

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
I N S T Y T U T M A S Z Y N P R Z E P Ł Y W O W Y C H

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPŁYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

67-68

WARSZAWA—POZNAŃ 1975

P A Ń S T W O W E W Y D A W N I C T W O N A U K O W E

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machinery

KOMITET REDAKCYJNY - EXECUTIVE EDITORS
KAZIMIERZ STELLER - REDAKTOR - EDITOR
JERZY KOŁODKO · JÓZEF ŚMIGIELSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA - EDITORIAL OFFICE
Instytut Maszyn Przepływowych PAN,
80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, ul. Gen. Józefa Fiszer 14, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1975

Printed in Poland

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE - ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 380 + 90 egz.	Oddano do składania 10 I 1975 r.
Ark. wyd. 28,5. Ark. druk. 22	Podpisano do druku 20 IX 1975 r.
Pap. druk. sat. kl. V, 70 g 70×100 cm	Druk ukończono we wrześniu 1975 r.
Nr zam. 112/77	R-17/661 Cena zł 86,-

DRUKARNIA UNIwersytetu im. A. Mickiewicza w Poznaniu

HYDROFORUM

KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA

na temat

WSPÓŁCZESNE PROBLEMY BADAŃ
I EKSPLOATACJI MASZYN HYDRAULICZNYCH

Gdańsk, 3 - 5 października 1973 r.

*

HYDROFORUM

SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

on

MODERN PROBLEMS OF RESEARCH AND
UTILIZATION OF HYDRAULIC MACHINES

Gdańsk, October 3 - 5, 1973

*

ГИДРОФОРУМ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

на тему

СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЙ
И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН

г. Гданьск, 3 - 5 октября 1973 г.

EUGENIUSZ PARTYKA, KAZIMIERZ STELLER

Gdańsk*

Niektóre zjawiska dynamiczne towarzyszące kawitacji w pompach odśrodkowych

1. Przebieg kawitacji w pompach odśrodkowych

Przebieg kawitacji w hydraulicznych maszynach wirowych można podzielić na dwa etapy. Etap pierwszy, to tworzenie w miejscach obniżonego ciśnienia — na niektórych powierzchniach elementów obmywanych przez ciecz i wokół osi wirów — obszarów zawierających parę i gaz. Obszary te wypełnione są albo małymi pęcherzykami parowymi i parowo-gazowymi o średnicach dochodzących do kilku milimetrów, albo też dużymi quasi-stacjonarnymi obłokami i warkoczami parowymi, przylegającymi do ścian lub krawędzi elementów przepływowych maszyny. Drugi etap, to występowanie w strefach podwyższonego ciśnienia procesów nieodwracalnych — uderzeń hydraulicznych pochodzących od implozji pęcherzyków parowych i parowo-gazowych.

W pompach wirowych, względnie w hydraulicznych maszynach rewersyjnych podczas pracy pompowej, strefa obniżonego ciśnienia zaczyna się na ssaniu i sięga w głąb wirnika. Występowanie stref obniżonego ciśnienia w kanałach międzyłopatkowych wirnika sprawia, że pompy są bardziej wrażliwe na kawitację od turbin wodnych i że „odczuwalność” szkodliwych objawów tego zjawiska (szumów i hałasów, drgań, strat energii i erozji elementów poddawanych uderzeniom hydraulicznym) jest w ruchu pompowym większa aniżeli w ruchu turbinowym.

W wirnikach pomp odśrodkowych można wyróżnić pięć stref kawitacyjnych (rys. 1). Według obserwacji Kasaia i Takamatu [3] cztery pierwsze tworzą w stadium końcowym quasi-stacjonarne obłoki kawitacyjne, zaś w strefie piątej występują z reguły drobne i ruchliwe pęcherzyki, które ustawicznie zmieniają swoje położenie względem łopatek wirnika.

Kolejność pojawiania się poszczególnych stref kawitacyjnych w wirniku oraz ich rozwój zależą od warunków pracy pompy. Okoliczności sprzyjające kawitacji** występują

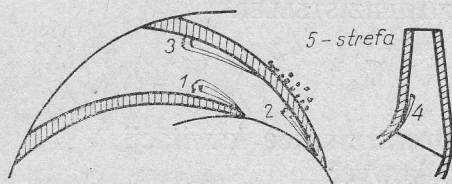
* Instytut Maszyn Przepływowych PAN.

** Jak wiadomo [4] powstawaniu kawitacji sprzyjają następujące okoliczności:

- zbyt duża wysokość ssania lub zbyt mała wysokość napływu,
- spadek ciśnienia w przepływie spowodowany przekroczeniem normalnej wydajności pompy,
- niewłaściwy pod względem kinematycznym przebieg linii prądu (raptowne zmiany kierunku przepływu, złe warunki zasilania wirnika, itp.).

wówczas, gdy przy stałej prędkości kątowej wirnika następuje zmiana rozkładu ciśnień i prędkości w obszarach ograniczonych powierzchniami brzegowymi, wywołana np. zbyt-
nim przeciążeniem ($Q > Q_n$) lub niedociążeniem ($Q < Q_n$) pompy.

Podczas zmniejszania ciśnienia statycznego na ssaniu, przy $Q > Q_n$, kawitacja pojawia się najpierw na stronie tłocznej łopatki, w pobliżu krawędzi wlotowej (rys. 1, strefa 1),



Rys. 1. Strefy kawitacyjne w wirniku pompy odśrodkowej

a następnie przy wieńcu zewnętrznym (rys. 1, strefa 4). Dalszy spadek ciśnienia powoduje rozrost pierwszej strefy oraz pojawienie się niestabilnych pęcherzyków kawitacyjnych na biernej (ssącej) stronie łopatki (rys. 1, strefa 3). Pęcherzyki te z czasem przechodzą w obłok quasi-stacjonarny utworzony z pary i mieszaniny składającej się z cieczy i pęcherzy parowo-gazowych.

Podczas obniżania ciśnienia na ssaniu, przy wydajnościach mniejszych od normalnej, pęcherzyki pojawiają się najpierw w okolicy krawędzi wlotowej, na biernej stronie łopatki (rys. 1, strefa 2). Rozwojowi tej strefy towarzyszy powstawanie kawitacji na zewnętrznym wieńcu wirnika (rys. 1, strefa 4). Wskutek dalszego obniżania ciśnienia, strefa druga roz-przestrzenia się na całą łopatkę. W tym czasie na stronie tłocznej łopatki obserwuje się powstawanie kolejnej przestrzeni, zawierającej pęcherzyki kawitacyjne (rys. 1, strefa 1). Przy dużym spadku ciśnienia, wszystkie trzy wymienione strefy łączą się w jeden obszar objęty kawitacją.

Przy wydajnościach $Q < 0,2 Q_n$ na stronie tłocznej łopatki pojawia się strefa kawita-cyjna złożona z drobnych i niestabilnych pęcherzyków parowych (rys. 1, strefa 5), która przy $Q < 0,1 Q_n$ przechodzi w obłok kawitacyjny, silnie wpływający na zmianę wysokości podnoszenia pompy. Przy bardzo małych wydajnościach pompy, kawitacja może spowodować powrotny przepływ cieczy w kanale międzyłopatkowym [1, 2].

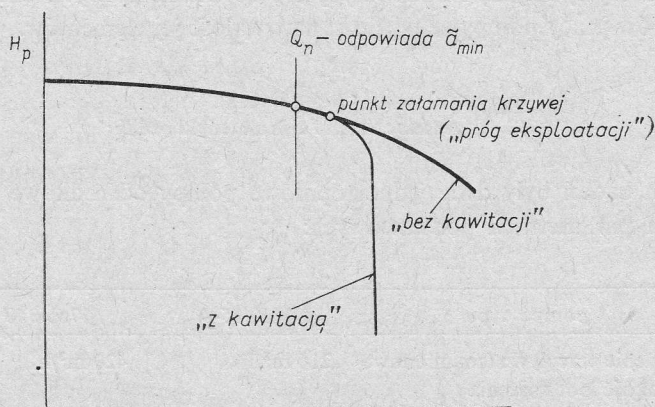
2. Ocena własności eksploatacyjnych pomp ze względu na kawitację

Najlepszą metodą śledzenia przebiegu kawitacji w maszynie jest bezpośrednia obserwa-cja tego zjawiska w kanałach przepływowych [4, 5]. Sposób ten można z powodzeniem stosować podczas badań maszyn w warunkach laboratoryjnych. W warunkach przemysłowych musimy zadowolić się metodami pośrednimi, polegającymi na rejestracji niektórych oznak kawitacji. Wśród tych ostatnich na szczególną uwagę zasługują skutki energetyczne (załamanie krzywych charakterystycznych), hydrodynamiczne (pulsacje ciśnień), mechaniczne (drżania i ubytki masy elementów konstrukcyjnych), akustyczne (szumy, hałasy), elektryczne (zmiana rezystancji cieczy i efekty luminiscencji) oraz ciepłno-chemiczne (prze-miany cieplne, zmiana własności chemicznych cieczy). Określenie stopnia rozwoju i natę-

zenia kawitacji na podstawie tych objawów wymaga jednak znajomości związku, jaki zachodzi między nimi a rzeczywistym przebiegiem zjawiska w maszynie.

