

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

T R A N S A C T I O N S  
O F   T H E   I N S T I T U T E   O F   F L U I D - F L O W   M A C H I N E R Y

80

W A R S Z A W A - P O Z N A Ń 1981

---

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 PRZEPLYWOWYCH**

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

---

**RADA REDAKCYJNA - EDITORIAL BOARD**

**TADEUSZ GERLACH · HENRYK JARZYNA · JERZY KRZYŻANOWSKI  
STEFAN PERYCZ · WOJCIECH PIETRASZKIEWICZ · ROMUALD PUZYREWSKI  
KAZIMIERZ STELLER (PRZEWODNICZĄCY - CHAIRMAN) · ROBERT SZEWAŁSKI  
JÓZEF ŚMIGIELSKI**

**KOMITET REDAKCYJNY - EXECUTIVE EDITORS**

**KAZIMIERZ STELLER - REDAKTOR - EDITOR  
WOJCIECH PIETRASZKIEWICZ · ZENON ZAKRZEWSKI  
ANDRZEJ ŻABICKI**

**REDAKCJA - EDITORIAL OFFICE**

Institut Maszyn Przeplywowych PAN  
ul. Gen. Józefa Fiszersa 14, 80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, tel. 41-12-71

Copyright

by Państwowe Wydawnictwo Naukowe  
Warszawa 1981

Printed in Poland

ISBN 83-01-02692-8

ISSN 0079-3205

**PANSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE - ODDZIAŁ W POZNANIU**

Nakład 340+90 egz. Ark. wyd. 10. Ark. druk. 7,5 Papier druk. sat. kl. V,  
70 g. 70×100 cm. Oddano do składania 26 kwietnia 1980 r. Druk ukończono  
w lutym 1981 r. Zamówienie nr 486/34, T-2/778. Cena zł 40,-

---

**DRUKARNIA UNIWERSYTETU IM. ADAMA MICKIEWICZA W POZNANIU**

JULIUSZ KIREJCZYK

Gdańsk

## O doborze parametrów pracy pompy diagonalnej\*

W pracy przedstawiono wyniki badań energetycznych, kawitacyjnych i dynamicznych pompy diagonalnej. Zwrócono uwagę na wzajemne powiązanie tych charakterystyk i ich rolę przy wyznaczaniu najkorzystniejszych parametrów pracy maszyn.

### 1. Wprowadzenie

Problem jakości maszyn hydraulicznych wiązany był do niedawna głównie z ich wysoką sprawnością. Mniej uwagi poświęcano natomiast trwałości i niezawodności. Wiązało się to z tym, że budowano maszyny małe, wolnobieżne, o ciężkiej konstrukcji, wytrzymujące bez przeszkód dziesiątki lat eksploatacji.

Istniejąca obecnie tendencja do budowania coraz większych jednostek (największe dotychczas turbiny wodne, instalowane w elektrowni Grand Coulee, o mocy ponad 760 MW [1] zdają się nie być ostatnim krokiem w tej dziedzinie) o dużej szybkobieżności, przy daleko posuniętej oszczędności materiałów sprawia, że turbiny wodne i pompy narażone są na duże obciążenia dynamiczne. Współczynniki sprawności zbliżają się przy tym do maksymalnych możliwych do osiągnięcia wartości. W tej sytuacji decydujący o trwałości maszyn stan obciążeń dynamicznych staje się zagadnieniem pierwszoplanowym.

Potwierdzają to opinie użytkowników energetycznych maszyn wodnych, których na równi ze sprawnością interesują wydajność (w pompach) lub moc (w turbinach) oraz niezawodność.

W związku z powyższym wydaje się celowe, aby przy określaniu zakresu użytecznych parametrów pracy wirowych maszyn hydraulicznych, poza ich sprawnością, brać pod uwagę także stan dynamiczny (rozumiany jako zachowanie się obiektów pod wpływem związanych z ich pracą zjawisk o charakterze niestacjonarnym lub quasi-stacjonarnym; chodzi tu więc przede wszystkim o drgania). Tym bardziej, że zakresowi pracy odpowiadającemu najwyższej sprawności nie zawsze odpowiadają minimalne wibracje.

Najczęstszą przyczyną nadmiernych obciążeń dynamicznych podczas ustalonej pracy maszyn hydraulicznych (pomijając ewentualne wady wykonania lub wyważenia układu wirującego) są niestacjonarne zjawiska przepływowe w obrębie wirnika, takie jak uderzenia, zawirowania czy kawitacja. To ostatnie odgrywa szczególną rolę, gdyż najsilniej wzbudza drgania oraz powoduje erozję części przepływowej.

