zdolnością do samoregulacji pompy wirowej*.

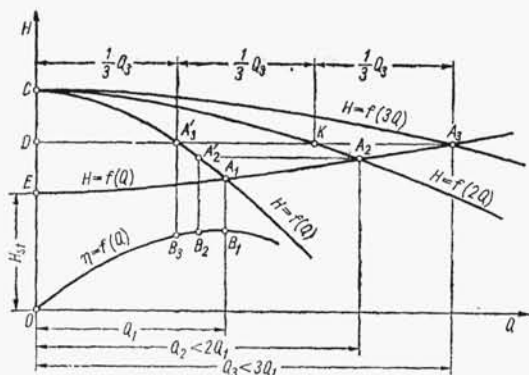
W przypadku zmiany np. zmniejszenia się statycznej wysokości podnoszenia  $H_{st}$  na wysokość  $H_{st}''$  (np. zmniejszono ciśnienie w zbiorniku tłocznym), krzywa przewodu zmieni swoje dotychczasowe położenie na nowe  $H_r'' = f(Q)$  przesuwając się równoległe w dół. Punkt przecięcia się  $A''$  obu charakterystyk określa nowe parametry pracy pompy.

Oczywiście mogą wystąpić oba wspomniane przypadki łącznie, ale tok rozumowania pozostanie nie zmieniony.

#### 16.11.4. Równoległa współpraca pomp zasilających wspólny przewód

Niech układ pompowy składa się z kilku, a w danym przypadku z trzech, jednakowych pomp połączonych równoległe i zasilających dany przewód (rys. 16.39). Charakterystyki pomp oraz przewodu są znane. Dla uproszczenia rozumowania pominiemy opory miejscowe w połączeniach pomp. W tym przypadku należy rozpatrzyć współpracę przewodu z sumaryczną charakterystyką przepływu wszystkich pomp. Charakterystykę sumaryczną sporządzamy w sposób podany w p. 16.11.1. W przecięciu z krzywą przewodu otrzymamy punkt pracy  $A_3$ . Prowadząc linię pomocniczą poziomą określimy wydajność każdej z trzech pracujących pomp. Będzie to w punkcie  $A'_3$ . Odnosząc linię pomocniczą w dół do  $B_3$ , określimy sprawność pompy. Przy pracy tylko dwu pomp punktem pracy będzie punkt  $A_2$ , zaś każda z pomp będzie pracować z wydajnością odpowiadającą punktowi  $A'_2$  i sprawnością odpowiadającą punktowi  $B_2$ .

Z analizy przeprowadzonej przy zmiennej liczbie pracujących pomp wynika, iż zmienia się wydajność oraz sprawność każdej z pomp. Przy projektowaniu pompy należy tak dobierać liczbę i parametry pracy pomp, aby każdorazowa sprawność była bliska sprawności optymalnej. Jak wynika z rys. 16.39 łączna wydajność trzech pomp jest mniejsza od trzykrotnej wydajności pompy pracującej pojedynczo. Różnica jest tym większa im bardziej stromo wznosi się krzywa oporów przewodu



Rys. 16.39. Równoległa współpraca jednakowych pomp połączonych z przewodem

$H_r = f(Q)$  oraz im większa jest liczba pomp. Istnieje zatem pewna graniczna liczba pomp, zależna również od przebiegu krzywej  $H_r = f(Q)$ , powyżej której dołączanie następnych pomp jest nieopłacalne.

Na rys. 16.40. przedstawiono równoległą współpracę pomp o różnych charakterystykach połączonych z przewodem. Współpraca takiego układu ma sens, jeżeli punkt przecięcia się  $A_3$  charakterystyki przewodu z krzywą sumaryczną przepływu  $H = f_3(Q)$  leży na prawo od punktu C. Na odcinku FC tylko pompa większa tłoczyłaby ciec do przewodu. Pompa mniejsza pracowałaby przy  $Q = 0$ , na skutek zamknięcia zaworu zwrotnego. Na rysunku podano sposób wykreślnego określenia wydajności i sprawności poszczególnych pomp jednocześnie pracujących.