W praktyce ocenę warunków kawitacyjnych pompy wirowej przeprowadza się albo na podstawie formuł przybliżonych, zawierających ustalone doświadczalnie współczynniki, albo na podstawie wyników badań hydraulicznych. W tym ostatnim przypadku miarą istnienia kawitacji w pompie jest zniekształcenie jej krzywych charakterystycznych w stosunku do krzywych, które odnoszą się do pracy pompy bez kawitacji (rys. 2). Ze względów technicznych przez stan „bez kawitacji” rozumie się stan, przy którym wpływ kawitacji na przebieg charakterystyk energetycznych pompy nie jest zauważalny. Jako kryterium niebezpieczeństwa powstania kawitacji w pompie, przyjmuje się jakieś kryterium globalne. Tym kryterium może być wartość wyróżnika kawitacji σ , wyróżnika ssania S_q lub nadwyżki antykawitacyjnej Δh_{cav} (wzgl. NPSH). Dopuszczalny stopień kawitacji w pompie określa się przeważnie spadkiem jej sprawności lub wysokości podnoszenia w stosunku do wartości tych parametrów w punkcie uważanym za wolny od kawitacji.

Wymienione tu kryteria kontrolne są mało precyzyjne i często niewystarczające. Tak np. załamanie krzywych charakterystycznych pompy nie występuje w chwili powstawania kawitacji w jej wnętrzu, lecz znacznie później, gdy kawitacja jest już w pełni rozwinięta. Przebieg załamania krzywych jest też różny i zależny w dużym stopniu od szybkobieżności



Rys. 2. Charakterystyka przepływu pompy odśrodkowej „bez kawitacji” i „z kawitacją”

pompy. Bezpośrednio przed załamaniem krzywych sprawność pompy często wzrasta, natomiast takie objawy kawitacji jak np. niszczenie elementów maszyny oraz hałas i drgania na ogół pojawiają się wcześniej. Te okoliczności utrudniają ocenę stopnia rozwoju kawitacji w pompie i podjęcie trafnych decyzji zmierzających do przeciwdziałania ujemnym skutkom tego zjawiska.

W tych warunkach umowny „próg eksploatacji”, określony załamaniem krzywych charakterystycznych, nie może być miernikiem wystarczającym dla oceny własności eksploatacyjnych pompy. W związku z tym i dopuszczalny stopień rozwoju kawitacji w pompie

wirowej powinien być ograniczony nie tylko spadkiem jej parametrów energetycznych, lecz również rozmiarami innych objawów, które wpływają na trwałość i dyspozycyjność maszyny.

3. Badania doświadczalne

3.1. Cel i zakres badań

Wychodząc z założenia, że prawidłowa ocena własności eksploatacyjnych pomp powinna umożliwić wybór racjonalnych parametrów ich ruchu — zarówno z punktu widzenia sprawności, trwałości jak i niezawodności działania — oraz, że ocena taka wymaga uzupełnienia badań hydraulicznych badaniami przebiegów dynamicznych związanych z kawitacją, prześledzono zachowanie się dwóch jednostopniowych pomp odśrodkowych w różnych warunkach ruchu, mierząc jednocześnie ich parametry energetyczne, pulsację ciśnień na ssaniu, drgania i przyspieszenia wybranych elementów oraz natężenia hałasu. W szczególności interesowano się zależnościami, jakie zachodzą między różnymi objawami kawitacji w celu ustalenia tych oznak, które mogą być pomocne przy ocenie przebiegu tego zjawiska w pompie (oznaki, które wskazywałyby na kawitację rozwiniętą, przed załamaniem krzywych charakterystycznych) i nadawałyby się do ustalenia kryterium ograniczającego zakres parametrów pracy pompy ze względu na trwałość jej elementów.

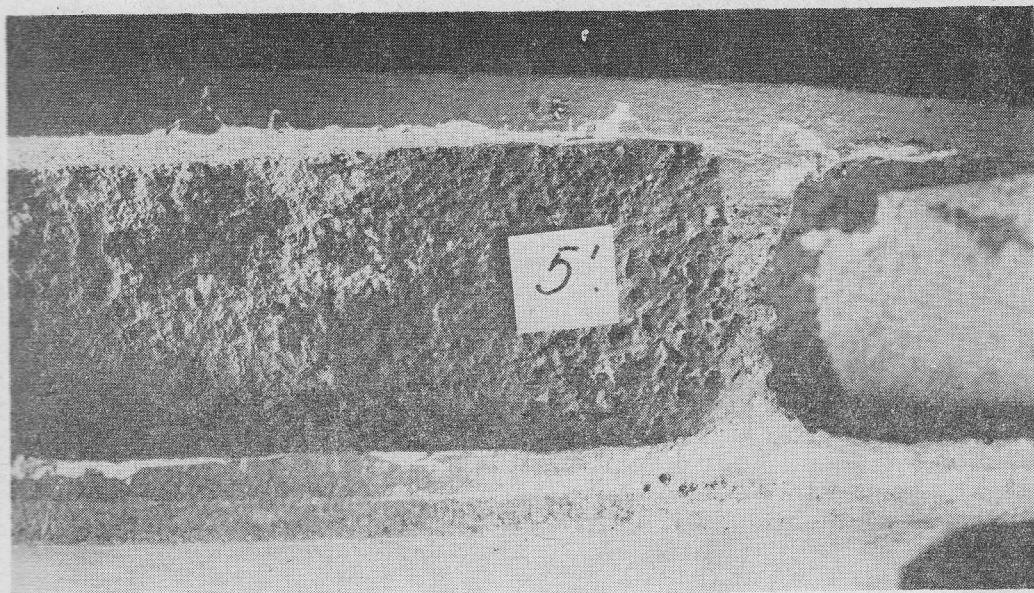
3.2. Przedmiot badań i opis metodyki badań

Przedmiotem badań były dwie jednostopniowe pompy odśrodkowe do wody czystej o następujących parametrach podstawowych:

pompa typu	N18K/15-A	175N350
natężenie przepływu (znamionowe)	216 m ³ /h	420 m ³ /h
wysokość podnoszenia (znamionowa)	27,0 m sł. w.	36,7 m sł. w.
prędkość obrotowa (znamionowa)	1450 obr/min	1500 obr/min
wyróżnik szybkobieżności (n_{SQ})	30	34,5
średnica wirnika	300 mm	350 mm
liczba łopatek wirnika	7	8

Krzywe charakterystyczne obydwu pomp, wyznaczone przy różnych wysokościach ssania i $n = \text{const}$ wykazały, że charakterystyki przepływu $H=f(Q)$ przed osiągnięciem punktu załamania łagodnie opadają. Spadek ten świadczy o tym, że kawitacja rozpoczyna się przy wydajnościach mniejszych od wydajności odpowiadających załamaniu się krzywych $H(Q)$.

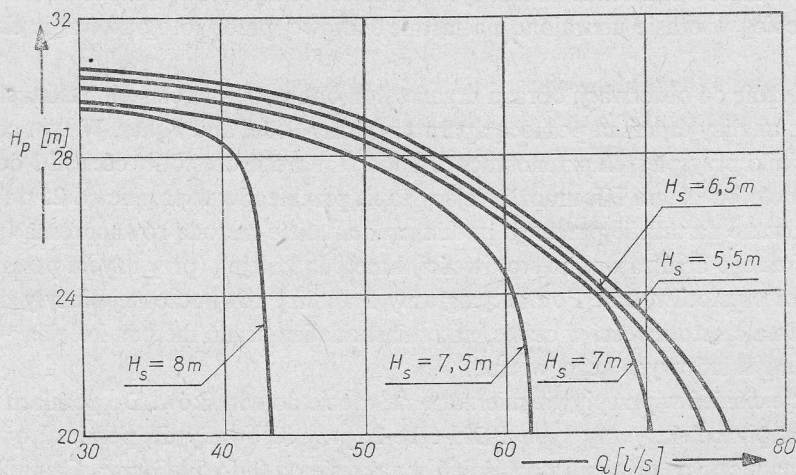
W pompie N18K/15-A, na skutek długotrwałej eksploatacji w warunkach sprzyjających kawitacji, zostały uszkodzone łopatki wirnika (rys. 3). Z rozmieszczenia wżerów kawi-



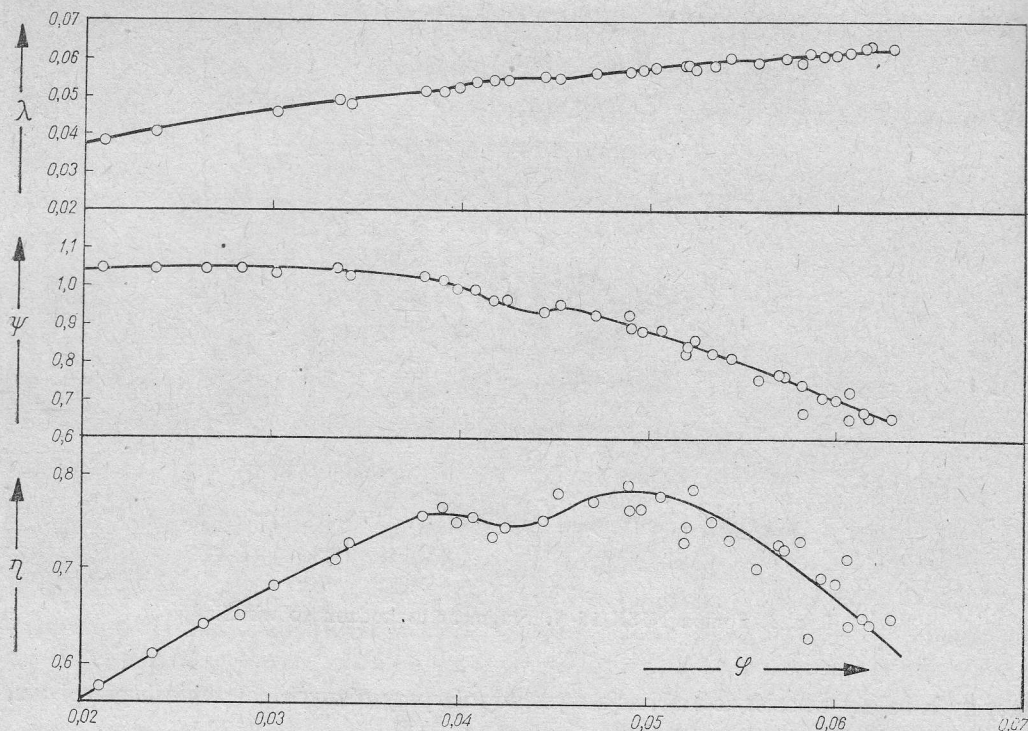
Rys. 3. Pompa N18K/15-A. Fragment uszkodzonego wirnika

tacyjnych należy wnosić, że kawitacja występowała przy różnych natężeniach przepływu, w tym również przy natężeniu bardzo małym.