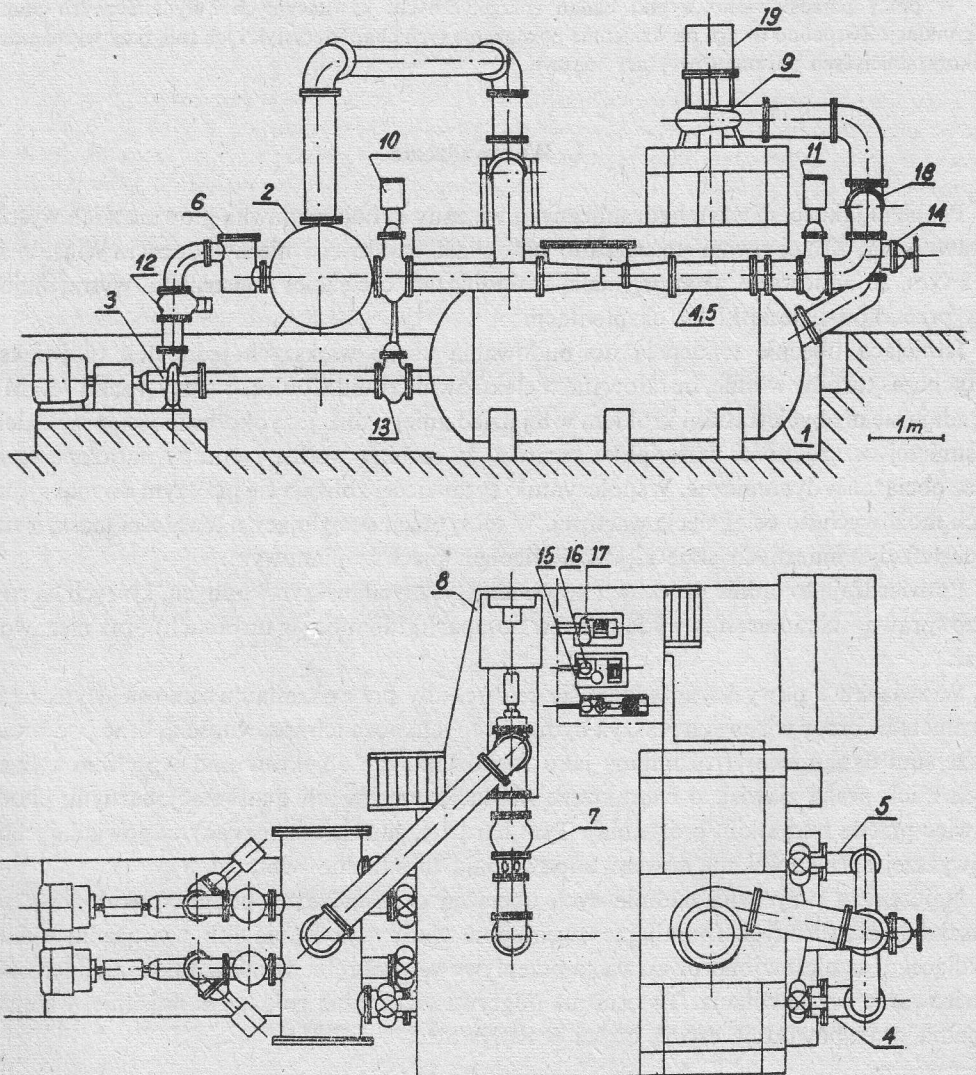
\* Praca wykonana w ramach problemu międzyresortowego MR. I. 26, „Podstawy projektowania maszyn i urządzeń energetycznych”, grupa tematyczna 07.

W pracy przedstawiono wyniki badań energetycznych, dynamicznych i kawitacyjnych pompy diagonalnej, starając się zwrócić uwagę na powiązania między tymi charakterystykami.

## 2. Opis badanego obiektu

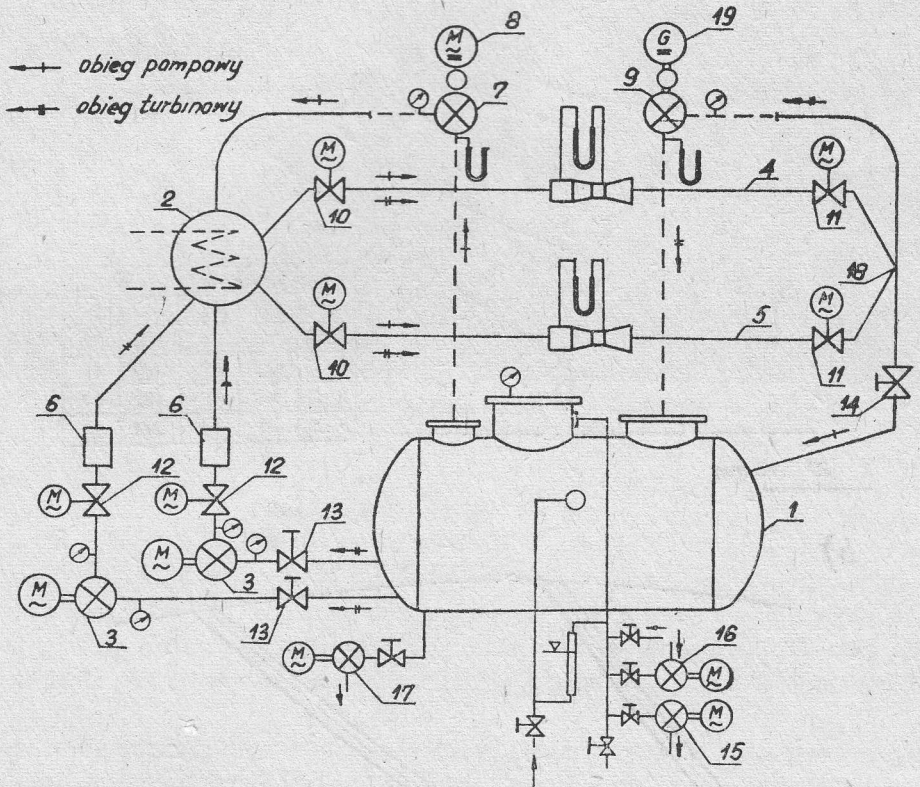
### 2.1. Stanowisko badawcze

Badania przeprowadzono na uniwersalnym stanowisku do badań maszyn hydraulicznych, istniejącym w Instytucie Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk w Gdańsku. Stanowisko przedstawiono na rysunku 1, a jego schemat hydrauliczny na rysunku 2.



Rys. 1. Uniwersalne stanowisko kawitacyjne

Układ hydrauliczny stanowiska jest zamkniętym obiegiem wodnym, umożliwiającym badanie modeli pomp i turbin wodnych w szerokim zakresie parametrów pracy, zarówno pod względem ciśnień, ze szczególnym uwzględnieniem podciśnienia, istotnego w badaniach kawitacji, jak i natężeń przepływu. Scentralizowany system sterowania zapewnia prostotę obsługi i szybkie prowadzenia pomiarów.