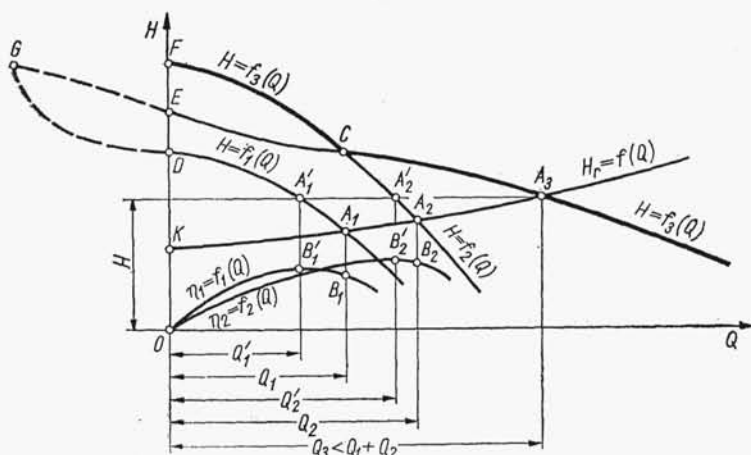
Obliczenie wypadkowej sprawności zespołu obu pomp przeprowadzimy wychodząc z równości wysokości podnoszenia poszczególnych pomp i układu

$$H_1 = H_2 = H \quad (16.26)$$

oraz łącznej mocy zespołu równej sumie mocy pobieranej przez poszczególne pompy

$$P_w = P_{w1} + P_{w2} \quad (16.27)$$

Odczytując z wykresów na rys. 16.40 wartości parametrów pracy pompy 1 w punkcie  $A'_1(Q'_1, H)$  i w punkcie  $B'_1$  (sprawność  $\eta_1$ ) przy zmierzonym poborze mocy  $P_{w1}$



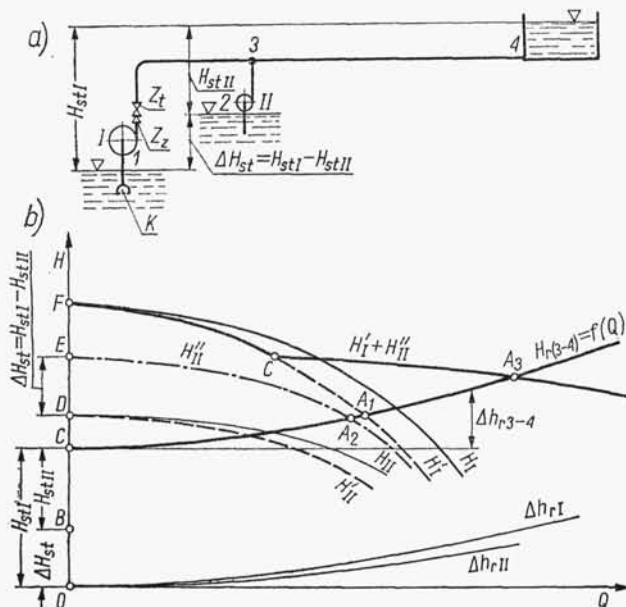
Rys. 16.40. Równoległa współpraca dwu pomp różnej wielkości połączonych z przewodem

oraz wartości parametrów pracy pompy 2 w punkcie  $A'_2(Q'_2, H)$  i w punkcie  $B'_2$  (sprawność  $\eta_2$ ) przy zmierzonej pobieranej mocy  $P_{w2}$ , możemy obliczyć moce z zależności

$$P_{w1} = \frac{\gamma Q'_1 H}{\eta_1}; \quad P_{w2} = \frac{\gamma Q'_2 H}{\eta_2}; \quad P_w = \frac{\gamma (Q'_1 + Q'_2) H}{\eta} \quad (16.28)$$

Po podstawieniu tych mocy do równania (16.27), skróceniu i przekształceniu, otrzymamy zależność określającą wypadkową sprawność zespołu

$$\eta = \frac{\gamma (Q'_1 + Q'_2) \eta_1 \eta_2}{Q'_1 \eta_2 + Q'_2 \eta_1} \quad (16.29)$$



**Rys. 16.41.** Równoległa współpraca pomp I i II połączonych z przewodem przy uwzględnieniu oporów przepływu w obrębie poszczególnych układów pomp: a) schemat układu, b) wykreślenie punktu pracy układu;  $Z_z$  — zawór zwrotny,  $Z_t$  — zasuwka,  $K$  — kosz ssawny

Rozpatrzmy układ pompowy przedstawiony na rys. 16.41a. Każda z pomp ma własny przewód ssawny, niezbędną armaturę i przewód tłoczny prowadzący do węzła 3. W celu określenia punktu pracy pomp z przewodem 3—4 należy połączyć równoległe charakterystyki układów każdej pompy (układem pompy I są przewody od 1 do 3, a pompy II — przewody 2—3), „sprowadzając” je do punktu 3, w którym to punkcie ciśnienie dla obu elementarnych układów jest wspólne.