Wielkości charakterystyczne pomp (ciśnienie na ssaniu i tłoczeniu, natężenie przepływu, prędkość obrotowa wału i moc pobierana przez pompę) mierzono wywzorcowanymi przyrządami laboratoryjnymi klasy 0,5, 1,0 i 1,5. Wyniki pomiarów posłużyły do wyznaczenia krzywych charakterystycznych obu pomp. Rysunek 4 przedstawia charakterystyki przepływu pompy N18K/15-A przy różnych wysokościach ssania i $n = n_n$, natomiast rys. 5 charak-



Rys. 4. Pompa N18K/15-A. Charakterystyki przepływu przy różnych wysokościach ssania



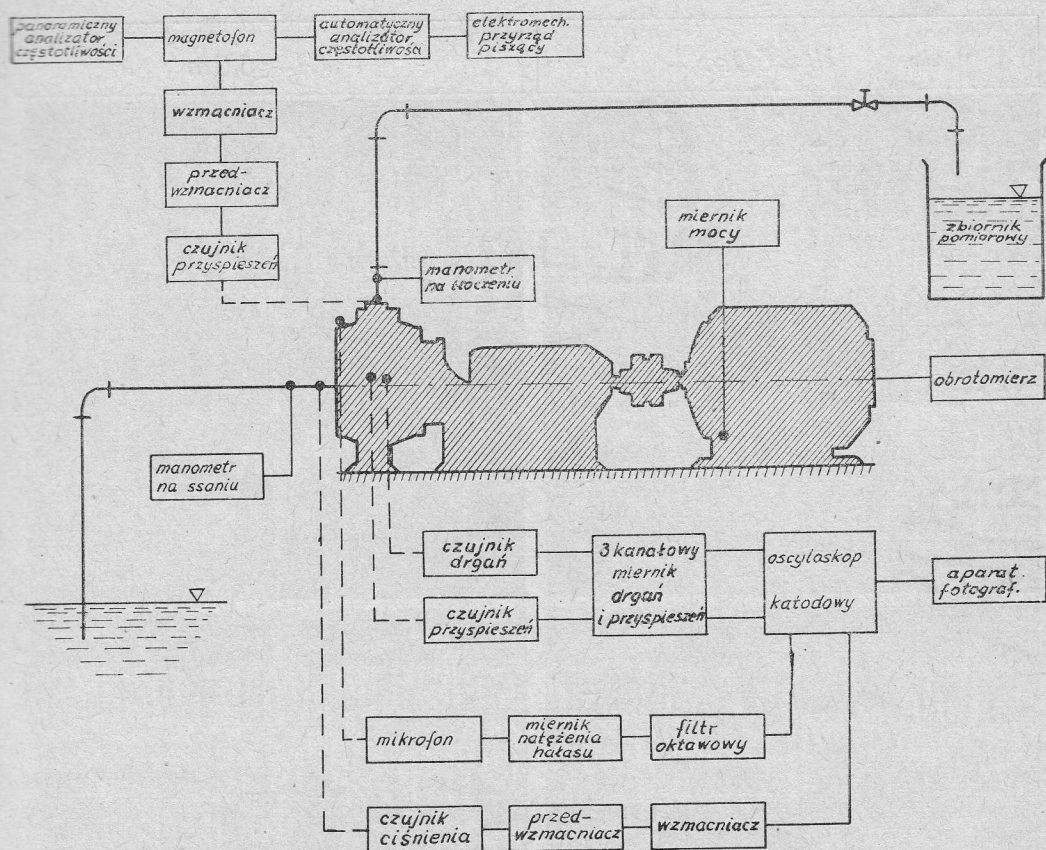
Rys. 5. Pompa 175N350. Charakterystyki bezwymiarowe

terystyki bezwymiarowe pompy 175N350 ustalone przy niwelacyjnej wysokości ssania $H_s = 1,2$ m.

Drgania i przyspieszenia osłon wirników mierzono czujnikami piezoelektrycznymi typu KB-11, współpracującymi z 3 kanałowym miernikiem drgań SDM-132 firmy RFT. Chwilowe wartości skuteczne mierzonych wielkości odczytywano bezpośrednio z miernika, a ich przebieg w czasie utrwalono na taśmie filmowej przez fotografowanie ekranu oscyloskopu.

Niezależnie od obserwacji obrazu drgań osłon obu pomp w różnych punktach ich pracy, dokonano analizy drgań za pomocą aparatury firmy Brüel and Kjaer. W tym celu zastosowano czujniki przyspieszeń przenoszące drgania w zakresie częstotliwości od 3 do 45 000 Hz oraz magnetofon Nagra III, umożliwiającą zapis przebiegów w pasmie od 25 do 20 000 Hz. Zarejestrowane na taśmie przebiegi poddawano analizie metodą równoczesną (przy użyciu panoramicznego analizatora częstotliwości) i metodą kolejną (przy użyciu przeszukującego analizatora częstotliwości). Fotooscylogramy z analizy równoczesnej służyły do wstępnej oceny widma częstotliwości w czasie, natomiast analiza drgań metodą kolejną – do określenia zmian składowych tego widma.

Pulsacje ciśnień w przepływie mierzono na włocie do wirników. Do pomiaru zastosowano czujnik piezoelektryczny typu PDH-5/18-2, przystosowany do pomiaru quasi-statycznych i dynamicznych ciśnień i podciśnień w zakresie od 0 do 5 kG/cm². Czujnik współpracował z urządzeniem pomiarowym typu PM-4 produkcji RFT. Rejestracji przebiegów



Rys. 6. Schemat blokowy układu pomiarowego badanych pomp

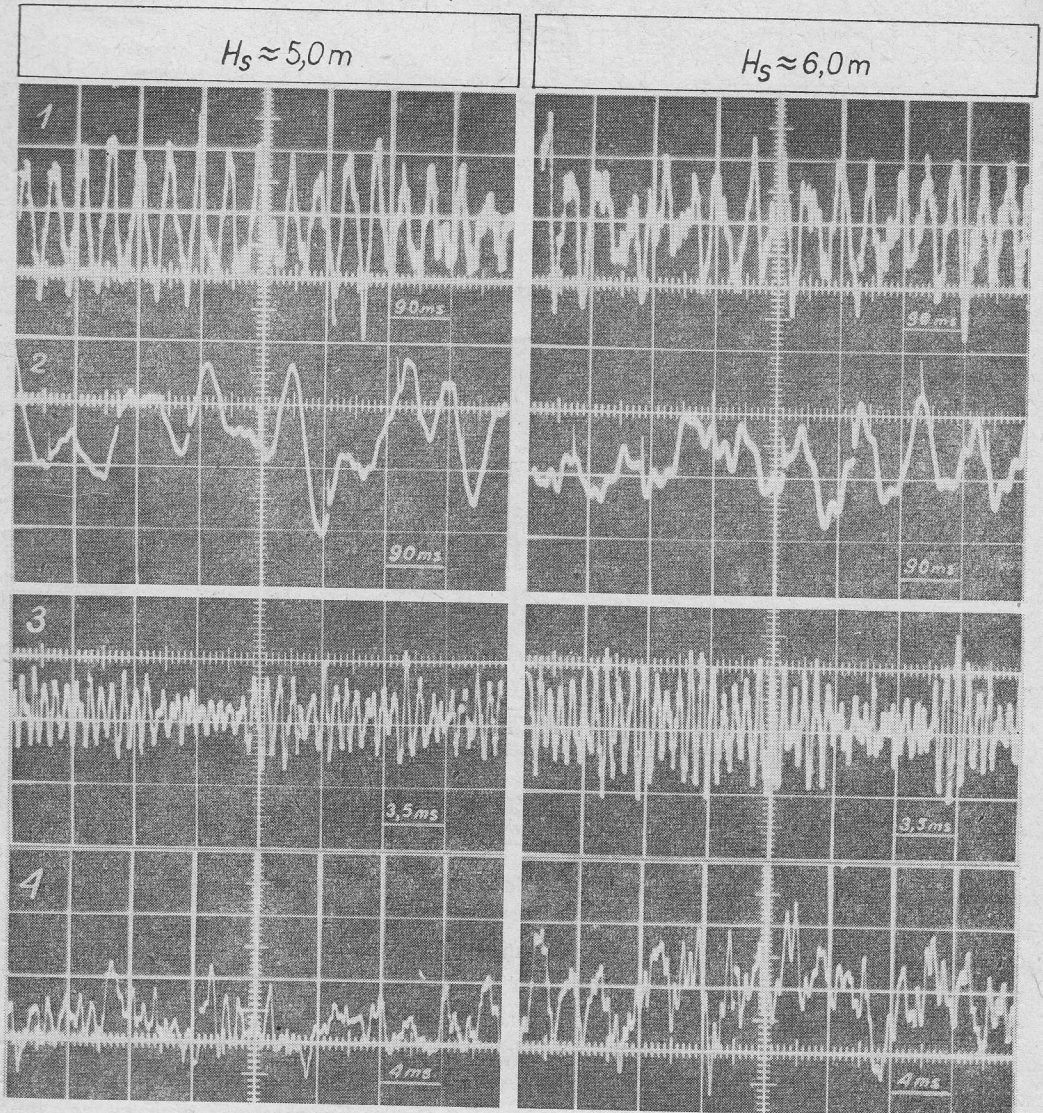
chwilowych dokonywano za pomocą aparatu fotograficznego. Dla każdego punktu pomiarowego zdejmowano kilka fotooscylogramów licząc się z tym, że jeden przebieg chwilowy nie musi być reprezentatywny dla danego stanu ruchu maszyny.

