

Zjawisko kawitacji występuje w maszynach i urządzeniach przepływowych, a więc w pompach, turbinach wodnych, zaworach, zasuwach, dyszach i zwężkach pomiarowych i wszędzie tam, gdzie następuje przepływ cieczy. Intensywność występowania kawitacji zależy od bardzo wielu czynników, głównie od prędkości cieczy, kształtu kanałów przepływowych, temperatury cieczy i wysokości ciśnienia parowania. Pewien wpływ hamujący na przebieg niszczącego zjawiska kawitacji ma zawartość gazów rozpuszczonych w cieczy.

Niszczenie materiału w wyniku kawitacji ma charakter mechaniczny, ale występuje przy tym korozja elektrochemiczna, nawet jeżeli przepływająca ciecz wykazuje właściwości mało agresywne. Należy to tłumaczyć niszczeniem warstwy ochronnej, jaka tworzy się na powierzchni ścian, przez uderzenia cieczy, jak również przeszkadzanie w tworzeniu się nowej warstwy ochronnej.

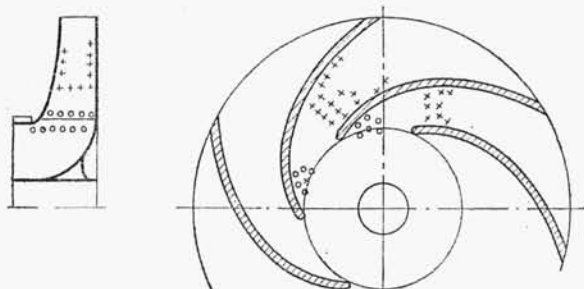
Kawitacja występuje głównie w pompach wirowych. W pompach wyporowych występuje rzadziej ze względu na stosunkowo małe prędkości przepływającej cieczy. Z tych względów zostanie omówiona przede wszystkim kawitacja w pompach wirowych.

18.2. Kawitacja w pompach wirowych

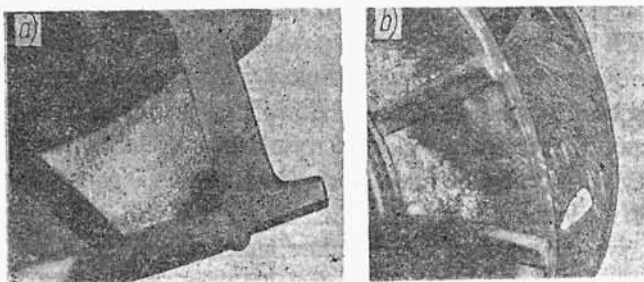
Kawitacja występuje we wszystkich rodzajach pomp wirowych, przy czym podatność na jej występowanie wzrasta wraz ze zwiększaniem się wyróżnika szybkoobrotowości n_{sQ} . Jest to zupełnie zrozumiałe, jeżeli zauważymy, że wraz ze wzrostem n_{sQ} pompy wzrastają prędkości cieczy w kanałach pompowych.

18.2.1. Miejsca występowania kawitacji

Pęcherzyki parowo-gazowe powstają w pompie każdego z rodzajów, w obszarze najniższego ciśnienia, a więc najczęściej w obszarze wlotowym wirnika tuż przed lub na wlocie na łopatki (rys. 18.3). Zanikanie pęcherzyków powodujące niszczenie materiału występuje w kanałach międzyłopatkowych wirnika lub na wewnętrznej stronie ścian bocznych. Na przedstawionych zdjęciach pokazano miejsca występowania i wielkość zniszczeń kawitacyjnych. Na rys. 18.4 pokazano wyniki działania kawitacji w wirniku żeliwnym pompy odśrodkowej do cieczy zanieczyszczonych



Rys. 18.3. Miejsca występowania kawitacji w pompie odśrodkowej; o — powstawanie pęcherzyków, + — zanikanie pęcherzyków

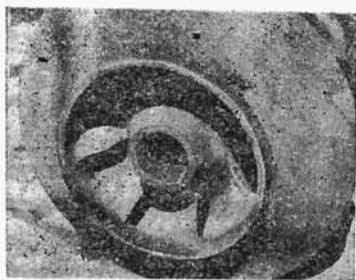


Rys. 18.4. Przykład niszczącego działania kavitacji w wirniku pompy odśrodkowej do ścieków: a) wżery na biernej stronie łopatki, b) wżery na powierzchni ścian bocznych wirnika (fot. autora)

(ścieków). Na rys. 18.4a są widoczne wżery kavitacyjne na biernej powierzchni łopatki w połowie jej długości, na rys. 18.4b widać zniszczoną powierzchnię wewnętrzną ściany bocznej przedniej tego wirnika oraz powierzchnię zewnętrzną tylnej ściany również ze śladami zniszczeń kavitacyjnych.

Na rys. 18.5 przedstawiono wirnik dwustrumieniowy pompy odśrodkowej wykonany z brązu. Wżery kavitacyjne na łopatkach i ścianie bocznej wirnika przechodzą na wylot ścianek.

Na rys. 18.6, przedstawiającym wirnik odśrodkowy, widać wyraźną granicę, od której rozpoczęło się niszczące działanie kavitacyjne.