Przy znanych oporach  $\Delta h_{rI}$  i  $\Delta h_{rII}$  przewodów 1—3 i 2—3, należy wykreślić odjąć je od charakterystyk pomp  $H_I = f(Q)$  i  $H_{II} = f(Q)$ . Otrzymamy wówczas charakterystyki „netto”  $H'_I$  i  $H'_{II}$  (rys. 16.41b).

Następnie wykreślamy krzywą przewodu 3—4 ( $H_{r3-4} = f(Q)$ ) przyjmując  $H_{stI}$ . Ponieważ pompa II ma mniejszą statyczną wysokość pompowania należy jej charakterystykę  $H_{II}$  przesunąć do góry o różnicę  $\Delta H_{st} = H_{stI} - H_{stII}$ . Nową charakterystykę oznaczmy  $H''_{II}$ . Obie charakterystyki  $H'_I$  i  $H''_{II}$  sumujemy wg uprzednio

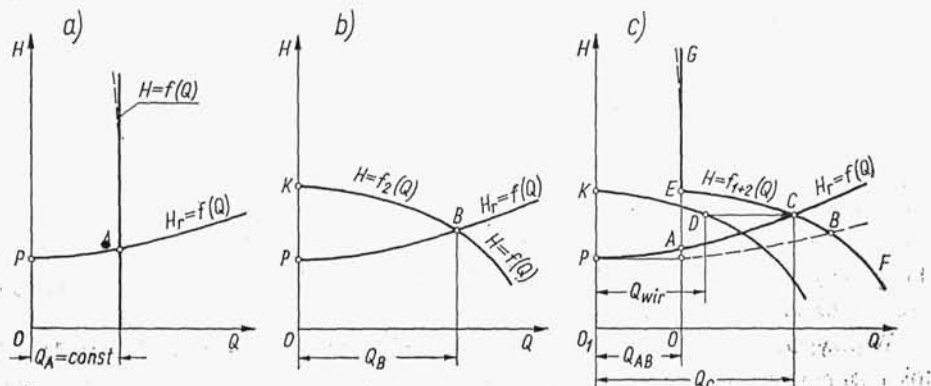


omówionej metody. Przecięcie charakterystyk przewodu i sumarycznej pomp  $H'_I + H''_{II}$  w punkcie  $A_3$  określa parametry pracy układu.

W innym rozwiązaniu przy wykreślaniu krzywej przewodu 3—4 i przyjęciu  $H_{stII}$  należałoby następnie przesunąć w dół charakterystykę  $H_I$  o różnicę  $\Delta H_{st}$  i dalej postępować w opisany sposób.

#### 16.11.5. Współpraca równoległa pompy wyporowej i wirowej z przewodem

Przy znanej charakterystyce pompy wyporowej (rys. 16.42a) oraz wirowej (rys. 16.42b) tworzymy sumaryczną charakterystykę współpracy (rys. 16.42c), sumując odcięte obu charakterystyk. Wykreślamy następnie krzywą charakterystyczną oporów przewodu  $H_r = H_{st} + H_{dyn} = f(Q)$  i w przecięciu charakterystyk w punkcie  $C$  otrzymamy parametry pracy układu. Oczywiście jest, że pompa wyporowa nie zmienia (teoretycznie) wydajności, gdy pracuje sama lub wspólnie z pompą wirową. Łączenie równoległe pompy wyporowej i wirowej ma sens przy położeniu punktu pracy w obszarze  $EF$ . Ze względu na dużą różnicę wydajności pomp wyporowych i wirowych równoległą ich współpracę stosuje się rzadko, tylko w przypadkach koniecznych.

