

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
INSTYTUT MASZYN PRZEPLYWOWYCH

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPLYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

83-84

WARSZAWA - POZNAŃ 1983

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE

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

RADA REDAKCYJNA—EDITORIAL BOARD

TADEUSZ GERLACH · HENRYK JARZYNA · JERZY KRZYŻANOWSKI
STEFAN PERYCZ · WŁODZIMIERZ PROSNAK · KAZIMIERZ STELLER
ROBERT SZEWAŁSKI (PRZEWODNICZĄCY - CHAIRMAN) · JÓZEF ŚMIGIELSKI

KOMITET REDAKCYJNY—EXECUTIVE EDITORS

KAZIMIERZ STELLER — REDAKTOR — EDITOR
WOJCIECH PIETRASZKIEWICZ · ZENON ZAKRZEWSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA—EDITORIAL OFFICE

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

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1983

Printed in Poland

ISBN 83-01-04553-1
ISBN 0079-3205

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE — ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 340+90 egz.	Oddano do składania 17 VI 1982 r.
Ark. wyd. 21,5. Ark. druk. 16,75+1 wkl.	Podpisano do druku 22 IV 1983 r.
Pap. druk. sat. kl. V, 70 g	Druk ukończono w maju 1983 r.
Nr zam. 489/184.	E-9/215. Cena zł 200,—

DRUKARNIA UNIwersytetu IM. A. MICKIEWICZA W POZNANIU

HYDROFORUM

KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA

na temat

PROBLEMY ROZWOJU HYDRAULICZNYCH MASZYN
WIROWYCH ZE SZCZEGÓLNYM UWZGLĘDNIENIEM POTRZEB
ENERGETYKI

Porąbka-Kozubnik, 20 - 23, września 1980 r.

*

HYDROFORUM

SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

on

DEVELOPMENT PROBLEMS OF HYDRAULIC TURBOMACHINES
WITH SPECIAL ACCOUNT OF THE NEEDS OF POWER ENGINEERING

Porąbka-Kozubnik, September 20 - 23, 1980

*

ГИДРОФОРУМ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

на тему

ПРОБЛЕМЫ РАЗВИТИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РОТОРНЫХ МАШИН
С ОСОБЫМ УЧЕТОМ НУЖД ЭНЕРГЕТИКИ

Поромбка-Козубник, 20 - 23 сентября 1980 г.

ANDRZEJ ŁOJEK

Gdańsk*

Regulacja pomp szybkobieżnych, w szczególności pomp wody chłodzącej

Stosowane w obiegach wody chłodzącej szybkobieżne pompy śmigłowe i diagonalne reguluje się za pomocą zmian kąta ustawienia łopatek wirnika lub kierownicy prerotacyjnej, osadzonej przed wirnikiem. Przedstawiono wyniki teoretycznych i eksperymentalnych badań obu metod regulacji. Scharakteryzowano ich wady i zalety, wskazując jednocześnie, w jakich warunkach eksploatacyjnych należałoby wymienione metody regulacji stosować. Zamieszczono również wyniki badań urządzeń prerotacyjno-upustowych, świadczące o możliwościach polepszenia własności regulacji prerotacyjnej.

1. Wstęp

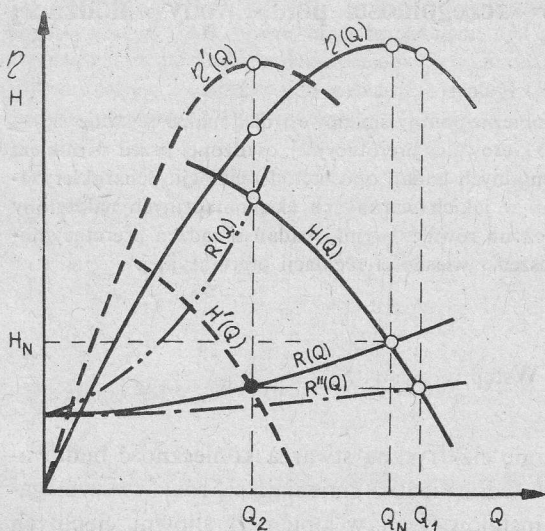
Szybki wzrost zapotrzebowania na energię elektryczną stwarza konieczność budowania coraz większych bloków energetycznych. Odpowiednio zmieniają się również wymagania dotyczące parametrów pracy pomp instalowanych w obiegach siłowni ciepłych i wzrasta znaczenie poprawnego wyboru sposobu regulacji pomp, zapewniającej ekonomiczną i niezawodną ich pracę we wszystkich, wynikających z potrzeb eksploatacji, stanach obciążenia.