Natężenie hałasu (poziom natężenia dźwięku) mierzono precyzyjnym miernikiem natężenia dźwięku typu PSI 202 produkcji RFT w zakresie pasma akustycznego. Niezależnie od tego, za pomocą filtra oktaowego, przeprowadzano analizę częstotliwościową w pasmie od 710 do 22 400 Hz. Mikrofon pomiarowy znajdował się w odległości około 10 cm od osłony pompy.

Rysunek 6 przedstawia schemat układu pomiarowego, natomiast rysunek 7 przykłady fotooscylogramów, zarejestrowanych podczas badań pompy 175N350 przy dwóch wartościach ciśnienia na ssaniu i stałej wydajności.

3.3. Analiza otrzymanych wyników

Zmianę poziomu drgań i przyspieszeń oraz natężenia hałasu dla obu pomp prześledzono na tle ich charakterystyk przepływu. Z przebiegu krzywych (rys. 8, 9a,b,c) można wnosić, że drgania i hałas zależą od ciśnienia na ssaniu i wydajności. Jednak charakter tej zależ-

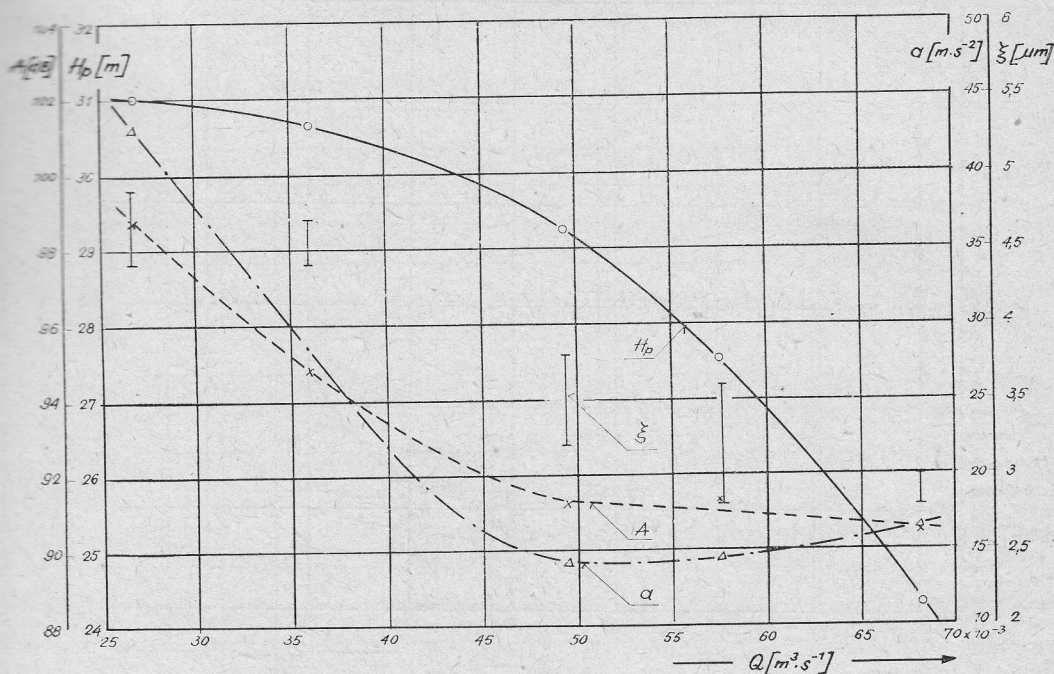


Rys. 7. Pompa 175N350. Fotooscylogramy drgań (1), pulsacji ciśnień, (2) przyspieszeń (3), hałasu (4) przy natężeniu przepływu $Q \approx 103 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$

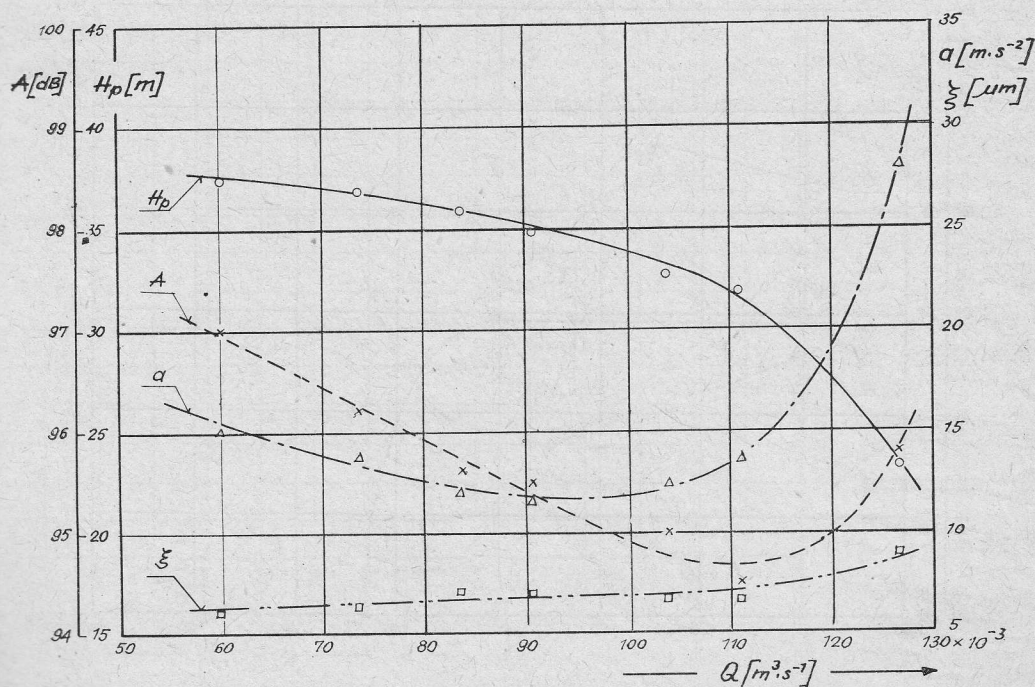
ności nie jest jednoznacznie określony. Na ogół najmniejsze drgania i hałas występowały przy wydajnościach odpowiadających załamaniu krzywych $H=f(Q)$.

Na marginesie tych spostrzeżeń warto nadmienić, że Verba, Stvrteczky i Sebestyén [7] stwierdzili, iż w pompie podczas kawitacji w pełni rozwiniętej, poziom drgań osiąga minimum.

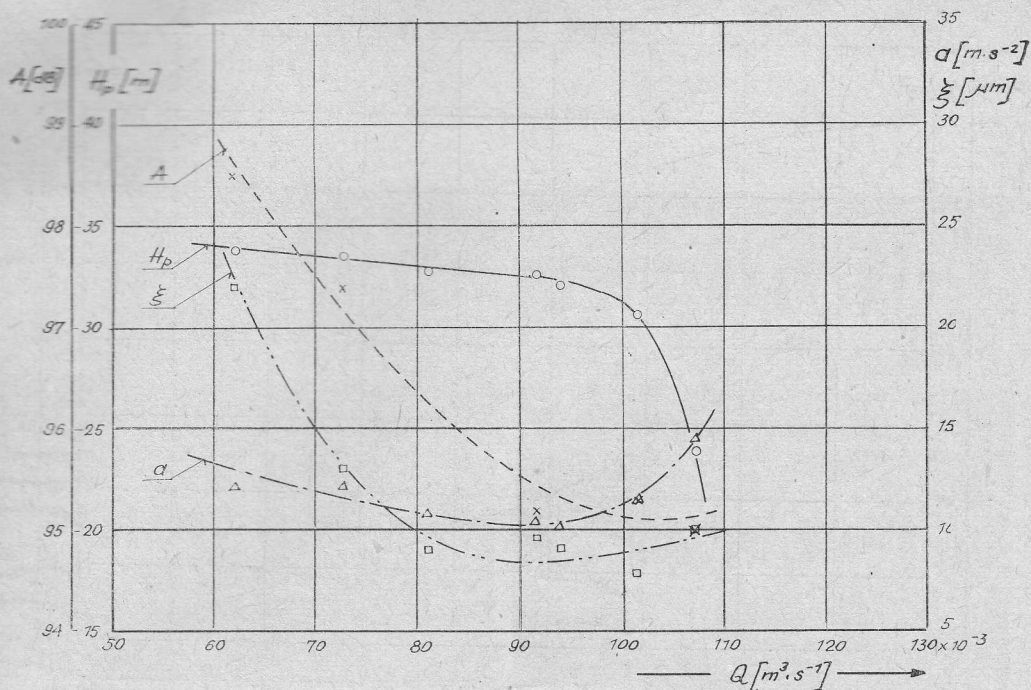
Bardziej jednoznaczny obraz zmian wielkości mierzonych uzyskano dla przyspieszeń. We wszystkich przypadkach minimum wartości a występowało przed załamaniem krzy-