Rys. 18.5. Zniszczony przez kavitację wirnik pompy odśrodkowej z dwustronnym wlotem do wody czystej pitnej (fot. autora)

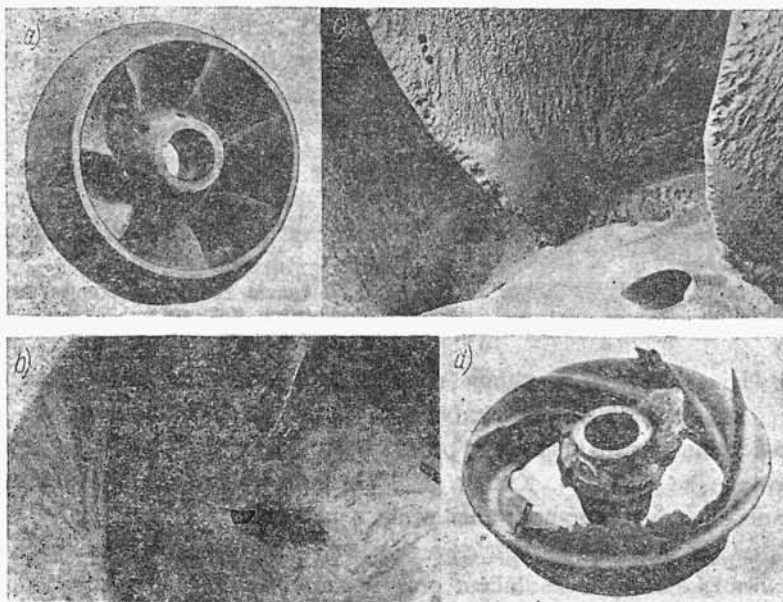


Rys. 18.6. Wirnik pompy odśrodkowej zniszczony przez kavitację; na ścianie widoczna granica, poza którą występuje niszczenie powierzchni (fot. autora)

Interesujące skutki działania kavitacji pokazano na rys. 18.7, przedstawiającym wirnik pompy diagonalnej typu 60D, pracującej na ujęciu poddennym wodociągu miejskiego, po jednorocznej pracy. Na rys. 18.7b są widoczne wżery kavitacyjne przechodzące przez łopatkę o grubości 12 mm na wylot. Na rys. 18.7c pokazano głębokie (do 20 mm) wżery w piaście wirnika, w formie rowka zaczynającego się tuż przy krawędzi wlotowej. Na rys. 18.7d pokazano wirnik pompy diagonalnej całkowicie zniszczony po 3 latach eksploatacji.

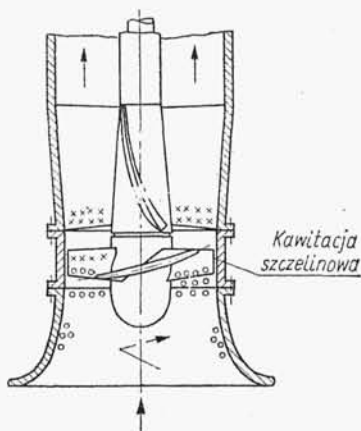
Miejsce działania kavitacji w pompach śmigłowych przedstawiono schematycznie na rys. 18.8. Pęcherzyki zanikają niekiedy dopiero za wirnikiem.

W przypadku kierownicy odśrodkowej ułopatkowanej pęcherzyki zanikają czasami na krawędziach wlotowych łopatek. Jeżeli na wirniku *obszar niszczącego działania*

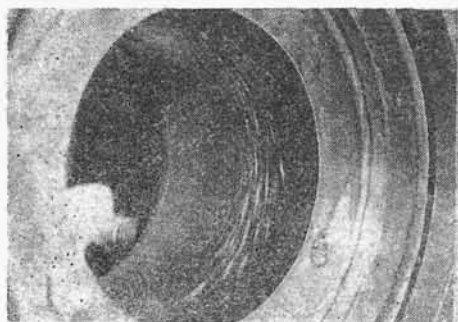


Rys. 18.7. Wirnik pompy diagonalnej typu 60 D pracującej na ujęciu poddennym wodociągu miejskiego, produkcji Warszawskiej Fabryki Pomp: a) widok ogólny wirnika po jednorocznej pracy, b) wżery kawitacyjne na łopatkach, c) wżery kawitacyjne w piasku, d) taki sam wirnik zniszczony zupełnie po 3 latach eksploatacji (fot. autora)

kawitacji, tzn. zanikania pęcherzyków pary, jest stosunkowo rozległy, to w przypadku łopatek kierowniczych stwierdzono wżery kawitacyjne tylko w pobliżu krawędzi wlotowych łopatek. Zjawisko to należy tłumaczyć następująco. Przy zbliżaniu się łopatki wirnika do krawędzi łopatki kierownicy następuje na jej krawędzi gwałtowny wzrost ciśnienia i zanikanie pęcherzyków, połączone z działaniem niszczącym. Po przepłynięciu kanału międzyłopatkowego wirnika nowa porcja pęcherzyków dopływa do krawędzi łopatki kierownicy. Tak więc zanikanie pęcherzyków ma charakter miejscowy (tuż przy krawędzi wlotowej), a częstotliwość zanikania jest równa iloczynowi obrotów wirnika pompy przez liczbę łopatek wirnika. Należy ponadto podkreślić, że — z powodu wielkiej częstotliwości występowania zjawiska — działania niszczące kawitacji na krawędzi łopatki kierownicy są większe niż na wirniku.



Rys. 18.8
Miejsca kawitacji w pompie śmigłowej; o — powstawanie pęcherzyków parowo-gazowych, x — zanikanie pęcherzyków

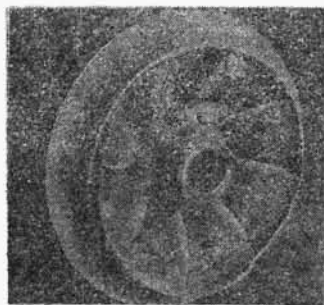


Rys. 18.9

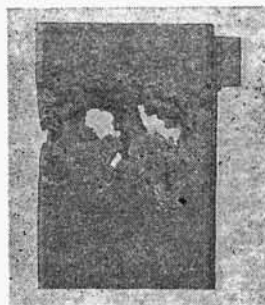
Kawitacja w kanale zbiorczym pompy do ścieków sanitarnych (fot. autora)

Niszczące działanie kawitacji występuje również na powierzchni wewnętrznej kanału zbiorczego oraz w kadłubie pompy. Na rys. 18.9 pokazano liczne wżery kawitacyjne na powierzchni kanału zbiorczego pompy odśrodkowej do ścieków, której wirnik przedstawiono na rys. 18.4. Kształt gładkich żłobków powstał w wyniku wtórnego działania erozyjnego pompowanej wody z piaskiem.