W obiegach wody chłodzącej stosuje się obecnie przede wszystkim szybkobieżne pompy śmigłowe i diagonalne. Wynika to z dużego zapotrzebowania wody chłodzącej. Na przykład [4] w konwencjonalnej elektrowni cieplnej zużycie wody podczas chłodzenia w obiegu otwartym, przy wysokości podnoszenia pomp od 10 do 15 metrów słupa wody, wynosi około $120 \text{ m}^3/\text{MWh}$, a podczas chłodzenia w obiegu zamkniętym (z wieżą chłodniczą), przy wysokości podnoszenia od 20 do 25 metrów, około $90 \text{ m}^3/\text{MWh}$. Celem dostosowywania parametrów pracy pomp do zmieniających się warunków eksploatacji, wyposaża się je w urządzenia do regulowania kąta ustawienia łopatek wirnika lub kierownicy prerotacyjnej, osadzonej przed wirnikiem. Regulacja umożliwia utrzymanie wymaganego natężenia przepływu przy zmianie poziomu wody dolnej, dostosowanie przepływu do zmieniającego się obciążenia turbin, oraz daje możliwość pracy pomp w obiegach mieszanych, tzn. w obiegach otwartych w zimie i zamkniętych w lecie.

* Instytut Maszyn Przepływowych PAN.

2. Regulacja łopatkami wirnika i regulacja prerotacyjna

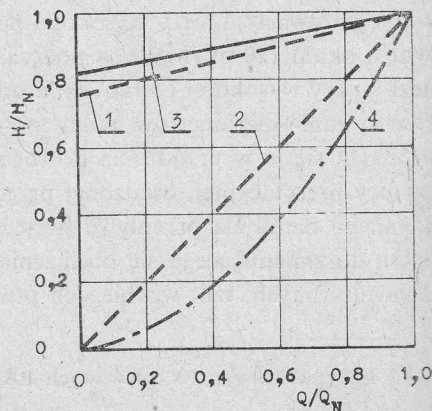
W ustalonym stanie pracy pompy jej parametry energetyczne określa punkt przecięcia się charakterystyki przepływu z krzywą oporów rurociągu (rys. 1). Parametry te (wydajność, wysokość podnoszenia) mogą być zmieniane bądź przez zmianę charakterystyki przepływu pompy (za pomocą regulowania kąta pochylenia łopatek wirnika lub kierownicy prerotacyjnej, albo też zmian prędkości obrotowej wirnika), bądź też przez zmianę oporów rurociągu (regulacja dławieniowa, upustowa). Ten sam, zmieniony, punkt pracy pompy osiągnąć więc można różnymi metodami regulacji, oczywiście z różną sprawnością.



Rys. 1. Charakterystyki przepływu $H(Q)$ i sprawności $\eta(Q)$ pompy oraz krzywe oporów rurociągu $R(Q)$ podczas regulacji prerotacyjnej, dławieniowej i upustowej
sprawność układu pompa – urządzenie regulacyjne podczas regulacji:

$$\begin{aligned} \text{prerotacyjnej} & - \eta_p = \eta'(Q_2), \\ \text{dławieniowej} & - \eta_d = \eta(Q_2) \frac{H'(Q_2)}{H(Q_2)}, \\ \text{upustowej} & - \eta_u = \eta(Q_1) \frac{Q_2}{Q_1} \end{aligned}$$

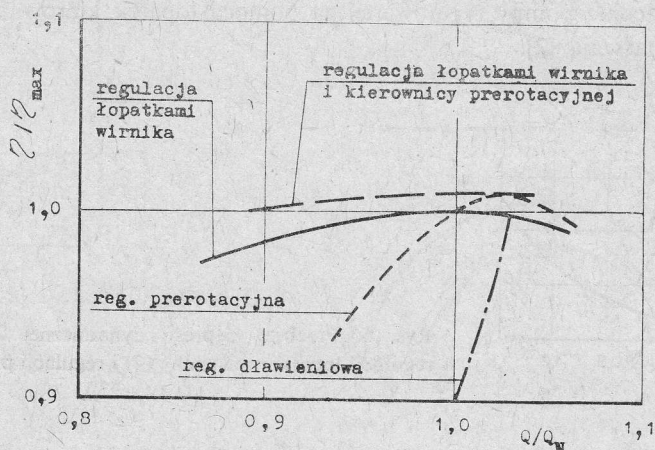
W polu regulacji pompy istnieje tylko jedna krzywa, wyrażająca zależność optymalnej wysokości podnoszenia, tj. wysokości podnoszenia, przy której osiągnięte jest możliwe najwyższe sprawności, od wydajności. Przebieg tej krzywej zależy zarówno od typu pompy, jak również od stosowanej metody regulacji. Dokładne określenie jej przebiegu możliwe jest jedynie na drodze eksperymentalnej. Dla jakościowej oceny różnych metod regulacji