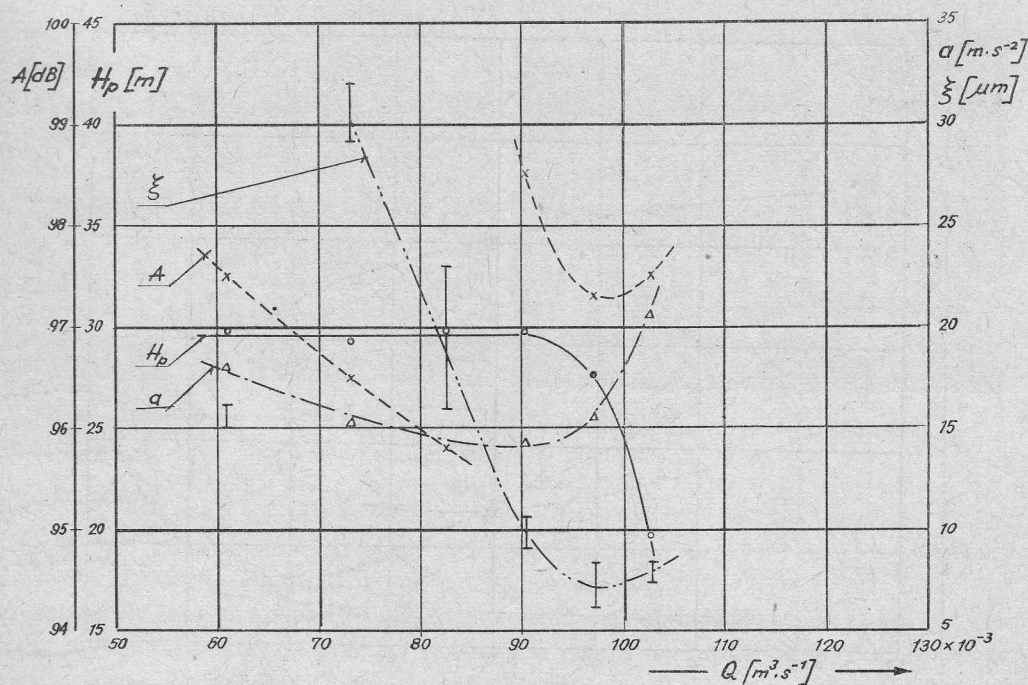
Rys. 8. Pompa N18K/15-A. Natężenie hałasu (A), przyspieszenie (a), drgania (ξ) oraz wysokość podnoszenia pompy (H_p) w zależności od natężenia przepływu przy wysokości ssania $H_s \approx 6,5$ m



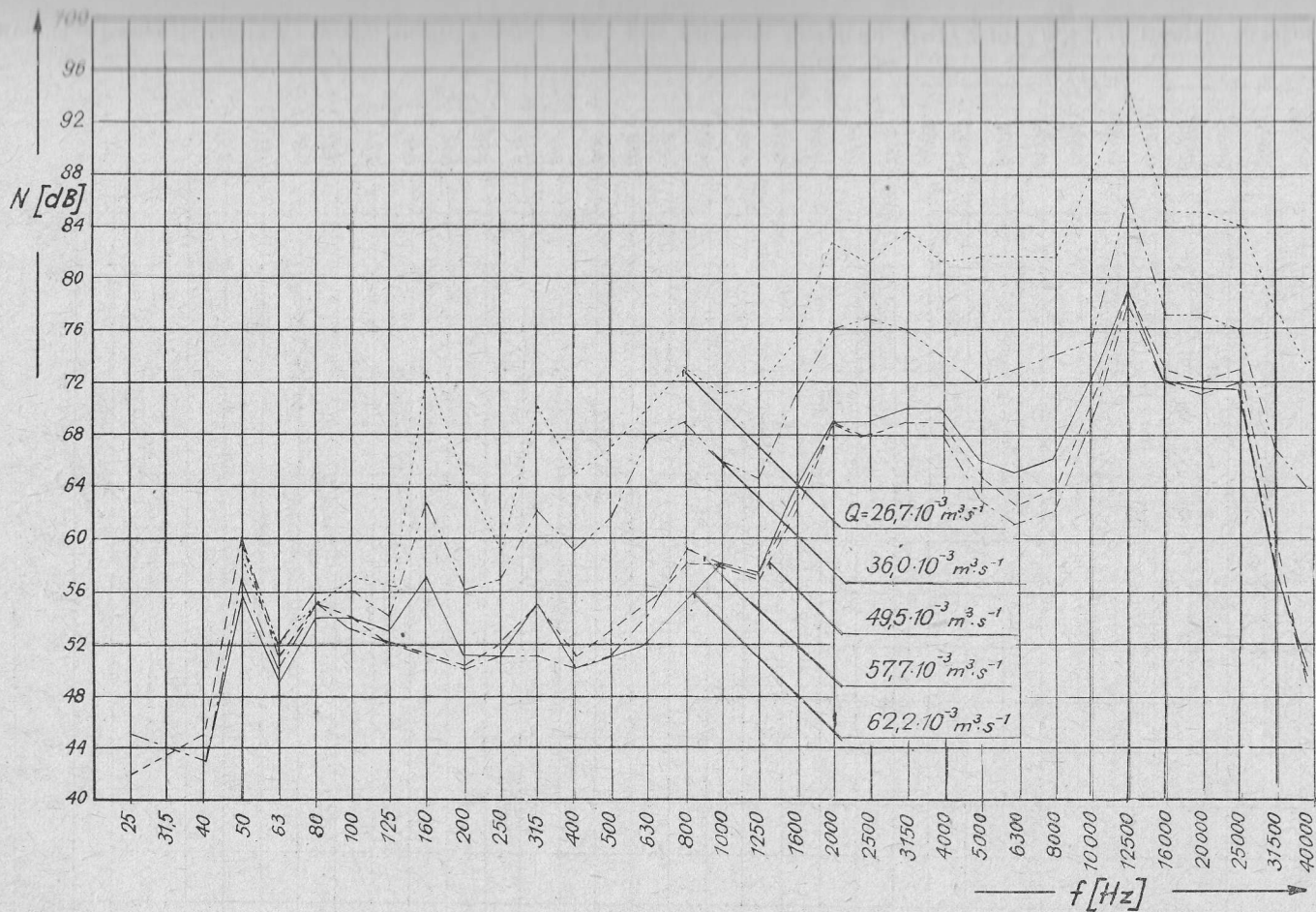
Rys. 9a. Pompa 175N350. Natężenie hałasu (A), przyspieszenie (a), drgania (ξ) oraz wysokość podnoszenia pompy (H_p) w zależności od natężenia przepływu przy wysokości ssania $H_s \approx 5$ m



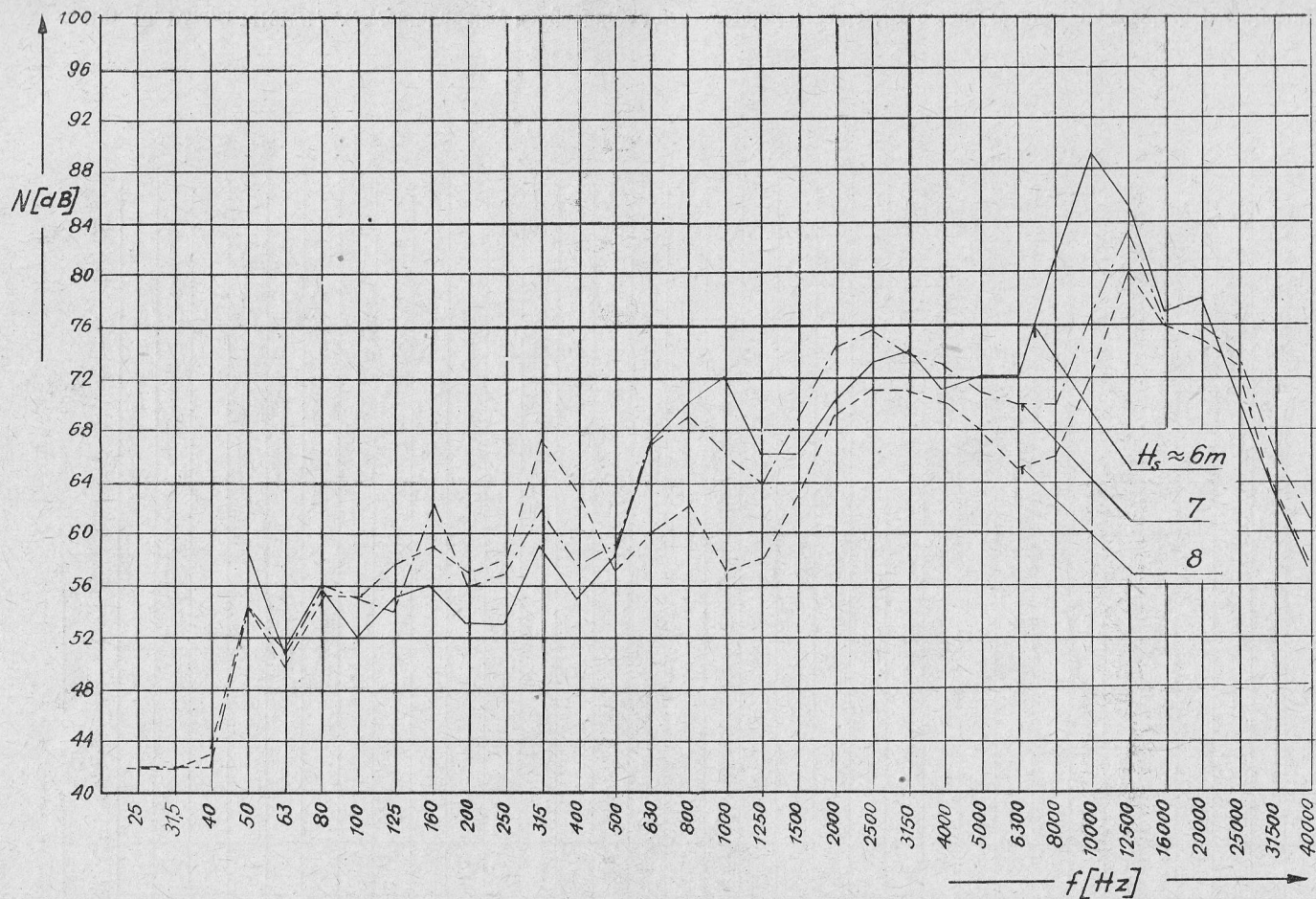
Rys. 9b. Pompa 175N350. Natężenie hałasu (A), przyspieszenie (a), drgania (ξ) oraz wysokość podnoszenia pompy (H_p) w zależności od natężenia przepływu przy wysokości ssania $H_s \approx 5,5$ m