Na specjalną uwagę zasługuje *kawitacja szczelinowa*, występująca w szczelinach między szyjką wirnika pompy a kadłubem oraz w szczelinie między wirującymi



Rys. 18.10. Wirnik pompy diagonalnej z szyjką zniszczoną przez kawitację szczelinową (fot. autora)



Rys. 18.11. Wycinek kadłuba (komory wirnika) pompy śmigłowej zniszczonego przez kawitację szczelinową; grubość ścianki kadłuba 25 mm, czas pracy pompy 6 miesięcy

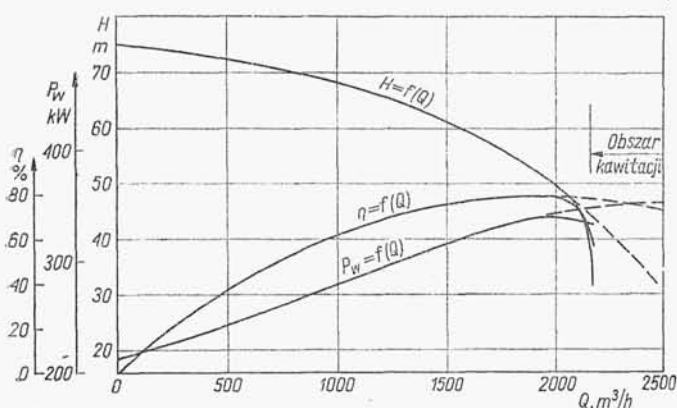
łopatkami a kadłubem w pompie śmigłowej. Na rys. 18.10 przedstawiono wirnik pompy diagonalnej ze zniszczoną przez kawitację szyjką, zaś na rys. 18.11 wycinek kadłuba cylindrycznego pompy śmigłowej w obrębie wirowania łopatek, ze zniszczeniem ścianki o grubości 25 mm po półrocznej pracy pompy.

18.2.2. Wpływ kawitacji na pracę pompy wirowej

W pierwszym stadium, tzw. *zaczątkowej kawitacji*, gdy zaczynają się tworzyć niewielkie pęcherzyki parowo-gazowe, co nie wpływa ujemnie na pracę pompy, a nawet zdaniem niektórych badaczy, powoduje nieznaczny wzrost sprawności, tłumaczony zmniejszeniem się oporów tarcia cieczy o ścianki.

W drugim stadium, tzw. *rozwinętej kawitacji*, implozje pęcherzyków wywołują drgania całej pompy, a jednocześnie występują silne nieregularne wahania wskazań mierników ciśnienia na tłoczeniu, a w jeszcze większym stopniu po stronie ssawnej pompy oraz widoczny spadek wysokości podnoszenia i sprawności.

W trzecim stadium, tzw. *bardzo silnej kawitacji*, występuje załamanie się charakterystyk (krzywych) przepływu, poboru mocy oraz sprawności. W pompach odśrodkowych załamanie się charakterystyk jest bardziej gwałtowne niż w pompach śmigłowych. Należy to tłumaczyć kształtem wirnika. W wirniku pompy odśrodkowej występowanie kawitacji w kanałach międzyłopatkowych oddziałuje na znaczną część strug przepływu międzyłopatkowego, podczas gdy łopatki pomp śmigłowych nie tworzą zamkniętych kanałów i wpływ zjawiska kawitacyjnego ogranicza się do strug znajdujących się najbliżej łopatki.

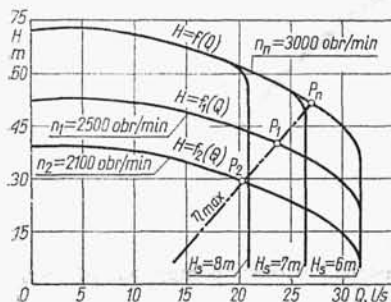


Rys. 18.12. Charakterystyka pompy odśrodkowej typu N23PBD/40 z dwustronnym wlotem (widoczny początek powstawania kawitacji) produkcji Warszawskiej Fabryki Pomp; $Q = 1700 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 60 \text{ m}$, $n = 1470 \text{ obr/min}$ (wg badań autora)

Na rys. 18.12 przedstawiono charakterystyki pompy odśrodkowej, w której wystąpiła kawitacja w drugim stadium pełnego rozwinięcia. Linią przerywaną zaznaczono przypuszczalny przebieg krzywych, gdyby kawitacji nie było. Kawitacja wystąpiła po przekroczeniu nominalnej wydajności pompy o ok. 25%, przy wysokości ssania $H_s = 1,26 \text{ m}$.

Powstawanie kawitacji związane jest z:

- dużą wysokością ssania (lub małą wysokością napływu),
- dużą prędkością obrotową wirnika,
- przekroczeniem nominalnej wydajności, co wiąże się z nadmiernym wzrostem prędkości i spadkiem ciśnienia w przekroju ssawnym pompy,
- nieprawidłowym zasilaniem wirnika wynikającym ze złego kształtu kanału



Rys. 18.13

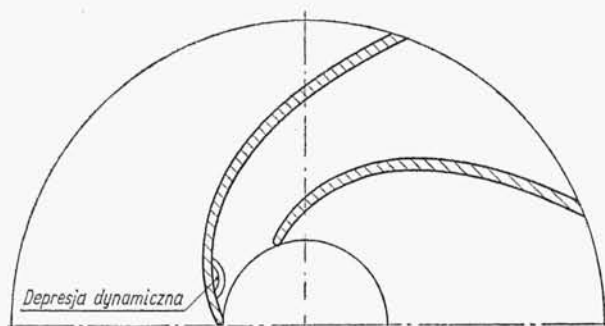
Charakterystyki przepływowe $H=f(Q)$ pompy odśrodkowej o wyzniku szybkoobrotowości $n_{sQ} = 20$; krzywe przy różnych prędkościach obrotowych n i różnych wysokościach ssania załamują się na skutek występowania kawitacji

wlotowego, nierówną powierzchnią kanału; miarą tych nieprawidłowości jest sprawność hydrauliczna pompy η_h .