Rys. 2. Krzywe optymalnej wysokości podnoszenia (wg [11])

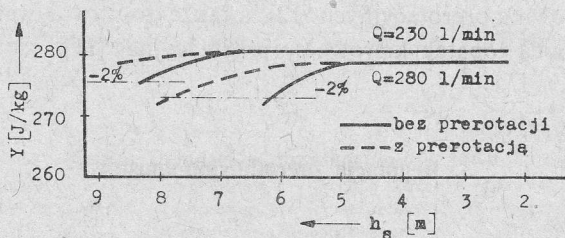
1 – regulacja prerotacyjna pompy diagonalnej, 2 – regulacja prerotacyjna pompy śmigłowej, 3 – regulacja za pomocą zmian kąta pochylenia łopatek wirnika pompy śmigłowej, 4 – regulacja za pomocą zmian prędkości obrotowej wirnika pompy

można określić jej przebieg w przybliżeniu, na podstawie zależności wynikających z trójkątów prędkości, przy założeniu, że najkorzystniejsze warunki pracy pompy będą wówczas, gdy napływ cieczy na łopatki wirnika będzie bezuderzeniowy (kąt napływu cieczy będzie zgodny z kątem wlotowym łopatek wirnika). Określoną przy tym założeniu optymalną wysokość podnoszenia przy regulacji pompy śmigłowej lub diagonalnej za pomocą prerotacji, przedstawiono na rysunku 2 [11]. Dla porównania przedstawiono również przebieg optymalnej wysokości podnoszenia dla regulacji łopatkami wirnika i regulacji za pomocą zmiany prędkości obrotowej wirnika.



Rys. 3. Sprawność układu pompa — urządzenie regulacyjne podczas regulacji pompy różnymi metodami

Optymalna regulacja będzie wówczas, gdy krzywa tzw. optymalnej wysokości podnoszenia pokryje się z krzywą oporów rurociągu. W zamkniętych obiegach wody chłodzącej, geometryczna wysokość podnoszenia stanowi znaczną część, około 2/3 całkowitej, wymaganej wysokości podnoszenia [7]. Z rozważań teoretycznych wynika (rys. 2), że w tym przypadku pompy śmigłowe najkorzystniej byłoby regulować przez przestawianie



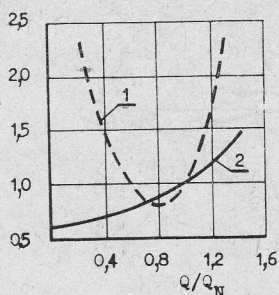
Rys. 4. Krzywe kawitacyjne (wg [6])

łopatek wirnika, a w pompach diagonalnych — stosować regulację prerotacyjną. Przy dużych zmianach wysokości podnoszenia i małych zmianach wydajności, należałoby również w pompach śmigłowych stosować regulację prerotacyjną.

Obie metody regulacji nie są jednakże jednakowo sprawne (rys. 3) [5]. Straty przepływu przy regulacji prerotacyjnej są większe niż przy regulacji łopatkami wirnika. Spowodowa-

wane są one głównie nieprawidłowymi (gorszymi niż przy regulacji łopatkami wirnika) warunkami zasilania kierownicy wylotowej oraz powstawaniem przepływów wtórnych w wirniku pompy [12].