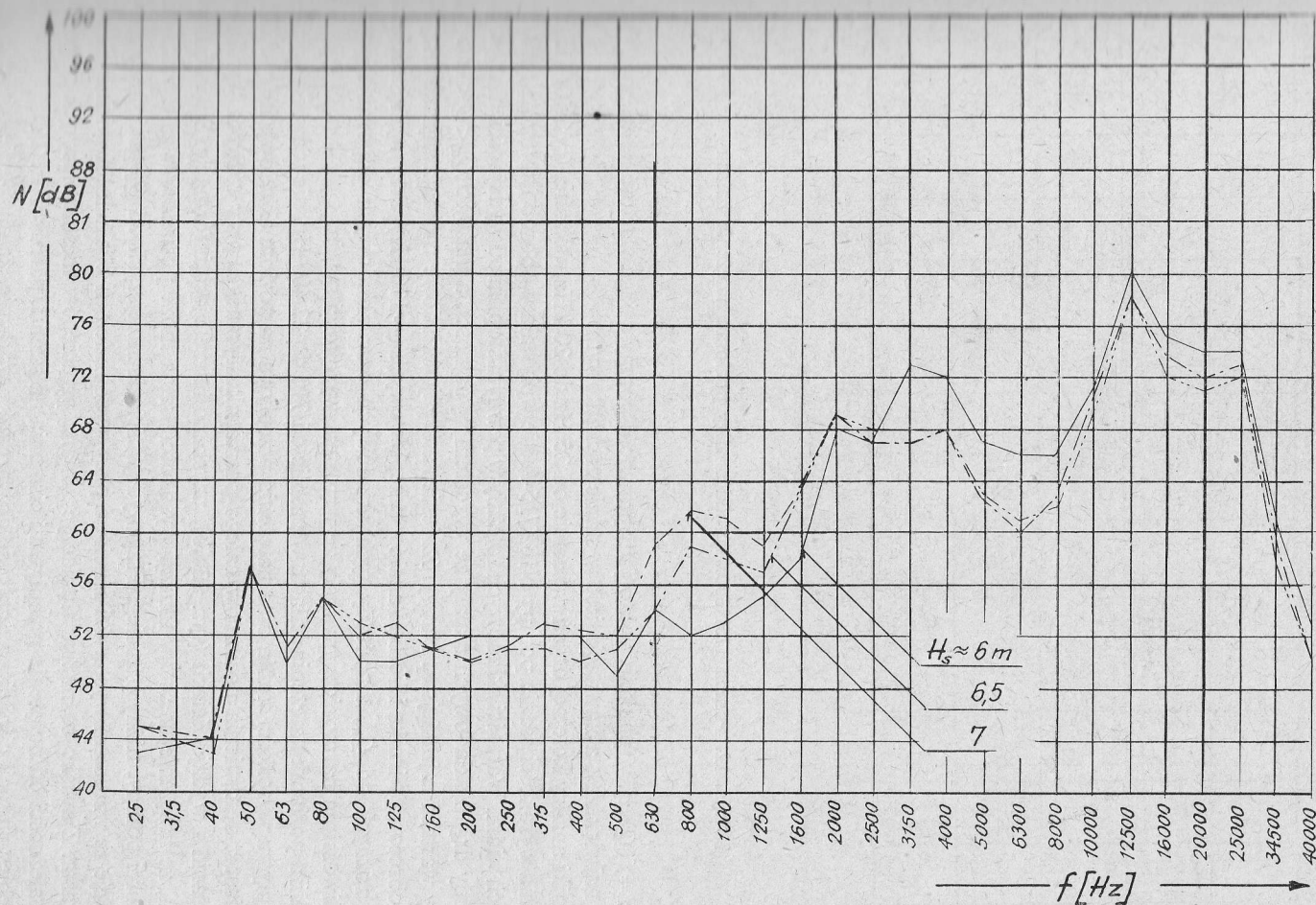
Rys. 9c. Pompa 175N350. Natężenie hałasu (A), przyspieszenie (a), drgania (ξ) oraz wysokość podnoszenia pompy (H_p) w zależności od natężenia przepływu przy wysokości ssania $H_s \approx 6$ m



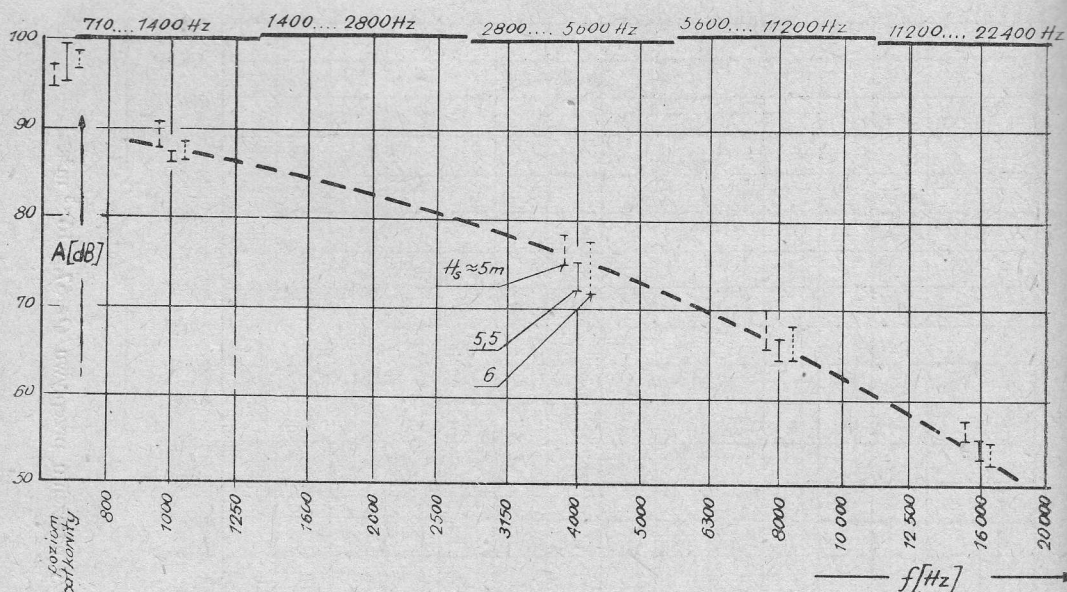
Rys. 10. Pompa N18K/15-A. Wyniki analizy kolejnej drgań przy wysokości ssania $H_s \approx 6,5$ m i różnych natężeniach przepływu



Rys. 11a. Pompa N18K/15-A. Wyniki analizy kolejnej drgań przy natężeniu przepływu $Q \approx 37,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ i różnych wysokościach ssania



Rys. 11b. Pompa N18K/15-A. Wyniki analizy kolejnej drgań przy natężeniu przepływu $Q \approx 57,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$



Rys. 12. Pompa 175N350. Wyniki analizy poziomu natężenia hałasu

wych $H=f(Q)$, tj. w punkcie, w którym sprawność pompy osiąga wartość największą (lub prawie największą), a kavitacja jest w stanie zaczątkowym.

Wyniki analizy kolejnej drgań w pasmie od 25 Hz do 20 kHz wskazują (rys. 10, 11a,b), że zmiana wysokości ssania pompy N18K/15-A nie wpływała w sposób istotny na rozkład badanych widm. Wartości składowych zależały w pewnym stopniu od wydajności; dla $Q < Q_n$ amplitudy drgań składowych malały ze wzrostem wydajności, a dla $0,85 Q_n < Q < 1,05 Q_n$ osiągały wartość najmniejszą. Na wyróżnienie zasługują składowe widma związane z szybkością obrotową wirnika i liczbą kanałów przepływowych (~ 170 Hz). Przy wydajnościach pompy różnych od Q_n , amplitudy tych składowych oraz składowych odpowiadających częstotliwościom harmonicznym rosły ze wzrostem wysokości ssania.

Analiza poziomu natężenia hałasu, w pasmie od 710 do 22 400 Hz, nie ujawniła wyraźnego wpływu wysokości ssania oraz natężenia przepływu na poziom składowych (rys. 12). Natomiast z zestawienia poziomów całego pasma akustycznego, przy różnych wysokościach ssania i wydajnościach (rys. 13a,b), uzyskano interesującą informację. Stwierdzono bowiem, że natężenie hałasu w funkcji wysokości ssania może posiadać, w zależności od wydajności pompy, różny przebieg. Przy wydajnościach mniejszych od Q_n poziom natężenia maleje ze wzrostem wysokości ssania, a przy wydajnościach bliskich lub większych od Q_n wzrasta. Zjawisko to można tłumaczyć zmianą przebiegów niestacjonarnych w pompie w zależności od natężenia przepływu i ciśnienia na ssaniu (patrz rozdz. 2).