Na rys. 18.13 przedstawiono wpływ prędkości obrotowej pompy oraz wysokości ssania na występowanie kawitacji połączonej z załamaniem krzywej przepływu.

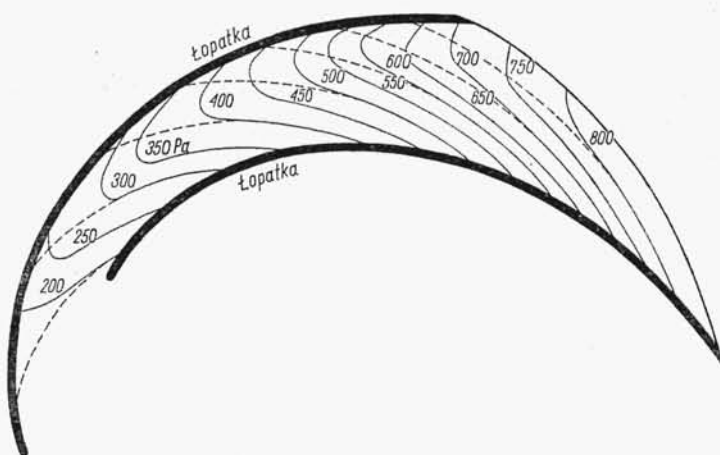
18.2.3. Metody obliczania kawitacji. Określenie maksymalnej wysokości ssania

18.2.3.1. Depresja dynamiczna. Ponieważ pęcherzyki pary tworzą się w miejscach o ciśnieniu niższym niż ciśnienie parowania przy danej temperaturze, należy określić miejsce występowania najniższego ciśnienia oraz przedsięwziąć środki, aby w tym miejscu nie następował spadek ciśnienia, aż do ciśnienia parowania.



Rys. 18.14. Miejsce najniższego ciśnienia w kanale międzyłopatkowym wirnika — depresja dynamiczna Δh

Według licznych hipotez, popartych doświadczeniami, najniższe ciśnienie na wirniku pompy odśrodkowej występuje na biernej (tylnej) ścianie łopatki, bezpośrednio za krawędzią wlotową, jak to pokazano na rys. 18.14. Potwierdzają to badania doświadczalne, w wyniku których otrzymano rozkład ciśnień w przestrzeni międzyłopatkowej (rys. 18.15). Ten dodatkowy miejscowy spadek wysokości ciśnienia w stosunku do ciśnienia p_0/γ przed wlotem na łopatkę nazwano *depresją dynamiczną*.



Rys. 18.15. Rozkład ciśnień w międzyłopatkowej przestrzeni wirnika pompy odśrodkowej (wg U. Domma i P. Hergta)

Jej wysokość zależy od bezwzględnej prędkości c_0 oraz od względnej prędkości cieczy w_0 u wlotu na łopatkę. Określono to za pomocą wzoru

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{w_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{c_0^2}{2g} \quad (18.1)$$

Pierwszy człon uwzględnia spadek ciśnienia w wyniku wzrostu prędkości względnej z w_0 przed łopatką do w_1 na łopacie, drugi człon — spadek ciśnienia z powodu wzrostu bezwzględnej prędkości z c_0 do c_1 .

Współczynniki λ_1 i λ_2 uwzględniają ukształtowanie krawędzi łopatek na wlocie, ich grubość, rozkłady prędkości i inne czynniki. Według [9] przy bezuderzeniowym wpływie cieczy do wirnika wartości współczynników wynoszą w przybliżeniu $\lambda_1 = 0,3$ i $\lambda_2 = 1,2$. Dokładne określenie depresji dynamicznej pozwala na określenie dopuszczalnej maksymalnej wysokości ssania $H_{s \max}$ lub dla pomp pracujących pod napływem — minimalnej wysokości napływu.

18.2.3.2. Wyróżnik kawitacji. W 1925 r. D. Thoma uzależnił wysokość depresji dynamicznej Δh , między krawędzią wlotową łopaty a miejscem najniższego ciśnienia, od całkowitej wysokości podnoszenia jednostopniowej pompy wirowej lub wysokości jednego stopnia w przypadku pomp wielostopniowych

$$\Delta h = \sigma H \quad (18.2)$$

przy czym σ nazywamy *wyróżnikiem kawitacji pompy*.

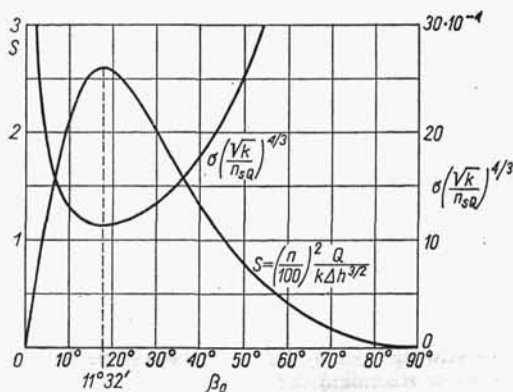
Na podstawie teorii podobieństwa łatwo stwierdzić, że

$$\sigma = \frac{\Delta h}{H} \sim n_{sQ}^{4/3} \quad (18.2a)$$

Ze wzoru wynika, iż niebezpieczeństwo kawitacji wzrasta ze zwiększeniem się szybkości pompy. Według H. Andersona dla pomp odśrodkowych z wirnikiem jednostrumieniowym wyróżnik kawitacji można obliczyć ze wzoru

$$\sigma = \frac{8,8 \cdot 10^{-4}}{\eta_h^2} n_{sQ}^{4/3} \quad (18.3)$$

G. Wislicenus, R. Watson i T. Karassik podali podobne formuły wyprowadzone na podstawie badań doświadczalnych:



Rys. 18.16

Zależność wyróżnika ssania S i wyróżnika kawitacji σ od kąta β_0 prędkości względnej w_0 przed krawędzią wlotową łopaty przy zewnętrznej ścianie wirnika

— dla pomp odśrodkowych z wirnikiem jednostrumieniowym

$$\sigma = 12,2 \cdot 10^{-4} n_{sQ}^{4/3} \quad (18.4)$$

— dla pomp odśrodkowych z wirnikiem dwustrumieniowym

$$\sigma = 7,7 \cdot 10^{-4} n_{sQ}^{4/3} \quad (18.5)$$

Wartość σ można wyznaczyć z wykresu przedstawionego na rys. 18.16.