Z punktu widzenia zapobiegania kawitacji, zawirowanie wstępne cieczy na wlocie do wirnika jest zjawiskiem korzystnym. Optymalna wartość tego zawirowania, wyznaczona z warunku minimalnej wysokości depresji dynamicznej, wynosi $C_{u0}/U_1 \approx 0,2$ [10]. Również wyniki pomiarów (rys. 4) [6] dowodzą, że dodatnia prerotacja przepływu w rurze ssawnej polepsza własności ssące pompy. Dla potrzeb regulacji konieczne jest jednak wywoływanie prerotacji różnej od określonej zależnością $C_{u0}/U_1 \approx 0,2$, a wówczas (rys. 5) własności kawitacyjne pompy regulowanej za pomocą łopatek kierownicy prerotacyjnej znacznie się pogarszają [2].



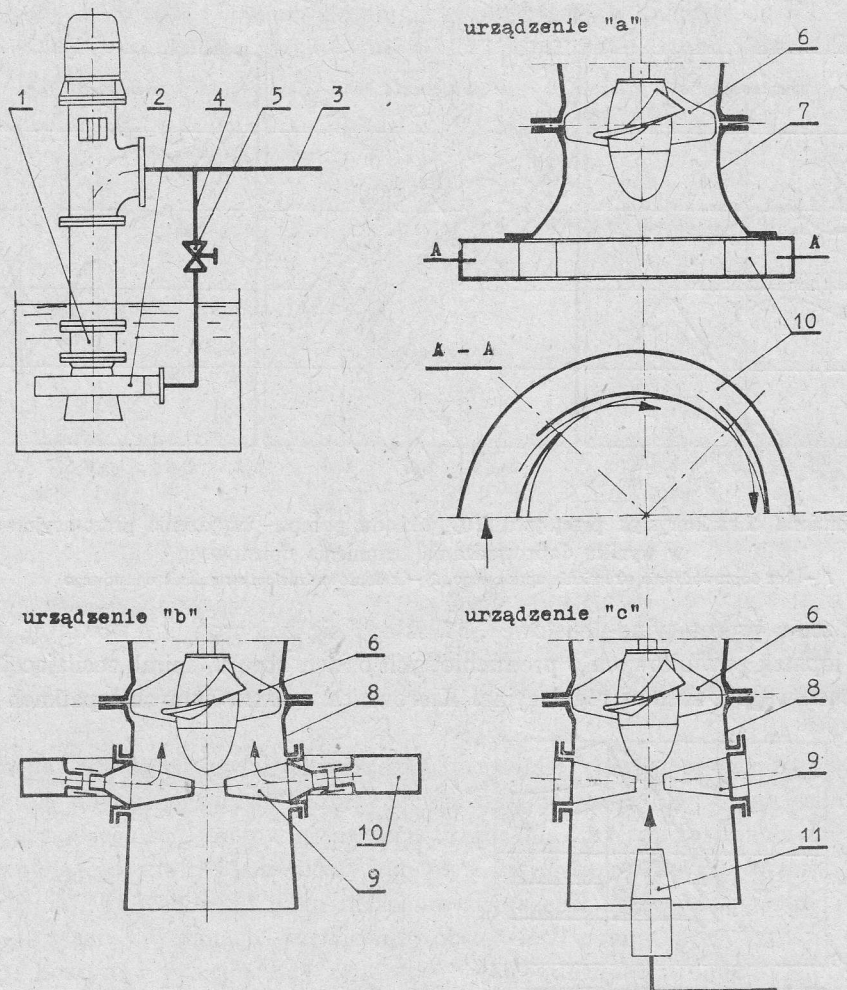
Rys. 5. Przebieg depresji dynamicznej Δh podczas regulacji łopatkami wirnika (2) i regulacji prerotacyjnej (1) (wg [2])

Regulacja łopatkami wirnika jest więc bardziej ekonomiczna i korzystniejsza pod względem własności kawitacyjnych od regulacji prerotacyjnej. Jednakże skomplikowane urządzenie do regulowania położenia łopatek wirnika często ulega awarii, co uniemożliwia regulację [8]. Wady tej nie ma urządzenie do regulacji prerotacyjnej. Prosta konstrukcja tego urządzenia sprawia, iż jest ono łatwe w obsłudze i niezawodne w działaniu. Korzystne doświadczenia z eksploatacji pomp regulowanych za pomocą kierownicy prerotacyjnej sprawiają, że ten sposób regulacji stosowany jest, szczególnie w pompach wody chłodzącej, coraz częściej [3]. Podejmowane są również badania zmierzające do polepszenia własności hydraulicznych kierownic prerotacyjnych [12], a także do wywoływania prerotacji w inny sposób, niż za pomocą łopatek kierownicy prerotacyjnej [11].