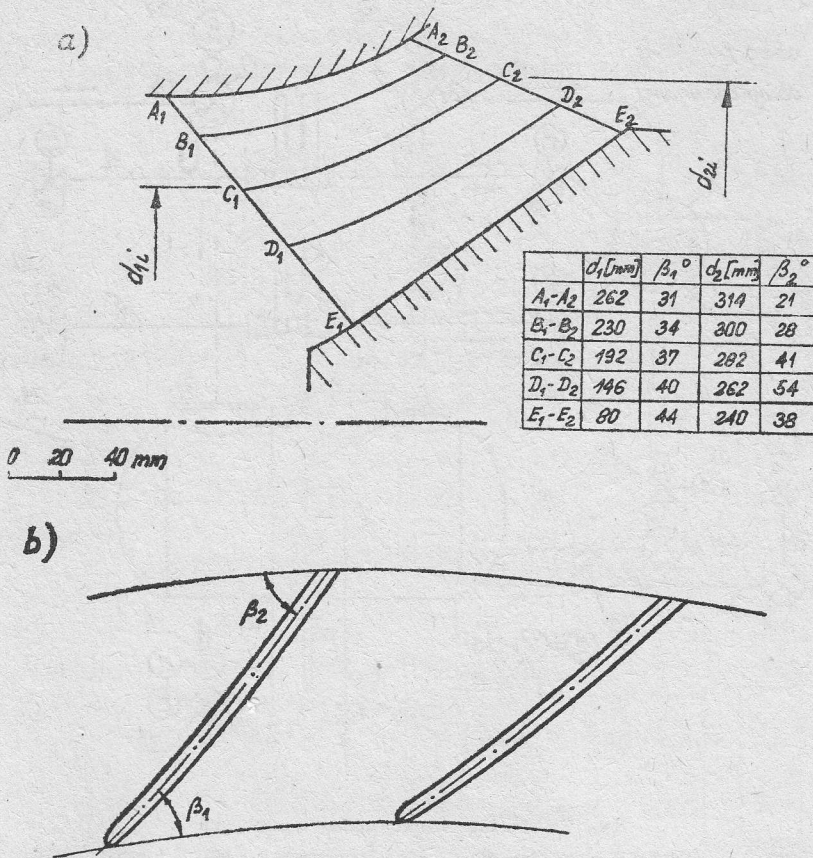
Rys. 2. Schemat funkcjonalny stanowiska

1 - zbiornik główny, 2 - kolektor, 3 - pompy obiegowe, 4, 5 - ciągi pomiarowe, 6 - filtry, 7 - badany model pompy, 8 - silnik pompy, 9 - badany model turbiny, 10, 11, 12 - zasuwki z napędem elektrycznym, 13, 14 - zasuwki, 15 - pompa próżniowa, 16 - sprężarka, 17 - pompa opróżniająca, 18 - czwórniki, 19 - generator napędzany turbiną

Badania na stanowisku pompa (rys. 2, poz. 7), napędzana silnikiem prądu stałego 8, połączona jest od strony ssawnej ze zbiornikiem głównym 1, od strony tłocznej - z kolektorem 2. Woda obiegowa płynie ze zbiornika 1 kolejno przez pompy i kolektor 2 do ciągów pomiarowych 4, 5, o średnicach 200 i 350 mm, dalej przez czwórniki 18 powraca do zbiornika głównego. Wysokość podnoszenia oraz wydajność pompy reguluje się zasuwkami 10 lub 11, ciśnienie po stronie ssącej - połączonymi ze zbiornikiem 1 pompą próżniową 15 lub sprężarką 16. Część obiegu zawierająca pompy 3, potrzebne do badań modeli turbin wodnych, jest odłączona - zamknięte są zasuwki 12 i 13.

## 2.2. Badana pompa

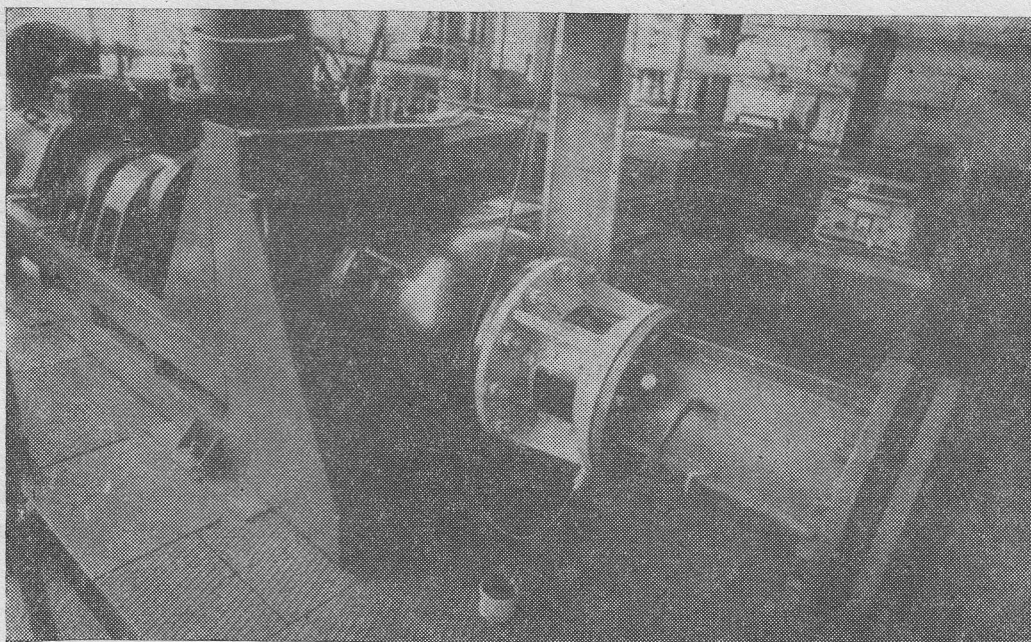
Obiektem badanym była pompa diagonalna o średnicy wirnika  $d_2 = 314$  mm i wyróżniku szybkobieżności  $n_{sQ} = 105$ . Wirnik pompy wykonano metodą uproszczoną, z pięcioma łopatkami o krzywiznie jednolukowej, profilując jedynie część wlotową. Rysunek 3a przedstawia kształt i wymiary łopatki, a rysunek 3b – rozwinięcie kanału międzyłopatkowego wzdłuż linii prądu  $C_1 - C_2$ . Wirnik charakteryzują duże kąty wlotowe.