18.2.3.3. Wyróżnik ssania. C. Pfleiderer wprowadził nową wielkość S zwaną *wyróżnikiem ssania pompy*, pozwalającą na obliczenie depresji dynamicznej Δh , przy założeniu $\alpha_1 = 90^\circ$, oraz w optymalnym punkcie pracy $\eta = \eta_{\max}$

$$S = \left(\frac{n}{100} \right)^2 \frac{Q}{k \Delta h^{3/2}} \quad (18.6)$$

gdzie: $k = 1 - (d_p/d_0)^2 = 1 - \nu$ — współczynnik zwężenia przekroju wlotowego wirnika przez piastę, n — prędkość w obr/min, Q w m³/s, Δh w m.

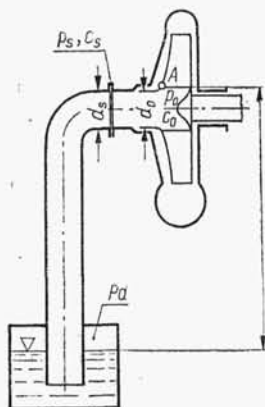
Wartość wyróżnika ssania:

$S = 2,4$ — dla wirników z łopatkami o pojedynczej krzywiznie i krawędzi wlotowej równoległej do osi wirnika,

$S = 3,0$ — dla wirników z łopatkami o krzywiznie przestrzennej.

Wartość S można wyznaczyć za pomocą wykresu (rys. 18.16). Ze wzoru (18.6) można następnie obliczyć wartość depresji dynamicznej Δh .

18.2.3.4. Określenie maksymalnej wysokości ssania z uwzględnieniem wpływu depresji dynamicznej. W celu niedopuszczenia do powstawania zjawiska kawitacji należy określić odpowiednią maksymalną wysokość ssania (lub minimalną napływu) nie tylko ze względu na ciągłość przepływu i niedopuszczenie do przerywania przepływu cieczy po stronie ssawnej, ale — dla zabezpieczenia się przed spadkiem ciśnienia poniżej ciśnienia parowania w dowolnym przekroju — należy wziąć pod uwagę dodatkowy spadek ciśnienia Δh w bilansie wysokości ssania. Na podstawie rys. 18.17 lub zgodnie z twierdzeniem D. Bernoulliego określimy wysokość ciśnienia w miejscu najniższego ciśnienia na łopatkę (punkt A)



Rys. 18.17
Schemat układu ssawnego pompy (H_s — odległość punktu A od poziomu wody w zbiorniku)

$$\frac{p_{s1}}{\gamma} = h_{s1} = h_d - H_{sz} - \sum \Delta h_s - \frac{c_1^2}{2g} - \Delta h \geq h_v \quad (18.7)$$

gdzie: h_d — wysokość ciśnienia w zbiorniku dolnym, $\sum \Delta h_s$ — suma oporów przepływu w przewodzie ssawnym, Δh — wysokość depresji dynamicznej, H_{sz} — geometryczna wysokość ssania.

Porównując w granicznym przypadku obie strony równania, otrzymamy po przegrupowaniu wzór określający *maksymalną geometryczną wysokość ssania*

$$H_{sz \max} = h_d - h_v - \sum \Delta h_s - \frac{c_1^2}{2g} - \Delta h \quad (18.8)$$

Oznaczając

$$H_{sz \max} + \sum \Delta h_s + \frac{c_1^2}{2g} = H_{s \max} \quad (18.9)$$

otrzymamy wyrażenie na *maksymalną wysokość ssania*

$$H_{s \max} = h_d - h_v - \Delta h \quad (18.10)$$

lub po podstawieniu wzoru (18.2)

$$H_{s \max} = h_d - h_v - \sigma H \quad (18.11)$$

Ujemna wartość obliczonej wysokości ssania wskazuje, że konieczne jest zastosowanie napływu. Podane wzory do obliczania depresji dynamicznej Δh dotyczyły pomp odśrodkowych. W przypadku pomp o większym wyróżniku szybkoobrotowości należało przeprowadzić eksploatację, co oczywiście było obciążone dużym błędem. Zastosowanie pojęcia nadwyżki antykawitacyjnej pozwala na stosunkowo dokładne obliczenie $H_{s \max}$ dla każdego rodzaju pompy wirowej.