3. Regulacja prerotacyjno-upustowa

Zmiana oporów rurociągu w wyniku odprowadzania cieczy z przewodu tłocznego do zbiornika ssawnego (regulacja upustowa), powoduje przesunięcie punktu pracy pompy wzdłuż jej charakterystyki przepływu, jak zaznaczono na rysunku 1. Pompa pracuje „bliżej” swego optymalnego punktu pracy z dobrą jeszcze sprawnością, przy wymaganej mniejszej mocy napędu. O sprawności układu, w którym wydajność reguluje się odprowadzaniem wody do zbiornika ssawnego, decydują przede wszystkim straty energii odprowadzanej w strumieniu upustowym.

Sposób regulacji, polegający na wywoływaniu zawirowania cieczy przed wlotem na wirnik, z jednoczesnym odprowadzaniem części cieczy z przewodu tłocznego do obszaru ssania, nazwano regulacją prerotacyjno-upustową. W metodzie tej energię strumienia upustowego wykorzystuje się do wywoływania zawirowania cieczy przed wlotem na wir-



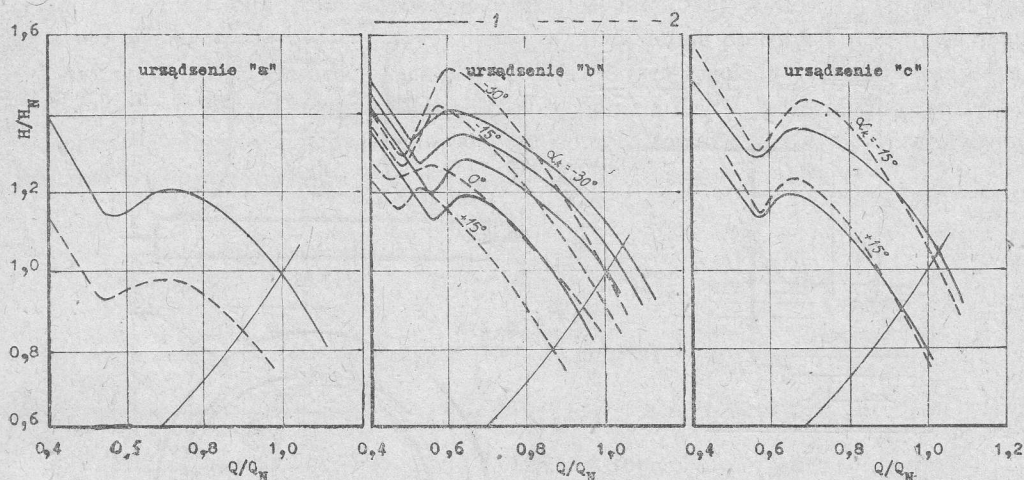
Rys. 6. Urządzenia prerotacyjno-upustowe

1 – pompa śmigłowa, 2 – urządzenie prerotacyjno-upustowe, 3 – przewód tłoczny, 4 – przewód upustowy, 5 – zasuwa regulacyjna, 6 – wirnik pompy, 7 – lej ssawny, 8 – rura ssawna, 9 – łopatki kierownicy, 10 – spirala zasilająca, 11 – króciec wlotowy przewodu upustowego

nik lub zmian tego zawirowania oraz do podwyższenia ciśnienia w obszarze ssania, a zatem podwyższenia antykawitacyjnej nadwyżki energii pompowanej cieczy. Odprowadzanie części cieczy z przewodu tłocznego umożliwia przy tym rozszerzenie zakresu regulacji w porównaniu z regulacją za pomocą „samych” łopatek kierownicy prerotacyjnej lub „samego” upustu.

Badane w laboratorium Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gańsku urządzenia prerotacyjno-upustowe przedstawiono na rys. 6.

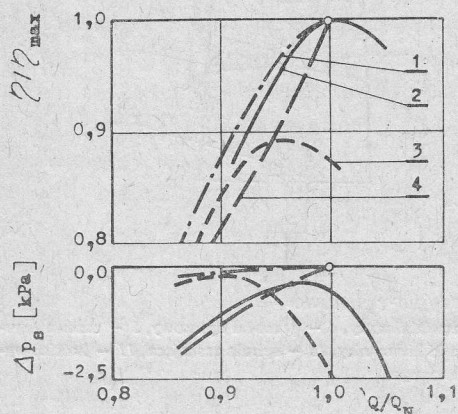
Urządzenie prerotacyjno-upustowe „a” jest spiralą zasilającą, umieszczoną na wlocie do leja ssawnego pompy. Doprowadzany do spirali strumień upustowy wypływa z niej czterema szczelinami, styknie do strumienia głównego i zawirowuje go. Strumień upustowy „zastępuje” tu łopatki kierownicy prerotacyjnej.