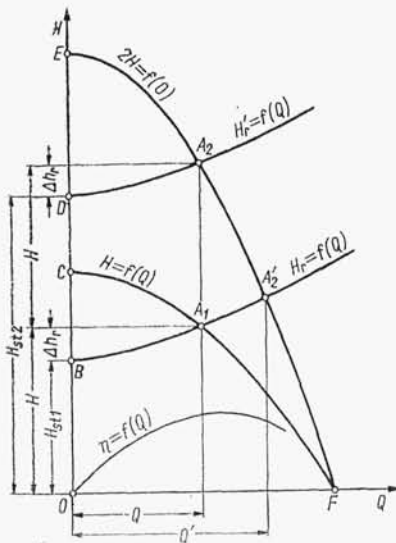


Rys. 16.42. Równoległa współpraca pompy wyporowej i wirowej: a) charakterystyka pompy wyporowej, b) charakterystyka pompy wirowej, c) krzywa równoległej współpracy obu pomp

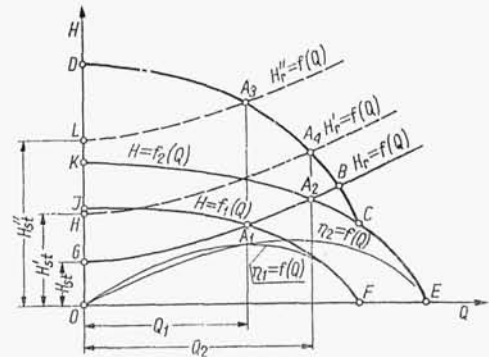
#### 16.11.6. Szeregowa współpraca pomp w układzie

Charakterystyki układu złożonego z dwu jednakowych pomp szeregowo połączonych o znanej charakterystyce przepływu  $H = f(Q)$  oraz z przewodu o krzywej charakterystycznej  $H_r = H_{st} + H_{dyn} = f(Q)$  są przedstawione na rys. 16.43. Przy pracy jednej pompy parametry jej określają współrzędne punktu  $A_1$ . Przy jednoczesnej pracy obu pomp w nie zmienionym układzie pompowym nowym punktem pracy będzie punkt  $A'_2$ , o niewielkim wzroście wydajności z  $Q$  na  $Q'$ . Takie rozumowanie jest niewłaściwe, gdyż nie mielibyśmy żadnego przyrostu statycznej wysokości podnoszenia  $H_{st}$ , a przecież celem szeregowego łączenia pomp jest zwiększenie wysokości podnoszenia. Należy postawić pytanie: o ile można zwiększyć statyczną wysokość podnoszenia w danym układzie przy żądanej wydajności? Przyjęto niezmienną wydajność  $Q$  przy pracy obu pomp (rys. 16.43). Prowadząc pionową z punktu  $A_1$  do góry, otrzymamy punkt  $A_2$ , który jest nowym punktem pracy na





Rys. 16.43. Szeregowa współpraca dwóch jednakowych pomp wirowych zasilających układ



Rys. 16.44. Szeregowa współpraca dwóch różnych pomp wirowych zasilających układ

sumarycznej charakterystyce. Przez ten punkt powinna przebiegać charakterystyka przewodu, którą należy w tym celu przesunąć do góry o odcinek  $A_1 A_2$ . Nowa krzywa  $H' = f(Q)$  wyznaczy na osi rzędnych nową wartość statycznej wysokości podnoszenia  $H_{st2}$ , jaką możemy uzyskać w układzie przy wydajności  $Q$ . Przy tym założeniu statyczna wysokość podnoszenia zwiększy się o  $\Delta H_{st} = H_{st2} - H_{st1}$  i to właśnie jest efektem szeregowego połączenia pomp. Miarą korzyści wynikających z szeregowego łączenia jest stosunek strat przepływu do statycznej wysokości podnoszenia  $\Delta h_r / H_{st}$ . Przy pracy obu pomp stosunek wynosi  $\Delta h_r / H_{st2}$  i jest mniejszy od stosunku  $\Delta h_r / H_{st1}$  przy pracy jednej pompy.

W przypadku szeregowego połączenia dwóch różnych pomp wirowych (rys. 16.44) tok rozumowania będzie podobny. Dodając rzędne dwu charakterystyk przepływu, otrzymamy sumaryczną charakterystykę  $DCE$ . Charakterystyka przewodu powinna przeciąć sumaryczną krzywą w przedziale  $DC$ , gdyż poniżej punktu  $C$  współpraca będzie nieekonomiczna. Dodatkowym ujemnym zjawiskiem współpracy jest niemożność pracy pomp przy ich optymalnych punktach sprawności, co jest zrozumiałe, gdyż odpowiadają one różnym wartościom  $Q$  ( $Q_1$  albo  $Q_2$ ), podczas gdy wydajność obu musi być ta sama.