Przebieg pulsacji ciśnień na dopływie do wirników wskazuje, że obniżenie ciśnienia na ssaniu (przy $Q = \text{const}$) oraz zwiększenie wydajności (przy $H_s = \text{const}$) wpływa na zmniejszenie pulsacji. Znamienne jest to, że przy pompie 175N350 (rys. 14) zwiększanie wydajności powodowało z jednej strony spadek wartości składowych podstawowych (związanych

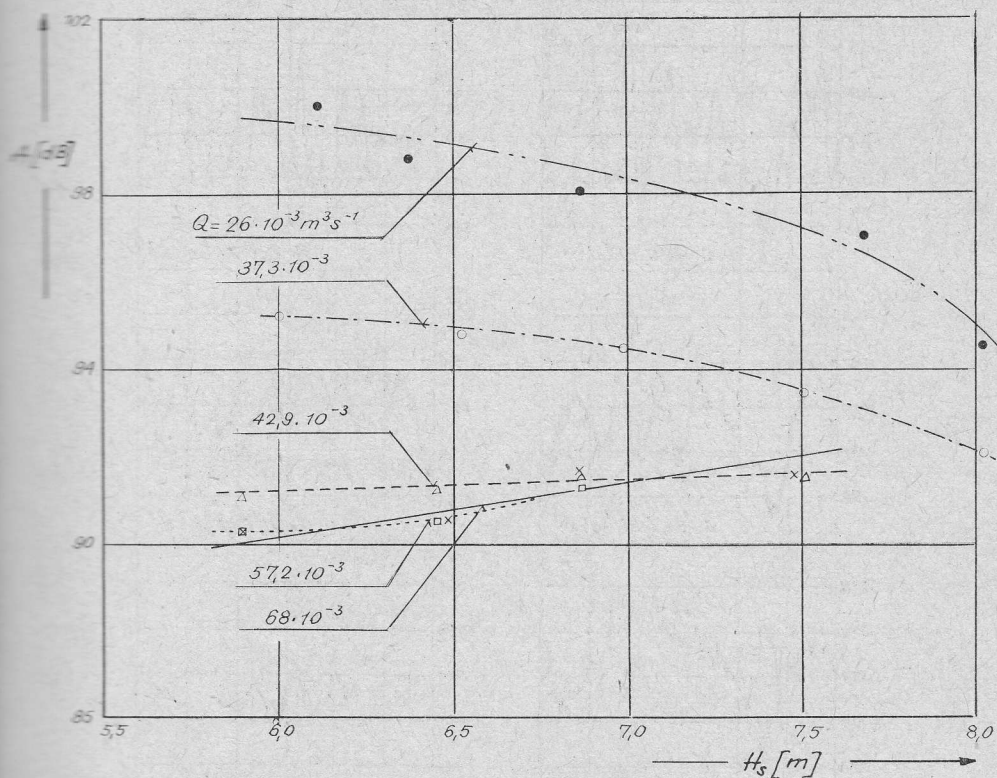


Fig. 13a. Pompa N18K/15-A. Zmiana poziomu natężenia hałasu w zależności od wysokości ssania przy różnych natężeniach przepływu

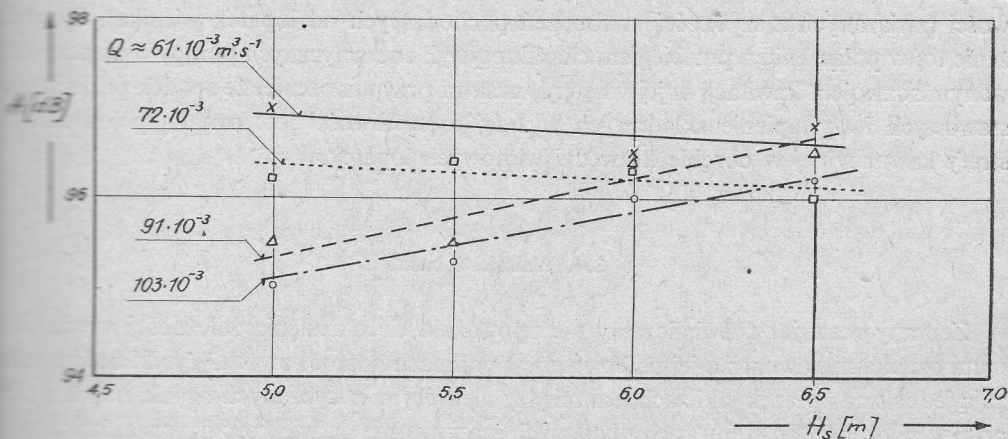
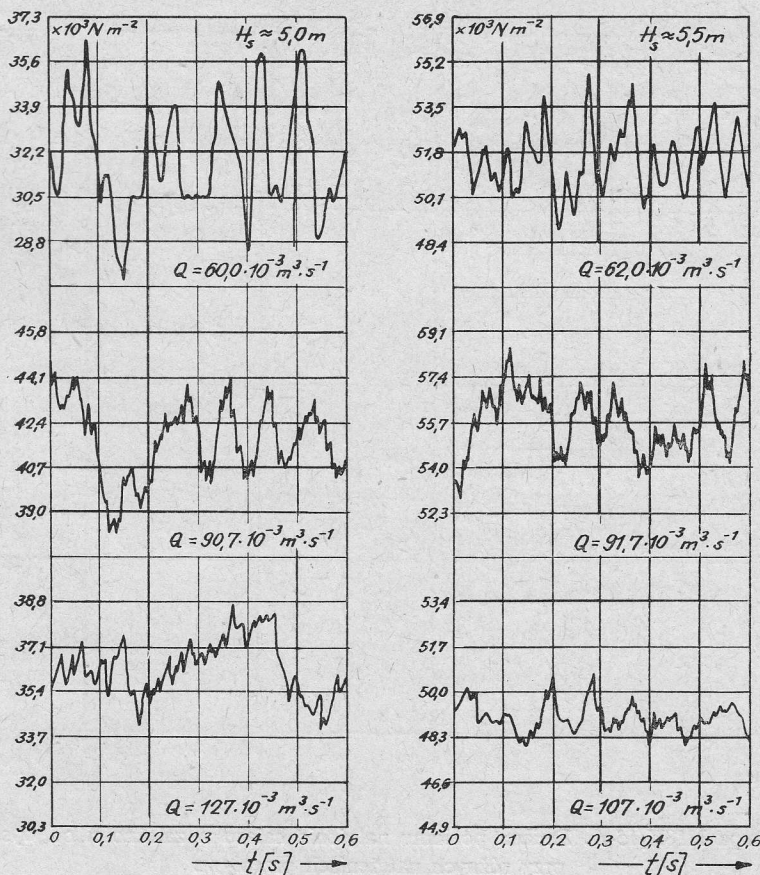


Fig. 13b. Pompa 175N350. Zmiana poziomu natężenia hałasu w zależności od wysokości ssania przy różnych natężeniach przepływu

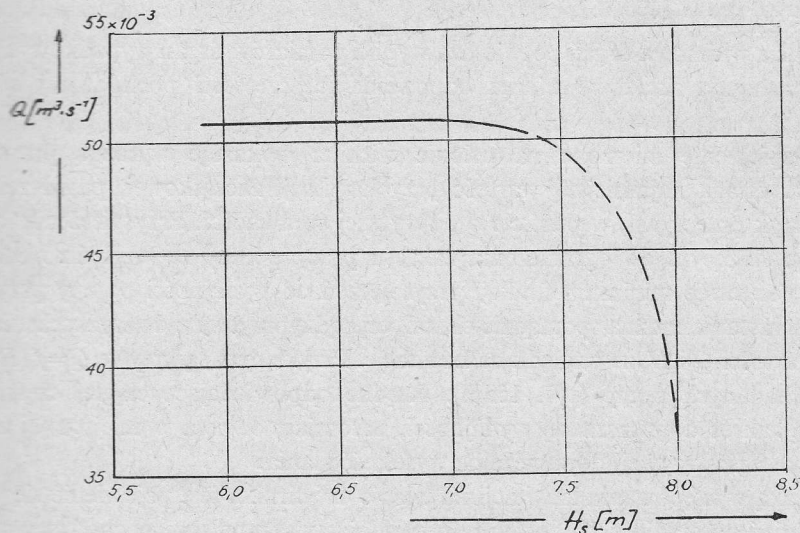


Rys. 14. Pompa 175N350. Zmiana pulsacji ciśnień na ssaniu pod wpływem pojawienia się kawitacji

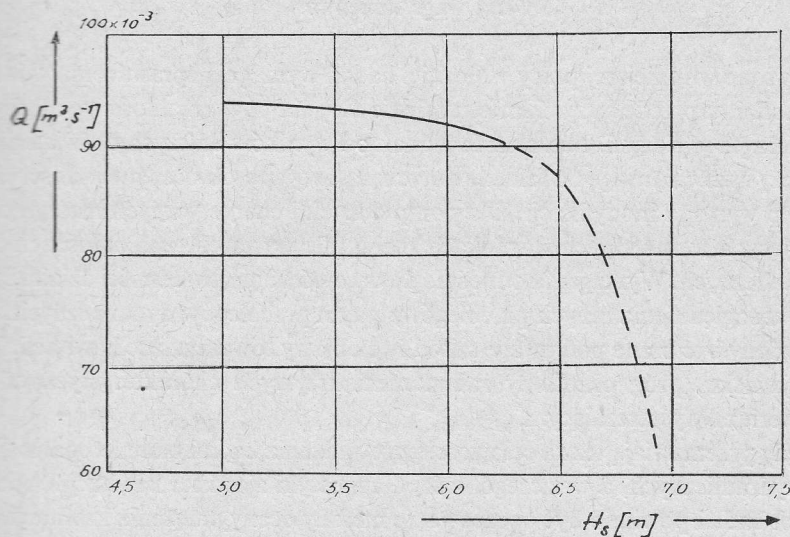
z szybkością obrotową wirnika), z drugiej zaś pojawienie się składowych wyższej częstotliwości (związanych z szybkością wzbudzeń pochodzących od łopatek wirnika). Spostrzeżenie to, w połączeniu z przebiegiem charakterystyk energetycznych pompy oraz przewidywanym rozwojem kawitacji w jej wnętrzu, nasuwa przypuszczenie, że spadek pulsacji podstawowych i wystąpienie składowych wyższej częstotliwości jest oznaką pojawienia się strefy kawitacyjnej w obrębie krawędzi wlotowych łopatek.