18.2.3.5. Antykawitacyjna nadwyżka wysokości ssania — zapas antykawitacyjny. Weźmy pod uwagę przekrój wlotowy wirnika (rys. 18.17), w którym stan energetyczny cieczy jest określony przez ciśnienie p_0 oraz prędkość c_0 . *Antykawitacyjną nadwyżką wysokości ssania pompy w przekroju wlotowym wirnika* nazywamy różnicę między całkowitą łączną wysokością (ciśnienie i prędkość) a wysokością ciśnienia parowania, przy której na łopatkach wirnika jeszcze nie występuje kavitacja¹⁾, czyli

$$(\Delta h_{cav})_P = \left(\frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} \right) - \frac{p_v}{\gamma} \quad (18.12)$$

Ze względu na trudności dokładnego wyznaczenia wartości p_0 i c_0 określenie antykawitacyjnej nadwyżki odniesiono do przekroju króćca ssawnego pompy. Wtedy

$$(\Delta h_{cav})_P = \left(\frac{p_s}{\gamma} + \frac{c_s^2}{2g} \right) - \frac{p_v}{\gamma} \quad (18.13)$$

Ciśnienie w przekroju króćca ssawnego w odniesieniu do układu ssawnego możemy określić z twierdzenia D. Bernoulliego

$$\frac{p_s}{\gamma} = \frac{p_d}{\gamma} - H_{sz} - \sum \Delta h_s - \frac{c_s^2}{2g} \quad (18.14)$$

¹⁾ W literaturze anglosaskiej odpowiada to pojęciu *NPSH (Net Positive Suction Head)*, w niemieckiej — *GHDP (Gesamthaltdruckhöhe der Pumpe)*.

Wstawiając tę wartość do równania (18.13) otrzymamy *antykawitacyjną nadwyżkę układu pompowego*

$$(\Delta h_{cav})_S = \frac{p_d}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - H_{sz} - \sum \Delta h_s \quad (18.15)$$

W przypadku pracy pompy z napływem wzór (18.15) przyjmie postać

$$(\Delta h_{cav})_S = \frac{p_d}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} + H_{sz} - \sum \Delta h_s \quad (18.16)$$

Wartość nadwyżki układu $(\Delta h_{cav})_S$ powinna być nieco większa, a więc powinna stanowić pewien zapas w stosunku do nadwyżki określonej za pomocą wzoru (18.13) dla pompy, czyli

$$(\Delta h_{cav})_S > (\Delta h_{cav})_P \quad (18.17)$$

W praktyce oznaczamy antykawitacyjną nadwyżkę ssania pompy symbolem Δh_{cav} ; zwiększając ją następnie o pewną wartość k , otrzymamy zapas antykawitacyjny oznaczany zwykle przez $\Delta h'_{cav}$. Tak więc

$$\Delta h'_{cav} \approx k \Delta h_{cav} \quad (18.18)$$

Dla pomp odśrodkowych można przyjąć $k=1,3$; ze wzrostem szybkobieżności wartość współczynnika k należy zmniejszać do 1,1. Przyjęty zapas jest potrzebny na pokrycie dodatkowego spadku ciśnienia na łopatkę w wyniku dodatkowych nieprawidłowości kształtu, występujących nawet w takich samych pompach. Wprowadzając do wzoru (18.11) $\Delta h'_{cav}$ w miejsce Δh , otrzymamy wzór na określenie *maksymalnej wysokości ssania przy uwzględnieniu zapasu antykawitacyjnego*:

$$H_{s\max} = \frac{p_d}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - \Delta h'_{cav} \quad (18.19)$$

W 1934 r. S. Rudniew wprowadził pojęcie *ssawnego wyróżnika szybkobieżności*

$$n_{ss} = \frac{nQ^{1/2}}{\Delta h_s^{3/4}} \quad (18.20)$$

W granicznym przypadku występowania kawitacji $\Delta h_s = \Delta h_{cav}$ i wartość n_{ss} nazywamy *kawitacyjnym wyróżnikiem szybkobieżności*

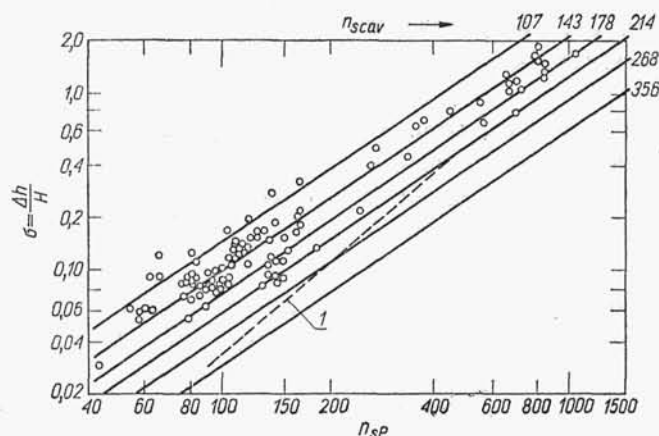
$$n_{scav} = \frac{nQ^{1/2}}{\Delta h_{cav}^{3/4}} \quad (18.21)$$

Zauważmy, iż przekształcając wyrażenia (18.6), otrzymamy zależność łączącą je ze wzorem (18.21)

$$100 \sqrt{Sk} = \frac{nQ^{1/2}}{\Delta h^{3/4}} \quad (18.22)$$

gdyż prawa strona jest identyczna z (18.21). Otrzymany wzór umożliwia określenie kawitacyjnego wyróżnika szybkobieżności

$$n_{scav} = 100 \sqrt{Sk} \quad (18.23)$$



Rys. 18.18. Doświadczalna zależność σ i n_{scav} od wyróżnika szybkobieżności n_{sp} (wg Worthington Machinery Corporation)

Ze wzoru (18.21) możemy obliczyć Δh_{cav} potrzebne do określenia maksymalnej wysokości ssania. Wartość wyróżnika n_{scav} określa się doświadczalnie (rys. 18.18).