Rys. 3. Charakterystyka geometryczna wirnika; a) rzut na płaszczyznę równoległą do osi obrotu, b) rozwinięcie łopatek wzdłuż linii prądu  $C_1 - C_2$

Oslonę wirnika zaopatrzone w 4 okna, umożliwiające (za pomocą stroboskopu) oglądanie zjawisk przepływowych w kanałach międzyłopatkowych (rys. 4).

Podczas badań zachowywano stałą prędkość obrotową wirnika, przyjmującą w poszczególnych grupach pomiarowych wartości  $n = 600, 700, 800, 900, 1000, 1100$  obr/min, oraz stałą geometryczną wysokość ssania, równą 1,6 m. Charakterystyki mierzono zmieniając natężenie przepływu zasuwami II (rys. 2), przyjmując zasadę zwiększania wydajności  $Q$ . Miało to na celu ustrzeżenie się przed wpływem histerezy w przebiegu charakterystyk energetycznych i kawitacyjnych [2].



Rys. 4. Badana pompa diagonalna zainstalowana na stanowisku laboratoryjnym w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku

### 2.3. Oprzyrządowanie pomiarowe

#### 2.3.1. Pomiar parametrów energetycznych

Pomiar natężenia przepływu odbywał się za pomocą zwężek Venturiego o średnicach nominalnych 200 i 300 mm i zakresie pomiarowym odpowiednio 0,03 - 0,18 i 0,05 - 0,35 m<sup>3</sup>/s. Spadek ciśnienia w zwężkach mierzono manometrami różnicowymi typu MUR. 1200.

Ciśnienia mierzono manometrami prężnymi i różnicowymi. W króćcu ssawnym pompy ciśnienie mierzono manometrem różnicowym wypełnionym rtęcią, w króćcu tłocznym manometrem prężnym o średnicy tarczy 250 mm, zakresie pomiarowym 0 - 4 atn i klasie dokładności 0,4.

Moment obrotowy mierzono za pomocą wału mierniczego T1-100 produkcji Hottinger-Baldwin Messtechnik. Wał ten był sprzężony z mostkiem tensometrycznym KSW/II-5.

Prędkość obrotową wirnika mierzono za pomocą czujnika OT-1, sprzężonego z wałem silnika napędzającego pompę. Odczytów dokonywano z częstotliczomierza cyfrowego S-2201 produkcji RFT.

#### 2.3.2. Pomiar parametrów dynamicznych

Równocześnie z parametrami energetycznymi mierzono poziom hałasu i drgań promieniowych osłony wirnika pompy. Do pomiaru hałasu zastosowano miernik PSI 202 produkcji RFT, o liniowej charakterystyce częstotliwościowej w zakresie od 20 do 12000 Hz.

Drgania obudowy mierzono zestawem aparatury produkcji Brüel and Kjaer, złożonym z przetwornika przyspieszeń typu 4329, przedwzmacniacza 1606, analizatora trójowego 2111 i rejestratora 2305. Pomiarów dokonywano w zakresie częstotliwości 2 - 35 000 Hz.

Dodatkowo w czasie pomiarów obserwowano rozmiar i kształt obłoku kawitacyjnego, występującego w obrębie wirnika. Powierzchnię obłoku określono w przybliżeniu, posługując się naniesioną na jedną z łopatek siatką z okami o wymiarach  $2 \times 2$  cm i oświetlając wirnik światłem stroboskopu.

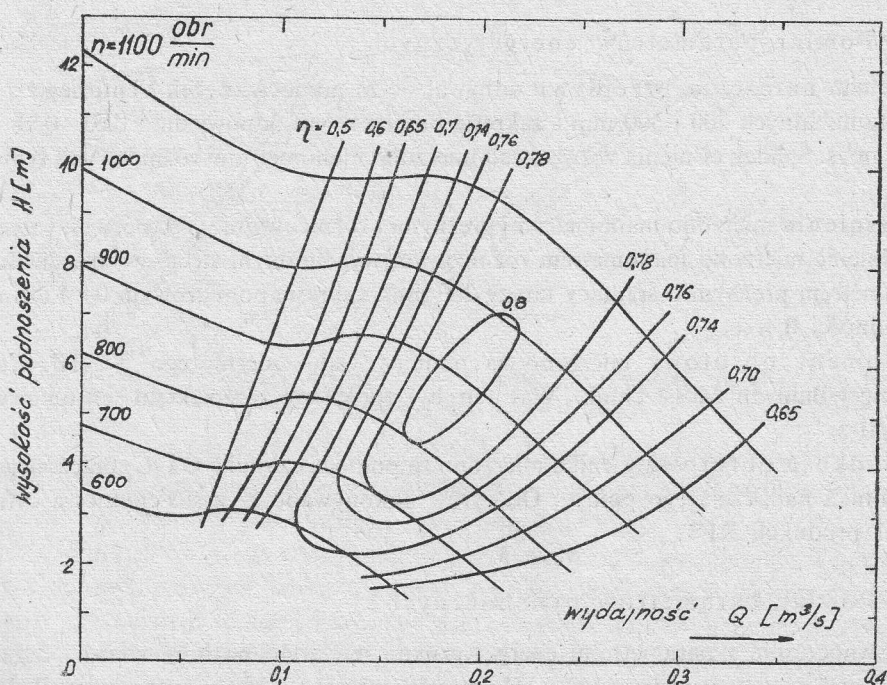
### 3. Badania doświadczalne

#### 3.1. Charakterystyki pompy

Jak już wspomniano, pompę badano przy sześciu prędkościach obrotowych, mierząc parametry energetyczne, dynamiczne i kawitacyjne. Po naniesieniu otrzymanych wyników na charakterystykę  $H=f(Q)$  otrzymano obraz dobrze przedstawiający jakość przepływu przez wirnik w całym zakresie parametrów pracy maszyny.