Rys. 7. Zmiana charakterystyk przepływu $H(Q)$ układu pompy – urządzenie prerotacyjno-upustowe w wyniku doprowadzania strumienia upustowego

1 – bez doprowadzania strumienia upustowego, 2 – z doprowadzaniem strumienia upustowego

Urządzenie prerotacyjno-upustowe „b” składa się z kierownicy wlotowej, będącej palisadą łopatek powłokowych o promieniowych osiach obrotu, spirali zasilającej i przewodu upustowego z zasuwą regulacyjną. Kierownica o nastawialnych łopatkach powłoj



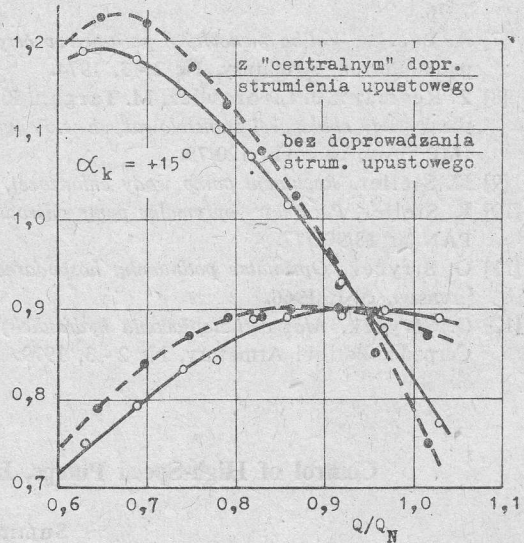
Rys. 8. Zmiany sprawności i ciśnienia na ssaniu podczas regulacji

1 – prerotacyjno-upustowej za pomocą urządzenia „a” (por. rys. 6), 2 – prerotacyjnej za pomocą łopatek kierownicy urządzenia „b”, 3 – prerotacyjno-upustowej za pomocą urządzenia „c”, 4 – upustowej

kowych jest umieszczona na ssaniu, przed wirnikiem pompy. Łopatki mają szczeliny wzdłuż krawędzi splywu i są połączone poprzez spiralę zasilającą i przewód upustowy z przewodem tłocznym pompy. Szczeliny służą do zasilania wirnika strumieniem upustowym.

Urządzenie prerotacyjno-upustowe „c” składa się z kierownicy prerotacyjnej z łopatkami „pełnymi” o promieniowych osiach obrotu oraz przewodu upustowego z zasuwą regulacyjną. Króciec wylotowy przewodu upustowego umieszczony jest w osi rury ssawnej przed łopatkami kierownicy wlotowej.

Zmiany charakterystyk przepływu układu pompa – urządzenie prerotacyjno-upustowe, spowodowane doprowadzaniem przed wirnik pompy strumienia upustowego (o natężeniu przepływu około $10\% Q_N$ w urządzeniu „a” i ok. $8\% Q_N$ w urządzeniach „b” i „c”), przedstawiono na rysunku 7, a zmiany sprawności i ciśnienia na ssaniu podczas regulacji



Rys. 9. Charakterystyka przepływu $H(Q)$ i sprawności $\eta(Q)$ układu pompa – urządzenie prerotacyjno-upustowe „c”

pompy za pomocą przedstawionych urządzeń (przy stałej charakterystyce rurociągu) – na rysunku 8. Najwyższą sprawność, przy niemal stałej wartości ciśnienia na ssaniu, osiągnięto podczas regulacji pompy za pomocą urządzenia „a”. Zastosowanie urządzenia „b”, wywołującego zawirowanie cieczy zgodne z kierunkiem obrotów wirnika (prerotacja dodatnia), spowodowało tylko nieznaczne obniżenie sprawności pompy i wzrost ciśnienia na ssaniu. W stanach „częściowego obciążenia” pompy, przy wzroście oporów rurociągu, korzystne okazało się „centralne” doprowadzanie strumienia upustowego (urządzenie „c”), powodujące większy niż w przypadku urządzenia „b” wzrost ciśnienia na ssaniu, przy równoczesnym wzroście sprawności układu (rys. 9).