Według [15] przyjmuje się następujące wartości n_{scav} :

$n_{scav} = 120 \div 140$ — dla pomp odśrodkowych z łopatkami prostokreślnymi,

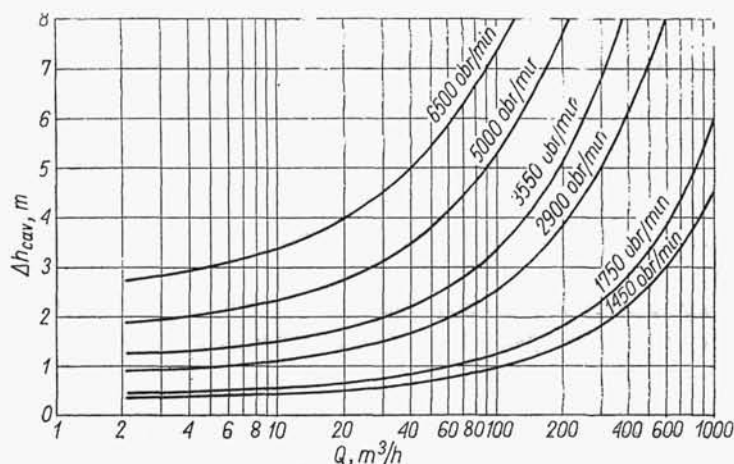
$n_{scav} = 160 \div 180$ — dla pomp z łopatkami o krzywiznie przestrzennej,

$n_{scav} = 180 \div 210$ — dla pomp ulepszonych po przeprowadzonych badaniach.

W 1947 r. H. H. Anderson podał wzór na obliczenie kawitacyjnego wyróżnika szybkobieżności:

$$n_{scav} = 196 \eta_h^{3/2} \quad (18.24)$$

Wzór ten słusznie uzależnia wartość kawitacyjnego wyróżnika szybkobieżności od sprawności hydraulicznej η_h , wpływającej jak wiemy na wartość spadku ciśnienia w pompie. W świetle obecnych osiągnięć w budowie pomp, a przede wszystkim stosowania antykawitacyjnej konstrukcji wirnika (pierwszego stopnia w pompach



Rys. 18.19. Minimalne wartości nadwyżki antykawitacyjnej Δh_{cav} przy optymalnych wydajnościach typowych pomp odśrodkowych (wg Jacksona)

wielostopniowych) lub innych dodatkowych urządzeń i zaleceń współczynnik stały 196 wydaje się nieco zaniżony. Na podstawie licznych własnych doświadczeń autor proponuje liczbę 260.

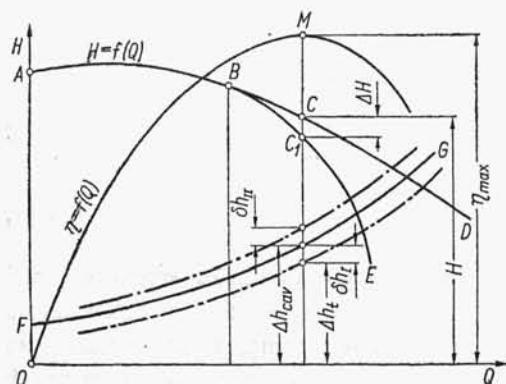
Zaletą wzoru (18.24) jest łatwość określenia kavitacyjnego wyróżnika szybkobieżności n_{scav} dla każdej pompy wirowej o znanej sprawności hydraulicznej η_h .

W przypadku pomp odśrodkowych dużą pomocą do określenia nadwyżki antykawitacyjnej Δh_{cav} może być wykres na rys. 18.19.

18.2.3.6. Charakterystyki kavitacyjne pompy. Na rys. 18.20 przedstawiono charakterystykę przepływu ABD oraz krzywą nadwyżki antykawitacyjnej Δh_{cav} (linia FG). Przy nadwyżce antykawitacyjnej poniżej FG wystąpi już kavitacja. I tak przy obniżeniu nadwyżki o δh_1 wpływ kavitacji zaznaczy się obniżeniem krzywej przepływu, która przebiega teraz przez punkty ABC_1E . Zwiększając krytyczną wartość Δh_{cav} , zapewniamy niezawodną, bezkawitacyjną pracę pompy

$$\Delta h_{II} = \Delta h_{cav} + \delta h_{II} = (\Delta h_{cav})_s = \Delta h'_{cav} \quad (18.25)$$

jest to wysokość zapasu antykawitacyjnego.



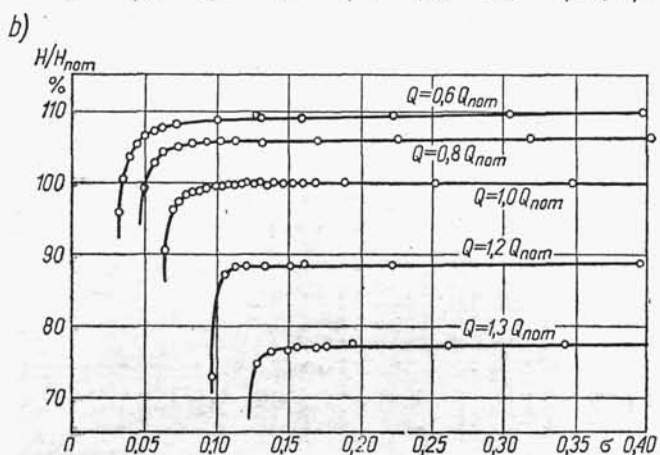
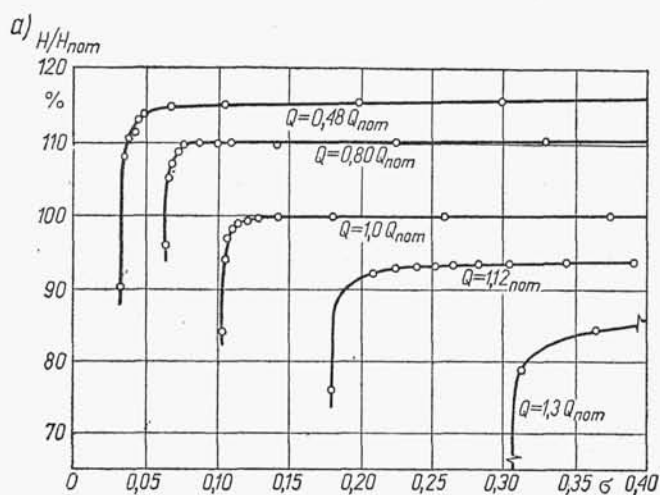
Rys. 18.20
Charakterystyka kavitacyjna pompy

Pole zawarte między krzywymi Δh_{II} a $\Delta h_1 = \Delta h_{cav} - \delta h_1$ nazywamy *pasmem kavitacyjnym*. W tym obszarze w pompie może jeszcze wystąpić kavitacja. Powyżej mamy zakres bezkawitacyjnej pracy, poniżej — pracę pompy z kavitacją.