Z tych względów współpraca szeregowo różnych pomp nie jest zalecana.

Obliczenie wypadkowej sprawności zespołu obu pomp przeprowadzimy wychodząc z równości wydajności wypadkowej i poszczególnych pomp oraz mocy wypadkowej równej sumie pobieranych mocy przez poszczególne pompy. Tak więc

$$Q = Q_1 = Q_2 \quad (Q_1 \text{ na rys. 16.44 ma inne znaczenie}) \quad (16.30)$$

oraz

$$P_w = P_{w1} + P_{w2} \quad (16.31)$$

Przyjmując punkt  $A_4$  (na rys. 16.44) za punkt pracy układu i prowadząc przez niego prostą pionową w dół, odczytamy na odpowiednich krzywych wartości poszczegól-

nych parametrów  $Q$ ,  $H$ , i  $\eta$  dla rozpatrywanych pomp. Podstawiając te wartości do wzorów na moc, ułożymy równania

$$P_{w1} = \frac{\gamma Q H_1}{\eta_1}; \quad P_{w2} = \frac{\gamma Q H_2}{\eta_2}; \quad P_w = \frac{\gamma Q (H_1 + H_2)}{\eta} \quad (16.32)$$

Po podstawieniu tych mocy do równania (16.31) oraz po skróceniu i przekształceniu otrzymamy zależność określającą wypadkową sprawność zespołu

$$\eta = \frac{(H_1 + H_2) \eta_1 \eta_2}{H_1 \eta_2 + H_2 \eta_1} \quad (16.33)$$

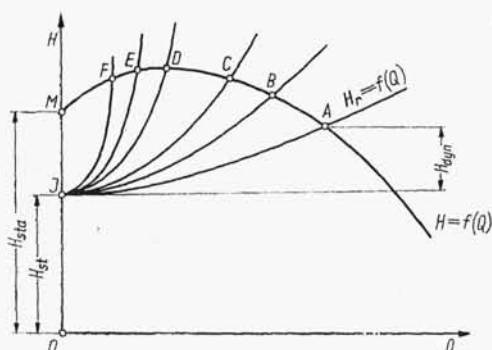
Należy tu nadmienić, że szeregową współpracę pompy wyporowej i wirowej jest wręcz bezcelowa, jeżeli uświadomimy sobie, iż krzywa charakterystyczna pompy wyporowej jest linią pionową. Z racji działania pompy wyporowej narzucone byłyby warunki jej pracy.

#### 16.11.7. Współpraca pompy wirowej o niestatecznej charakterystyce przepływu z układem

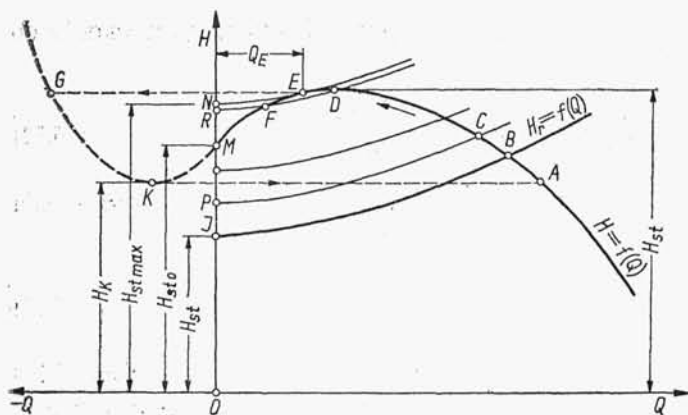
Na rys. 16.45 przedstawiono charakterystykę niestateczną  $AM$  pompy współpracującej z przewodem o charakterystyce  $JA$ . Odcinek  $DM$  krzywej charakterystycznej przepływu nazywamy *niestatecznym*. Rozpatrzmy poniżej kilka przykładów współpracy pompy z przewodem.