##### 3.1.1. Charakterystyka energetyczna

Charakterystykę energetyczną  $\eta=f(Q, H)$  przedstawia rysunek 5. Wyraźnie występujące przegięcia charakterystyk  $H(Q)$  są znamienne dla tego typu pomp i związane z cyrkulacją przed wirnikiem. Obserwacje przepływu w króćcu ssawnym wykazały, że przy



Rys. 5. Uniwersalna charakterystyka energetyczna  $\eta=f(Q, H)$



małych natężeniach przepływu, poniżej  $Q/Q_n=0,4$  ( $Q_n$  oznacza wartość natężenia przepływu odpowiadającą maksymalnej sprawności) występowała silna prerotacja dodatnia, znikająca w obszarze przegięcia charakterystyki. W strefie wlotowej wirnika pojawiały się wówczas obszary przepływów powrotnych, obejmujące blisko połowę krawędzi wlotowej. Dalszemu zwiększeniu wydajności towarzyszyło zmniejszenie zawirowań tego typu i stopniowe przechodzenie do równomiernego rozkładu prędkości w przekroju wlotowym. W zakresie natężeń przepływu  $1 < Q/Q_n < 1,5$  zależności  $H(Q)$  są niemal liniami prostymi.

Duże kąty natarcia i kąty rozwarcia kanałów międzyłopatkowych wirnika sprawiły, że przebieg charakterystyki sprawności jest nieco inny niż się zwykle spotyka w pompach diagonalnych i przypomina charakterystykę pompy śmigłowej przy dużych kątach natarcia. Badany wirnik pracował bowiem w całym zakresie wydajności z uderzeniem na wlocie, zmniejszającym się ze wzrostem  $Q$ . Wzrostowi prędkości przepływu towarzyszyło zwiększanie się strat energii, powodowanych oderwaniami warstwy przyściennej w kanałach międzyłopatkowych. W wyniku tych dwu procesów charakterystyki  $\eta=f(Q)$  mają stosunkowo płaski przebieg.

Specyficzna geometria wirnika sprawiła, że przedstawiana pompa ma maksymalną wydajność o 20% większą w porównaniu z tą samą maszyną, wyposażoną w seryjnie produkowany wirnik o takich samych rozmiarach zewnętrznych. Oczywiście sprawność jest nieco niższa i własności kawitacyjne gorsze.

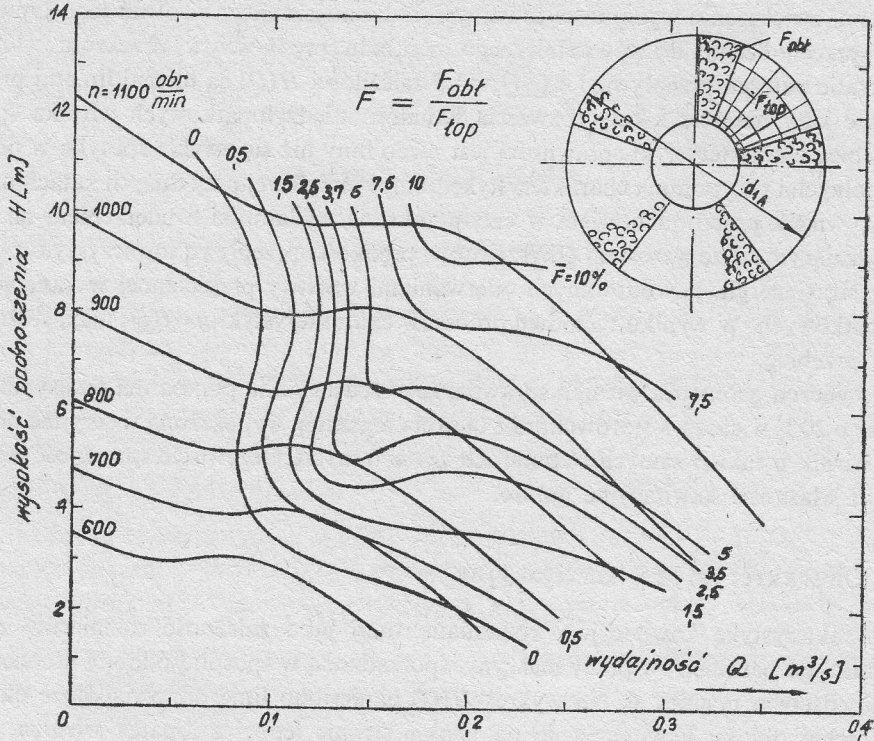
### 3.1.2. Charakterystyka kawitacyjna

Charakterystykę kawitacyjną, rozumianą tutaj jako zależność rozmiarów zjawiska w wirniku od parametrów pracy maszyny, sporządzoną w sposób podobny do energetycznej, przedstawia rysunek 6. Na wykres  $H(Q)$  naniesiono linie odpowiadające określonej powierzchni obłoku kawitacyjnego na biernej stronie jednej z łopatek wirnika.