Wyniki przeprowadzonych badań wstępnych pozwalają przypuszczać, że pompy, dla których zakres regulacji za pomocą kierownic prerotacyjnych jest niewystarczający, mogą być regulowane za pomocą urządzenia, które oprócz zmiany krętu cieczy przed wlotem na wirnik, powoduje przyrost energii na ssaniu o energię, jaką niesie strumień cieczy doprowadzany z upustu. Właściwe wykorzystanie energii strumienia upustowego może przynieść podwyższenie sprawności regulacji, a także polepszyć antykawitacyjne własności pompy.

Literatura

- [1] V. Bothmann, *Prerotation control by use of stream deflection*, Proc. of the sixth conf. on fluid machinery, Budapest, Vol. 1, 1979.
- [2] K. Fickelscher, *Theoretischer Vergleich der Verstellpropeller- und der Drallregelung bei Kühlwasserpumpen*. VDI-Z, Vol. 108, Nr 18, 1966.
- [3] A. Flacks, *Hungary develops mixed-flow cooling pumps*. Energy International, July 1978.
- [4] W. Hoffmann, *Pumpen für die Wasserkreisläufe eines konventionellen Grosskraftwerkes*. Energie, Jahrg. 30, Nr 4, 1978.
- [5] A. Łojek, *Regulacja wydajności pompy śmigłowej za pomocą kierownicy na ssaniu*. Zesz. Nauk. IMP PAN nr 77/984/79.
- [6] J. Noskiewiĉ, *Prouděni na vstupu do oběžneho kola odsřediřevého řerpadla*. Hydroturbo, Brno 1976.
- [7] A. Paciga, *Vol'ba menovitých parametrov řerpadiel chladiaceho okruhu tepelnej elektrárne*. Čerpadla Potrubi Armatury, Nr 2 - 3, 1974.
- [8] Z. Reyman, J. Litorowicz, M. Targan, K. Steller, *Sprawozdanie z pomiarów hydraulicznych pomp wody chłodziącej zainstalowanych w Pompowni Centralnej Elektrowni Pątnów*. Oprac. zewn. IMP PAN, na arch. 120/75.
- [9] K. Steller, *Regulacja pomp wody chłodziącej*, Energetyka, Nr 10, 1975.
- [10] K. Steller, *Parametry optymalne pomp odśrodkowych ze względu na kawitację*. Zesz. Nauk. IMP PAN nr 18/901/77.
- [11] O. Stryček, *Optimálne podmienky hospodarnosti prevádzky v regulačnej oblasti řerpadiel*. Stro-jirenstvi, ř. 1, 1966.
- [12] O. Stryček, *Možnosti zlepšovania hydraulických vlastnosti regulácie řerpadiel predrozvadačom*. Čerpadla Potrubi Armatury, Nr 2 - 3, 1979.

Control of High-Speed Pumps, Including Cooling Water Pumps

Summary

The rapidly increasing demand of electric power makes it necessary to build larger and larger power units. This affects requirements concerning parameters and operating properties of pumps installed in thermal or nuclear power plants.

High-speed propellers and diagonal pumps are predominant in modern cooling water systems. The pumps are provided with adjustable impeller blades or adjustable vanes of the guide ring (prerotation guide ring).

The both methods of control are characterized in the paper based on selected criteria and comparison with other methods. Especially thorough discussion of prerotation control is included. Results of investigations, the author's own and carried out by others, of this type of control are presented.

Регулирование быстроходных насосов, а в особенности насосов охлаждающей воды

Резюме

Быстрый рост употребления электрической энергии приводит к необходимости строения все больших энергетических блоков. Соответственно изменяются также требования относительно параметров и эксплуатационных свойств насосов устанавливаемых в объектах тепловых или атомных силовых установок.

В циклах охлаждающей воды сейчас применяются прежде всего быстроходные пропеллерные или диагональные насосы. С целью приспособления рабочих параметров этих насосов к изменяющимся условиям эксплуатации оснащаются они в механизмы регулирования угла установки лопастей ротора или направляющего аппарата смонтированного перед ротором (преротационного направляющего аппарата).

Оба регуляционные методы характеризуются в работе на основе определенных критериев оценки и в сравнении с другими методами регулирования.

Предметом особенного обсуждения является преротационное регулирование. Представлены результаты чужих и собственных исследований показывающие на возможность улучшения свойств преротационного регулирования.