Jeżeli zaczniemy dławić przepływ w układzie (a więc zmniejszać wydajność pompy) za pomocą zaworu, wówczas zwiększają się opory dynamiczne  $H_{dyn}$  przewodu. Punkt pracy zacznie przesuwać się z  $A$  do  $B$  i  $C$ , osiągając położenie w punkcie  $D$ , określające maksymalną wysokość podnoszenia pompy. Przy dalszym dławieniu punkt pracy przesunie się do punktów  $E$  i  $F$ , przy czym nie wystąpią żadne zmiany wahania parametrów, praca pompy będzie stateczna na całej długości krzywej  $ADM$ . Dzięki temu, przy opracowaniu charakterystyki, na stanowisku próbnym pracy można przeprowadzić pomiary parametrów pracy.

Założmy teraz, że nasz układ w postaci długiego rurociągu tłocznego, powietznika tłocznego lub kotła parowego (pod ciśnieniem) stanowi pewnego rodzaju zasobnik energii. Jeżeli odbiór wody z układu będzie mniejszy od wydajności pompy, będzie ona dążyć do wypełnienia układu, powodując powolny wzrost ciśnienia, czyli wzrost statycznej wysokości podnoszenia układu. Krzywa przewodu będzie



**Rys. 16.45**  
Krzywe pracy pompy o niestatecznej charakterystyce przepływu w przypadku zmieniającej się dynamicznej wysokości podnoszenia  $H_{dyn}$  układu

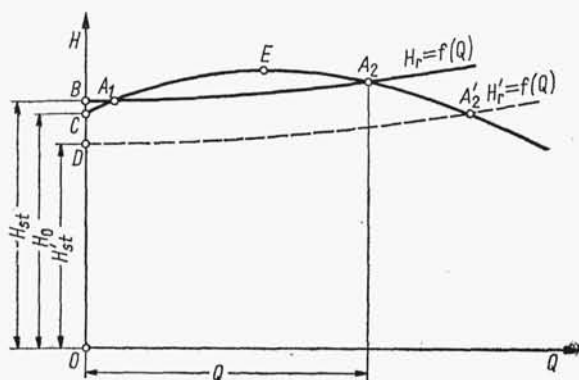


**Rys. 16.46.** Krzywe pracy pompy o niestatecznej charakterystyce w układzie o dużej pojemności energii ciśnienia

zatem wznosić się do góry, jak to pokazano na rys. 16.46, i punkt pracy  $B$  będzie przesuwając się po charakterystyce pompy aż do punktu  $E$  styczności obu krzywych. Układ osiągnie maksymalną statyczną wysokość podnoszenia  $H_{stmax}$ . Od tej chwili rozpoczyna się niestateczna praca pompy, ponieważ jeżeli odprowadzanie wody z układu jest w dalszym ciągu mniejsze od wydajności pompy  $Q_E$ , powinno w układzie wzrastać ciśnienie i krzywa rurociągu powinna podnosić się do góry. To jest jednak niemożliwe, gdyż wysokość podnoszenia  $H$ , jaką zdolna jest wytworzyć pompa, jest mniejsza, a więc nie może ona pokonać oporów układu. Następuje przepływ wsteczny, czyli ujemny (przy braku zaworu zwrotnego). Punkt pracy z  $E$  przemieszcza się na ujemną gałąź charakterystyki pompy w miejsce  $G$  (w przybliżeniu). W dalszej kolejności ciśnienie statyczne w układzie maleje do wartości  $H_K$ , podczas gdy punkt pracy przesuwa się z  $G$  do  $K$ . W tej chwili następuje nagłe przemieszczenie punktu pracy na dodatnią część charakterystyki z  $K$  do  $A$ , pompa pracuje normalnie i opisany proces rozpoczyna się od nowa. W ten sposób następuje okresowa zmiana wydajności z dodatniej na ujemną i odwrotnie, odpowiadająca na charakterystyce obiegu punktu pracy po zamkniętym obwodzie  $EGKAE$ , zgodnie z oznaczeniem strzałek na rysunku. Częstotliwość obiegów zależy od pojemności energetycznej układu.

Jeżeli począwszy od chwili pracy w punkcie  $E$  nastąpi zwiększenie odprowadzenia wody z układu większe od wydajności  $Q_E$ , wówczas ciśnienie w układzie zacznie maleć. Ale pompa chcąc dostosować wydajność do zwiększającego się przepływu zwiększy swoją wysokość podnoszenia. Ponieważ nie wystąpi równość oporów przepływu i wysokości podnoszenia pompy, nie nastąpi stan równowagi pracy pompy w układzie, lecz gwałtowny przeskok punktu pracy z  $E$  na drugą stronę krzywej do punktu  $D$ .