Istotną cechą obłoku kawitacyjnego jest także jego forma, zależna, przy stałej prędkości obrotowej i geometrycznej wysokości ssania, od natężenia przepływu. Można tu wyróżnić kilka stref, typowych dla pomp diagonalnych. Przy  $Q$  bliskich 0 ruch cieczy w obrębie wirnika jest bardzo chaotyczny. Trudno wówczas dojrzeć jakiegokolwiek zjawiska na łopatkach; cała komora wirnika wypełniona jest wodą o dużej zawartości drobnych pęcherzyków pary. Przy niewielkich wydajnościach, w strefie pracy z silną prerotacją dodatnią, kawitacja praktycznie nie występuje. Małe są bowiem prędkości przepływu, zaś duża składowa obwodowa prędkości cieczy powoduje, że nie występuje uderzenie na wlocie do wirnika. Obszar pracy odpowiadający przegięciu charakterystyk energetycznych cechuje bardzo rozwinięta kawitacja. Powstające wówczas strefy wypełnione parą mają charakter niestacjonarnych, silnie pulsujących kawern, odrywających się od powierzchni łopatek pod dużym kątem. Tworzy się przy tym rodzaj pierścienia parowo-gazowego, opasującego całą zewnętrzną część strefy wlotowej wirnika. Tłumaczyć to można dużą różnicą między kątem wlotowym łopatki i kątem napływu cieczy. Jest to przyczyną oderwań przepływu i powstawania cienia hydrodynamicznego, co z kolei sprzyja rozwojowi kawitacji.

Dalsze zwiększenie natężenia przepływu powoduje zmniejszanie stref kawitacyjnych i zmianę ich charakteru: stają się stacjonarne, przylegające do łopatek, pulsujące jedynie w końcowej części obłoku. Przy mniejszych prędkościach obrotowych kawitacja zanika.

W zakresie pracy przy największych wydajnościach, przebieg zjawisk kawitacyjnych w badanej pompie ma inny nieco charakter niż opisany w literaturze [3]. Nie ma tu bowiem stref z oderwaniem przepływu na czynnej powierzchni łopatek wirnika. Kawitacja na po-



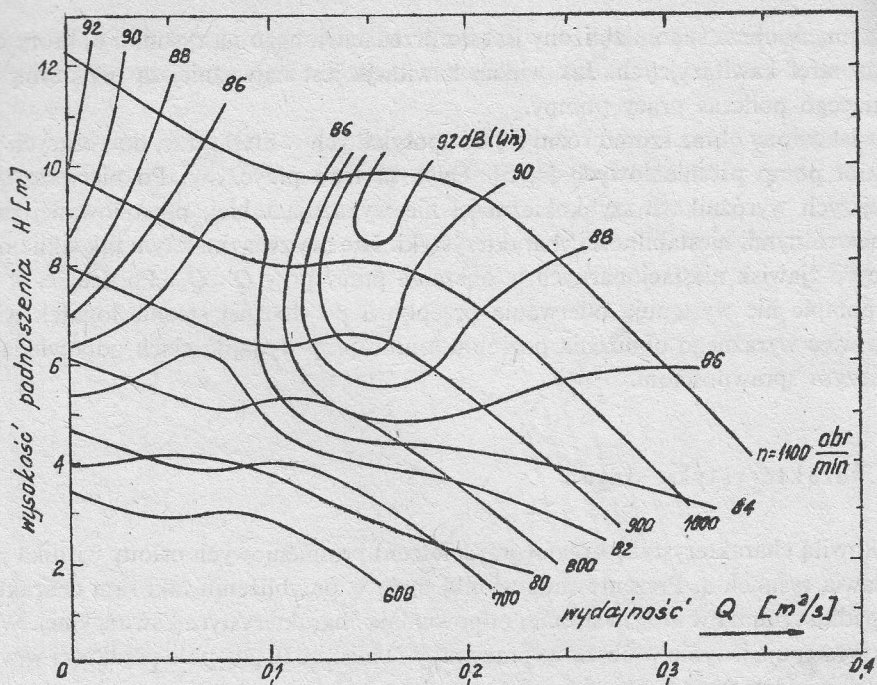
Rys. 6. Powierzchnia obłoku kawitacyjnego odniesiona do powierzchni łopatki ( $\bar{F} = F_{obt}/F_{top} \cdot 100\%$ )

wierzchniach tych powstaje jedynie przy dużych prędkościach przepływu (przy dużych prędkościach obrotowych i małych ciśnieniach na ssaniu).

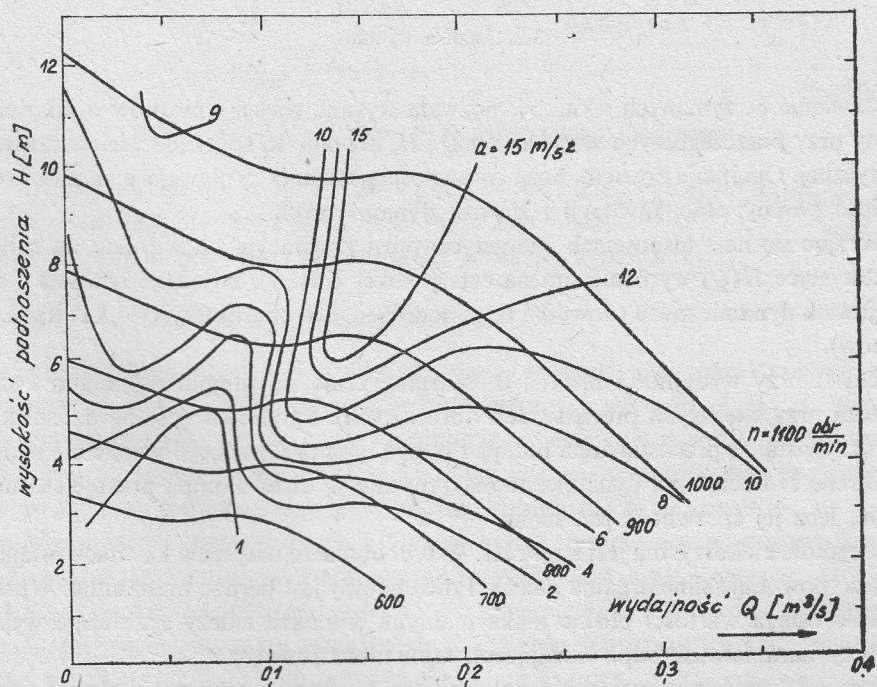
Kawitacja w szczelinach między wirnikiem i osłoną występowała tylko przy największych wysokościach ssania.