3.4. Wnioski z badań

Zebrany materiał doświadczalny nie upoważnia do określenia zależności między różnymi oznakami kawitacji a jej przebiegiem w pompach odśrodkowych. Wyniki badań wskazują jednak na związek jaki zachodzi między niektórymi z wybranych oznak, na ich zmienność w zależności od stanu ruchu badanych maszyn oraz na wielkość fizyczną, która może być użyteczna przy ustalaniu bezpiecznego obszaru pracy pompy ze względu na kawitację.



Rys. 15a. Pompa N18K/15-A. Natężenie przepływu w zależności od wysokości ssania określone na podstawie najmniejszych przyspieszeń. Ciągła część krzywej wskazuje na dopuszczalne parametry pracy pompy ze względu na kawitację



Rys. 15b. Pompa 175N350. Natężenie przepływu w zależności od wysokości ssania określone na podstawie najmniejszych przyspieszeń. Ciągła część krzywej wskazuje na dopuszczalne parametry pracy pompy ze względu na kawitację

W szczególności stwierdzono, że:

– Poziom natężenia hałasu, drgań, przyspieszeń i pulsacji ciśnień na ssaniu jest dla $n = \text{const}$ funkcją dwóch parametrów – natężenia przepływu i wysokości ssania. Na ogół wielkości te osiągają najmniejszą wartość w pobliżu załamania charakterystyk przepływu, świadczącego o kawitacji rozwiniętej. Przebiegi hałasu i drgań jednak nie zawsze wykazują tę własność.

– Gdy $Q \geq Q_n$ poziom natężenia hałasu wzrasta ze zwiększeniem wysokości ssania, a przy $Q < Q_n$ nie wzrasta.

– Analiza widmowa drgań potwierdza wyniki pomiarów drgań wypadkowych. Na wyróżnienie zasługują składowe widma odpowiadające częstości pochodzącej od łopatek wirnika.

– Przyspieszenie mierzone na osłonie wirnika wykazuje wyraźną prawidłowość. Wielkość ta osiąga najmniejszą wartość przy kawitacji zaczątkowej, przed załamaniem charakterystyk przepływu, w punkcie o najwyższej sprawności. Przyspieszenie może być parametrem służącym do ograniczenia zakresu pracy pompy ze względu na kawitację.

– Na podstawie minimum funkcji przyspieszeń od wydajności pompy przy różnych wysokościach ssania można sporządzić charakterystykę przydatną do wyznaczenia dopuszczalnych wartości Q i H_s ze względu na kawitację. Przykładem są krzywe $Q=f(H_s)$ wyznaczone dla badanych pomp (rys. 15a,b). Rzędne odpowiadające ciągłej części krzywej wyznaczają zakres dopuszczalnej wydajności, natomiast odcięta w miejscu jej załamania (przerywana część krzywej) dopuszczalną wysokość ssania.

– Oznaką występowania kawitacji na wlocie do wirnika jest pojawienie się w obrazie pulsacji ciśnień na ssaniu składowych odpowiadających impulsom pochodzącym od łopatek wirnika. Wynik tej obserwacji jest zbieżny z wynikami analizy drgań.

4. Uwagi końcowe

Przedstawione w niniejszej pracy wnioski z badań wymagają sprawdzenia w innych warunkach. Chodzi tu przede wszystkim o ustalenie stopnia powtarzalności wyników uzyskanych z badania przyspieszeń. Niezależnie jednak od wyników dalszych doświadczeń w tym zakresie należy zwrócić uwagę na fakt, że dotychczasowy sposób oceny własności eksploatacyjnych pomp wymaga modyfikacji. Dla pomp dużych i energetycznych maszyn odwracalnych, pracujących w zmiennych warunkach ruchu, nie wystarczy znajomość ich charakterystyk hydraulicznych. Wymagania odnośnie do trwałości i niezawodności działania maszyn skłaniają do uwzględnienia innych przebiegów, w tym przebiegów dynamicznych. W szczególności powinny być brane pod uwagę szkodliwe objawy towarzyszące kawitacji. Ze względu na to zjawisko, próg określony załamaniem krzywych charakterystycznych pompy nie jest kryterium wystarczającym.

Te względy przemawiają też za celowością prowadzenia badań nad metodami diagnostyki maszyn hydraulicznych, a w szczególności diagnostyki zjawiska kawitacji. Jednym z rezultatów tych badań powinno być opracowanie metody oceny natężenia kawitacji w maszynie za pomocą rejestracji pewnych typowych oznak. Możliwość przeprowadzenia takiej oceny rozwiązałaby szereg problemów eksploatacyjnych.

Literatura

- [1] Dziallas R., *Kavitationsbeobachtungen an radialen Kreislumpen mit räumlich gekrümmten Schaufeln*. VDI, z. 89, 1945.
- [2] Gongwer C. A., *A Theory of Cavitation Flow in Centrifugal Pump Impellers*. Trans. ASME 63, 1941.

- [3] Kasai T., Takamatu Y., *Cavitation Aspect and Suction Performances of Centrifugal Pumps*. Proc. IAHR-Symposium. Cavitation and Hydraulic Machinery, Япония, 1962.
- [4] Łazarkiewicz Sz., Trokoleński A. T., *Nowoczesne kierunki w konstrukcji pomp wirowych*. WNT, Warszawa 1966.
- [5] Steller K., *Correlation between different symptoms of cavitation observed during the tests of a Kaplan turbine and a rotodynamic pump*. Proc. of the fourth Conf. on Fluid Machinery, Budapest 1972.
- [6] Steller K., *Objawy kawitacji w maszynach hydraulicznych*. Prace IMP, z. 59, 1972.
- [7] Verba A., Stvrteczky F., Sebestyen Gy., *Kavitation in der Pumpe*. Vorträge der II Konf. für Strömungsmaschinen, Budapest 1966.

Some Dynamic Processes Associated with Cavitation in Centrifugal Pumps

Summary

In this report attention was given to cavitation in centrifugal pumps, some indirect methods for observing the cavitation in these machines were discussed and the results of investigations of two single stage pumps under various operating conditions were presented. The investigations concerned selected dynamic quantities and characteristic curves suitable for indicating the course of cavitation inside a pump. Measured and analyzed were such effects of cavitation like acoustical effects, vibrations and acceleration of impeller housings and also pressure pulsations on the suction side. Based on the power measurements, the conditions of cavitation were evaluated, the state where the pump characteristics were seemingly not affected by the cavitation having been recognized as the "no cavitation" state.

The purpose of the investigations under consideration was to choose from among the dynamic quantities registered that one which is most suitable for estimating the degree to which the cavitation has developed. This quantity should allow determining the permissible operating parameters of a pump on account of the durability of its components.

It was observed that acceleration was the most regularly behaving quantity from among those investigated. Its lowest value corresponds to the initial cavitation occurring before the deflection of pump characteristics (Figs. 8, 9a, b, c). From the minimum of the acceleration function, presented as a function of the flow rate at various suction heads, a characteristic useful for the determination of the permissible, from the cavitation view-point, flow rate and suction head was obtained (Fig. 15a, b).

Некоторые динамические явления, сопутствующие кавитации в центробежных насосах

Резюме

В работе обращается внимание на развитие кавитации в центробежных насосах, обсуждаются некоторые посредственные методы наблюдения кавитации в этих машинах, а также приводятся результаты исследований двух одноступенчатых насосов в различных условиях их эксплуатации. Исследования касались выбранных динамических величин, а также характеристических кривых, которые могут указывать на процесс явления кавитации внутри насоса. Замерены и проанализированы такие кавитационные явления как: акустические эффекты, колебания и ускорения кожухов роторов, а также пульсации давлений по стороне всасывания. Оценка кавитационных условий проводилась на основе результатов энергетических замеров, причем за состояние „без кавитации” принято состояние, в котором влияние кавитации на характеристику насоса незаметно (рис. 2).

Целью исследований было определение такой величины из регистрируемых динамических величин, которая окажется наиболее пригодной для оценки степени развития кавитации в насосе и будет служить определению рабочих параметров насоса, допускаемых с точки зрения прочности его деталей.

Констатируется, что из исследованных факторов наиболее закономерным является ускорение. Эта величина достигает минимальное значение при первоначальной кавитации, объявляющейся перед преломлением характеристических кривых насоса (рис. 8 и 9a, b, c).

На основе минимума функции ускорений от интенсивности течения, при различных высотах всасывания насоса, определена характеристика, пригодная для определения интенсивности течения и высоты всасывания, допускаемых с точки зрения кавитации (рис. 15a, b).