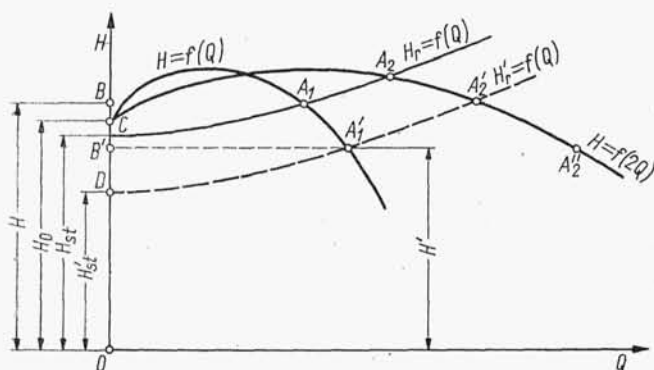
Niestateczna charakterystyka pompy może niekiedy uniemożliwić jej uruchomienie. Weźmy pod uwagę układ przedstawiony na rys. 16.47. Przecięcie się obu krzywych wyznacza punkt pracy  $A_2$  i w tym punkcie pompa może pracować z zupełną statecznością. Natomiast uruchomienie pompy w tak przedstawionym układzie nie jest możliwe, gdyż w chwili włączenia pompy przy  $Q=0$  może ona osiągnąć wysokość podnoszenia  $H_0$ , podczas gdy opór przewodu (przy  $Q=0$ ) równy  $H_{st}$



Rys. 16.47. Krzywe współpracy pompy o niestatecznej charakterystyce z układem w chwili uruchomienia pompy

jest większy od tej wysokości. Nie nastąpi więc otwarcie zaworu zwrotnego i zwiększenie wydajności. W celu uruchomienia pompy należy obniżyć statyczne ciśnienie w układzie tak, aby punkt  $B$  znalazł się poniżej punktu  $C$ , np. w punkcie  $D$ . Krzywa oporów przewodu osiągnie położenie  $H'_r = f(Q)$ . Wtedy nastąpi normalne uruchomienie pompy i osiągnięcie parametrów w punkcie  $A'_2$ . Po ustaleniu się pracy pompy można podwyższyć ciśnienie statyczne  $H'_st$  do normalnej wartości  $H_{st}$ .

Podobne trudności występują w układzie równolegle połączonych pomp (rys. 16.48) o niestatecznych charakterystykach, współpracujących z przewodem,  $H_r = H_{st} + H_{dyn} = f(Q)$ .

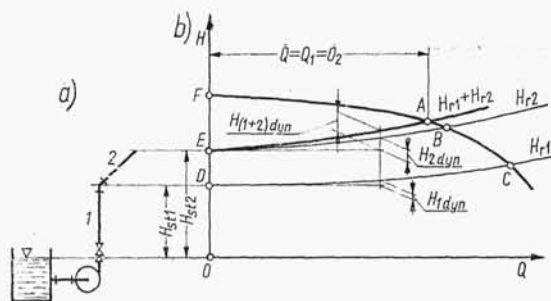


Rys. 16.48. Krzywe współpracy dwu pomp o niestatecznych charakterystykach w chwili uruchomienia drugiej pompy

Przy pracującej jednej pompie wysokość ciśnienia  $H$  w przewodzie określa punkt pracy  $A_1$ . Jeżeli chcemy włączyć do pracy drugą pompę, nie będzie to możliwe, gdyż jej wysokość podnoszenia przy  $Q=0$  wynosi  $H_0$  i jest mniejsza od wysokości ciśnienia  $H$  w układzie. Należy zatem obniżyć ciśnienie statyczne w przewodzie tak, aby chwilowy punkt pracy  $A'_1$  odpowiadał ciśnieniu  $H'$  mniejszemu od  $H_0$ . Można wtedy włączyć do współpracy drugą pompę, a następnie podwyższyć ciśnienie statyczne  $H'_st$  do pierwotnej wartości  $H_{st}$ .