### 3.1.3. Charakterystyka szumu

Pomiarów szumu powodowanego pracą pompy dokonywano mikrofonem umieszczonym przy osłonie wirnika, w odległości około 10 cm od jej powierzchni, izolując go od hałasów pochodzących z zewnątrz grubą warstwą pianki poliuretanowej. Całkowitą charakterystykę szumu, sporządzoną w sposób analogiczny do energetycznej przedstawia rysunek 7. Wartości podano w dB (lin.) w odniesieniu do ciśnienia akustycznego 20  $\mu$ Pa. Poziom tła podczas pomiarów wynosił 52 dB. Średnia wartość sygnału poziomego mierzony była więc 30 - 110 razy (w skali liniowej) większa od sygnału odpowiadającego poziomowi tła. Uznać to można za wartość w pełni zadowalającą zważywszy, że mierzony szum ma charakter stacjonarnego procesu losowego o odchyleniu standardowym około 0,5 dB.



Rys. 7. Charakterystyka szumu



Rys. 8. Charakterystyka drgań (przyspieszeń) promieniowych osłony wirnika pompy

Otrzymany obraz szumu zbliżony jest do przedstawionego na rysunku 6, który opisuje rozmiary stref kawitacyjnych. Jak widać, kawitacja jest najważniejszą przyczyną hałasu powstającego podczas pracy pompy.

Przedstawiony obraz szumu różni się od spotykanych w literaturze, dotyczących przede wszystkim pomp promieniowych [4, 5]. Dwie są tego przyczyny. Po pierwsze, pompy o mniejszych wyróżnikach szybkobieżności nie wykazują takiej, powodowanej przepływami powrotnymi, niestabilności charakterystyki. Nie ma związku z tym tak silnie oddziaływających zjawisk niestacjonarnych w obszarze pracy przy  $Q < Q_n$ . Po drugie, w opisywanej pompie nie występują oderwania przepływu po tłocznej stronie łopatek wirnika. Nie ma więc wyraźnego obniżenia poziomu szumu przy wydajnościach odpowiadających największym sprawnościom.

### 3.1.4. Charakterystyka drgań

Całkowitą charakterystykę drgań (przyspieszeń) promieniowych osłony wirnika pompy przedstawia rysunek 8. Prezentowane wyniki mają w przybliżeniu taki sam charakter jak w przypadku szumu i w dużym stopniu odpowiadają charakterystyce kawitacyjnej. Większe różnice występują jedynie w obszarze pracy przy  $Q$  bliskim 0, gdy pole prędkości w wirniku jest silnie zdeformowane, zaś zjawiska przepływowe mają zdecydowanie niestacjonarny charakter (objawia się to pojedynczymi uderzeniami).

## 3.2. Analiza wyników

Zestawienie otrzymanych wyników pozwala wysnuć więcej wniosków o jakości pracy maszyny przy poszczególnych wartościach  $Q$  i  $H$ , niż daje to sporządzenie charakterystyki energetycznej. Obejmuje bowiem, poza sprawnością, czynniki wpływające na niezawodność i trwałość pompy: stan kawitacji i zjawiska dynamicznych.

Opierając się na własnościach energetycznych i kawitacyjnych wirnika, na całkowitej charakterystyce  $H(Q)$  wyróżnić można cztery strefy (rys. 9), związane również z natężeniem zjawisk dynamicznych (dowodzi tego podobieństwo charakterystyk: kawitacji, drgań i szumów).

Strefa I, przy wydajności bliskiej 0, charakteryzuje się silnymi drganiami i szumem (zwłaszcza przy większych prędkościach obrotowych). Sprawność jest bardzo niska. Jest rzeczą oczywistą, że przedstawiona pompa do tego typu pracy zdecydowanie nie nadaje się.

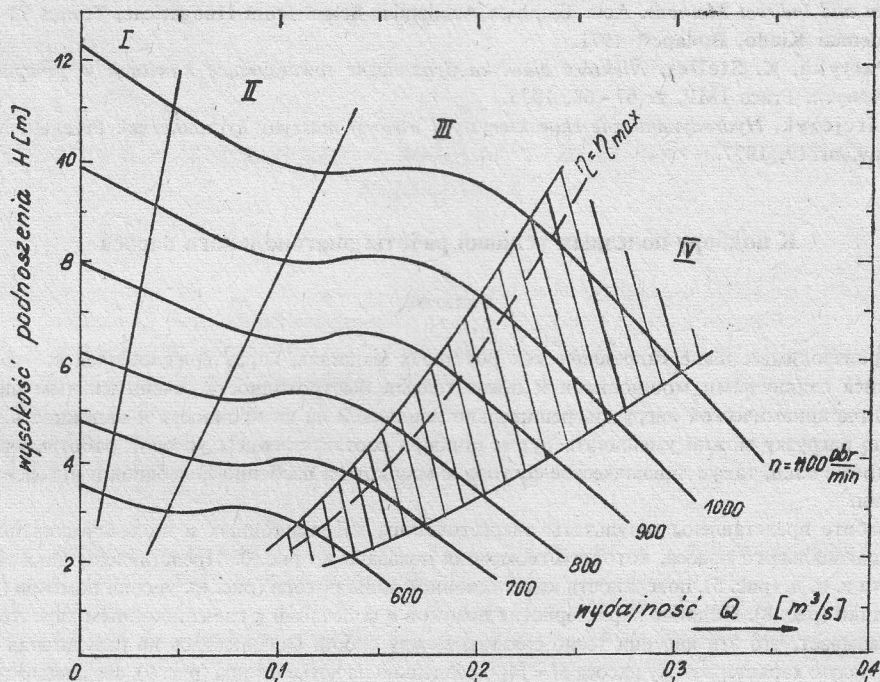
W strefie II obciążenia dynamiczne maszyny nie są duże. Pompa pracuje stosunkowo stabilnie, lecz jej sprawność jest mała.