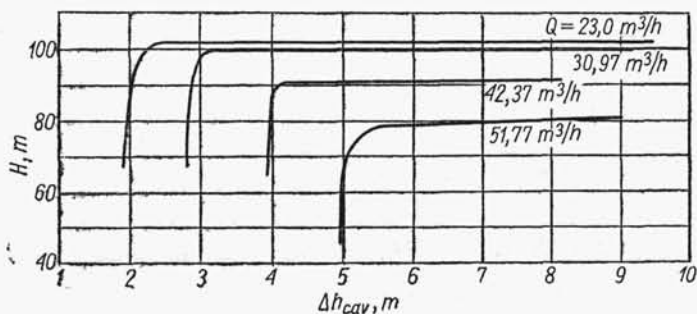
Na rys. 18.21 są przedstawione charakterystyki kavitacyjne dwóch pomp odśrodkowych o parametrach pracy różnych od nominalnych. Na rys. 18.22 przedstawiono charakterystykę kavitacyjną jednostopniowej pompy odśrodkowej z kierownicą łopatkową, a na rys. 18.23 charakterystykę tej samej pompy z dodatkowym wirnikiem wstępnym.

Charakterystyki kavitacyjne umożliwiają dokładne ustalenie wartości parametrów pompy dla pracy bezkawitacyjnej lub pracy z zamierzoną kavitacją¹⁾.

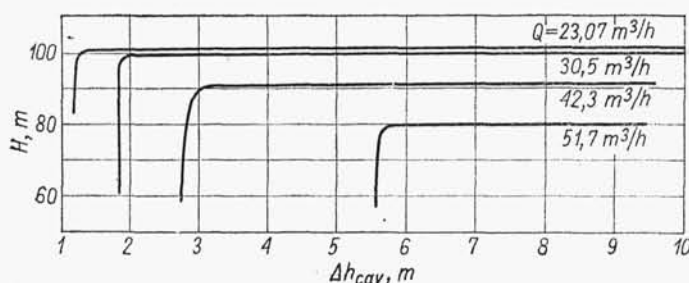
¹⁾ Praca z zamierzoną kavitacją pompy występuje w pompach, w których dopuszczalna wysokość ssania lub napływu, zabezpieczająca przed wystąpieniem tego zjawiska wymagałaby zbyt niskiego posadowienia pompy, połączonego z nadmiernymi kosztami pompowni. W tych przypadkach okresowa wymiana części niszczonych przez kavitację jest bardziej ekonomiczna.



Rys. 18.21. Charakterystyki kawitacyjne pomp przy różnych parametrach ich pracy; nominalne wartości podnoszenia H_{nom} i wydajności Q_{nom} odpowiadają η_{max} i dużym wartościom σ : a) pompa odśrodkowa z podwójną spiralą zbiorczą ($n_{sQ} = 43$), b) pompa odśrodkowa z pojedynczą spiralą ($n_{sQ} = 32$)



Rys. 18.22. Charakterystyka kawitacyjna pompy odśrodkowej jednostopniowej z kierownicą łopatkową (parametry pompy są podane na rys. 16.18) (wg badań autora)



Rys. 18.23. Charakterystyka kawitacyjna pompy jak na rys. 18.22 z dodatkowym wirnikiem wstępnym (wg badań autora)

18.3. Sposoby zapobiegania kawitacji w pompach wirowych

Można wyodrębnić dwie podstawowe grupy sposobów zapobiegania kawitacji: konstrukcyjną i eksploatacyjną.

18.3.1. Konstrukcyjne sposoby zapobiegania kawitacji

W celu zmniejszenia prędkości c_0 na wlocie do wirnika (zmniejszenie prędkości zmniejsza spadek ciśnienia) stosuje się wirniki o powiększonym przekroju wlotowym i łagodnej krzywiznie tarczy przedniej. W pompach wielostopniowych taką konstrukcję ma wirnik pierwszego stopnia (rys. 20.8 i 20.12).

Konstrukcyjnie zapobiega się kawitacji przez zastosowanie:

- wcześniejszego ujęcia cieczy w kanały międzyłopatkowe, w których występuje zwiększanie ciśnienia przy przesunięciu krawędzi wlotowych łopatek maksymalnie w kierunku wlotu wirnika, co powoduje konieczność nadania im przestrzennej krzywizny;

- wstępnego wirnika (śrubowego lub śmigłowego) w celu podwyższenia ciśnienia na wlocie do wirnika; ten sposób znalazł zastosowanie m.in. w pompach wstępnych do głównych pomp zasilających kotły parowe (zastosowanie wstępnego wirnika w jednostopniowej pompie odśrodkowej przedstawiono na rys. 18.24);

- wstępnego krętu zgodnego z kierunkiem obrotu wirnika zmniejsza niebezpieczeństwo kawitacji;

- materiałów odpornych na niszczące działanie kawitacji, np. brązów, stali i staliw stopowych z zawartością Cr i Ni, szkła, porcelany (najmniej odporne jest żeliwo);

- gładkich powierzchni, ponadto utwardzonych przez obróbkę powierzchniową, jak walcowanie, kucie itp.;

- utwardzenia powierzchni przez azotowanie, nawęglanie i hartowanie.

18.3.2. Eksploatacyjne sposoby zapobiegania kawitacji

Eksploatacyjnie zapobiega się kawitacji przez:

- ustawianie pomp z zapewnieniem możliwie małej wysokości ssania lub dużej napływu;