### 16.11.8. Współpraca pompy z przewodem złożonym z odcinków o różnych charakterystykach

Na rys. 16.49a przedstawiono układ pompy współpracującej z przewodem złożonym z odcinków 1 i 2. W celu określenia punktu pracy pompy z układem należy sporządzić sumaryczny wykres oporów obu odcinków. Otrzymuje się go przez sumowanie oporów dynamicznych obu odcinków przy tym samym natężeniu przepływu (rys. 16.49b). Punkt przecięcia sumarycznego wykresu oporów przewodów z charakterystyką pompy jest punktem pracy.



Rys. 16.49. Krzywe współpracy pompy z przewodem złożonym z dwu różnych odcinków: a) schemat układu, b) krzywe charakterystyczne

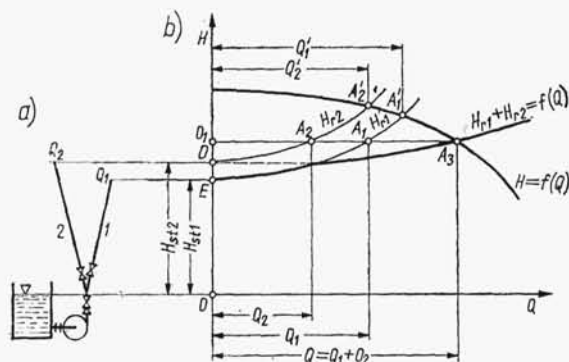
### 16.11.9. Współpraca pompy z dwoma równoległymi przewodami o różnej statycznej wysokości

Układ taki jest przedstawiony na rys. 16.50. Wykreślone krzywe przewodów 1 i 2 należy zsumować, dodając wartość odciętych przy tej samej wysokości  $H$ , np.  $O_1 A_3 = O_1 A_1 + O_1 A_2$ . Punkt pracy  $A_3$  określa wydajność pompy. Wykres umożliwia określenie natężenia przepływu  $Q_1$  i  $Q_2$  w każdym przewodzie.

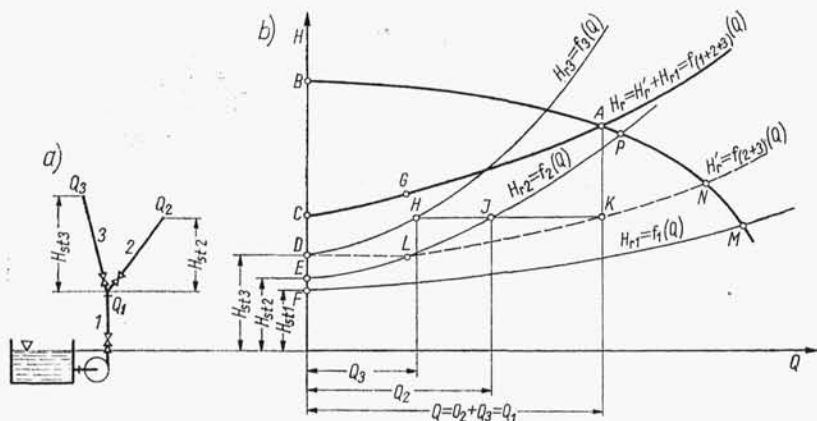
### 16.11.10. Współpraca pompy z układem o przewodzie rozgałęziającym się

Bardziej złożony układ, niż uprzednio omówione, jest przedstawiony na rys. 16.51a. W celu otrzymania sumarycznej charakterystyki oporów układu należy:

— dodać do siebie krzywe oporów odcinków 2 i 3 pracujących równolegle wg podanego sposobu na rys. 16.50;



Rys. 16.50. Krzywe współpracy pompy z dwoma równoległymi przewodami: a) schemat układu, b) krzywe charakterystyczne



**Rys. 16.51.** Krzywe współpracy pompy z układem złożonym z trzech odcinków: a) schemat układu, b) krzywe charakterystyczne

— otrzymany 'wypadkowy' wykres  $H_r' = f_{(2+3)}(Q)$  należy zsumować z wykresem odcinka 1  $H_{r1} = f_1(Q)$  wg metody podanej na rys. 16.49;

— wypadkowy wykres układu  $H_r = H_r' + H_{r1} = f_{(1+2+3)}(Q)$  przetnie charakterystykę pompy w punkcie A, określającym punkt pracy pompy, wykres umożliwia jednocześnie określenie natężenia przepływu przez wszystkie odcinki przewodów układu.

W przedstawionych układach pomp dla uproszczenia rozważań pominięto opory przepływu w rurociągach ssawnych. Uwzględnienie ich nie przedstawia większych trudności.