Szczególnie niekorzystna jest strefa III. W tym obszarze natężenie kawitacji osiąga maksimum, co powoduje silne drgania i hałas. Praca pompy jest bardzo niestabilna. Wprawdzie sprawność osiąga wartości bliskie maksymalnym, jednakże należy absolutnie wykluczyć pracę przy parametrach odpowiadających temu obszarowi.

W strefie IV praca pompy jest najspokojniejsza. Co prawda sprawność obniża się w miarę wzrostu natężenia przepływu, stan dynamiczny maszyny jest jednak najkorzystniejszy.

Badania innego, fabrycznego wirnika diagonalnego wykazały, że sytuacja taka jest typowa dla tego rodzaju pomp i nie ma tu szczególnego znaczenia opisana wcześniej geometria łopatek.

Jest rzeczą oczywistą, że granice między opisanymi strefami mają jedynie charakter przybliżony. W praktyce eksploatacyjnej najistotniejsze jest określenie rozdziału między



Rys. 9. Charakterystyczne strefy pracy pompy diagonalnej

strefami III i IV, zwłaszcza, że przebiega w pobliżu linii maksymalnych sprawności. W obszarze tym niewielkie obniżenie wydajności może powodować szybki rozrost strefy kawitacyjnej, tym samym powstanie nadmiernych obciążeń dynamicznych.

#### 4. Wnioski

Z przedstawionych informacji wynika, iż pomiar energetycznej charakterystyki pompy nie daje pełnego obrazu jakości pracy przy poszczególnych wartościach  $Q$  i  $H$ . Budowane obecnie maszyny hydrauliczne mają stosunkowo wysokie sprawności, o korzystnym (płaskim) pod względem regulacji przebiegu. Tym większe znaczenie ma więc dobór warunków pracy przy uwzględnieniu parametrów wpływających na trwałość.

Wyniki pomiarów energetycznych i dynamicznych opisaney pompy pozwalają wyznaczyć zakres parametrów pracy, gwarantujących wysoką sprawność i trwałość. Obszar ten przedstawia zakreskowane pole na rysunku 9. Jest rzeczą znamioną, iż znaczna część owego obszaru leży w części charakterystyki, gdzie  $Q > Q_n$ . Ma tu bez wątpienia znaczenie kształt badanego wirnika, lecz jest to po części cechą pomp diagonalnych w ogólności.

## Literatura

- [1] Informacja firmy Allis Chalmers. International Water Power and Dam Construction, August, 1978.
- [2] M. Yamabe, *Hysteresis Characteristics of Francis Pump-Turbine when Operated as Turbine*. Journal of Basic Eng. ASME serie D, vol. 93, nr 1, March, 1971.
- [3] G. Sebestyen, F. Stvrteczyk, A. Szabo, A. Verba, *Investigation of Cavitation in Pumps by Direct and Indirect Methods*. Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae, Tomus 71 (3 - 4), Akademiai Kiado, Budapest 1971.
- [4] E. Partyka, K. Steller, *Niektóre zjawiska dynamiczne towarzyszące kawitacji w pompach odśrodkowych*. Prace IMP, z. 67 - 68, 1975.
- [5] J. Kirejczyk, *Hydrodynamiczne charakterystyki wirowej maszyny hydraulicznej*. Przegląd Mechaniczny, nr 19, 1977.

## К подбору полезных условий работы диагонального насоса

## Резюме

В производимых ныне гидравлических роторных машинах, характеризующихся все увеличивающимися единичными мощностями и показателями быстроходности, очень важным является уменьшение динамической нагрузки, решительно влияющей на их прочность и надежность. Динамическую нагрузку можно уменьшить путем подбора соответственных условий работы, учитывающих, кроме к.п.д, также динамическое состояние машины, а особенно колебания и интенсивность кавитации.

В работе представлены результаты энергетических, кавитационных и динамических исследований диагонального насоса, которого геометрия показана на рис. 3. Представлены также характеристики к. п. д. (рис. 5), поверхности кавитационной зоны ротора (рис. 6), уровня помехов (рис. 7) и колебаний (рис. 8). Подобие характеристик помехов и колебаний к кавитационным характеристикам доказывает, что эти явления тесно связаны между собой. Основываясь на результатах исследований целую характеристику насоса  $H=f(Q)$  раздельно на четыре зоны (рис. 9), связанные с интенсивностью кавитации. Предлагаемый диапазон работы машины на рис. 9 представляет зачерченное поле. Внимательно, что значительная часть этого диапазона расположена в части характеристики, где  $Q > Q_n$ .

## Selection of Favourable Operating Conditions for a Diagonal Pump

## Summary

The reduction of dynamic loads becomes the essential problem in modern hydraulic turbomachines of ever increasing unit powers and specific speeds. In order to reduce these loads, which affect significantly the durability and reliability of the machinery, a selection of operating conditions should be carried out with the dynamical state of the machine, and in particular its vibrations and cavitation intensity, taken into account beside the efficiency.

The paper presents results of efficiency, cavitation and dynamic tests of a diagonal pump with the impeller blading design as shown in Fig. 3. Diagrams of the efficiency (Fig. 5), impeller cavitation zone area (Fig. 6), noise level (Fig. 7) and vibration level (Fig. 8) have been made. The similarity of the noise and vibration characteristics and the cavitation characteristic indicates a close relation between these phenomena.

Basing on the results obtained the pump characteristic  $H=f(Q)$  has been divided into four regions (Fig. 9) according to the cavitation intensity. The region regarded as appropriate for the pump operation has been hatched. It is worth noting that considerable part of this region corresponds to  $Q > Q_n$ .