

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

92

WARSZAWA—POZNAŃ 1990

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE

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 Fiszerka 14, 80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1990

Printed in Poland

ISBN 83-01-10189-X
ISSN 0079-3205

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE — ODDZIAŁ W POZNANIU

Ark. wyd. 17,75. Ark. druk. 13. Papier druk. sat. kl. III, 70 g, 70 × 100 cm
Oddano do składania w lipcu 1989 r. Podpisano do druku w listopadzie 1990 r.
Druk ukończono w grudniu 1990 r. Zam. nr 1079/89

Zakłady Graficzne im. KEN w Bydgoszczy

ADAM ADAMKOWSKI

Gdańsk

Badanie przebiegów niustalonych w układzie pompowym*)

W pracy przedstawiono model matematyczny opisujący przebiegi zmian ciśnienia i prędkości cieczy w układzie pompowym oraz przebiegi zmian niektórych wielkości mechanicznych w ruchu agregatu pompowego występujące podczas odcinania przepływu cieczy oraz po wyłączeniu silnika napędzającego pompę. Porównano wyniki obliczeń numerycznych z wynikami doświadczeń uzyskanymi na stanowisku badawczym Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku.

1. Wprowadzenie

Przez „przebiegi niustalone w układzie pompowym” rozumiemy zmiany wielkości hydraulicznych i mechanicznych w pompie i w rurociągach współpracujących (zmiany ciśnienia, natężenia przepływu cieczy, szybkości obrotowej wirnika pompy, naprężeń w ściankach rurociągach, itd.) podczas „przejścia” pompy z jednego do drugiego stanu ustalonego. Przebiegi niustalone występują zazwyczaj w czasie zatrzymywania i uruchamiania pompy oraz podczas zamykania, względnie otwierania zaworów zainstalowanych w przewodach zamkniętych układu pompowego. W każdym z tych przypadków powstaje niustalony przepływ cieczy.

Charakter przebiegów niustalonych zależy od parametrów ruchu pompy i wielkości konstrukcyjnych układu pompowego. Z technicznego punktu widzenia najbardziej interesujące są zmiany ciśnienia oraz zmiany szybkości obrotowej wirnika pompy.

Zmiany ciśnienia mają charakter falowy. Gwałtowne zmiany (uderzenia hydrauliczne) powodują wzrost dynamicznych obciążeń pompy i współpracujących z nią elementów przepływowych. Oddziaływania te wpływają oczywiście na obniżenie trwałości i niezawodności całego układu pompowego.

Należy dodatkowo wyjaśnić, iż uderzenia hydrauliczne pobudzają łopatki wirnika do drgań, które powodują występowanie dodatkowych zakłóceń w przepływie. Zakłócenia te (pulsacje ciśnień) nakładają się na uderzenia hydrauliczne tworząc groźne źródło obciążeń dynamicznych działających bezpośrednio na wirnik i korpus pompy, a pośrednio na wał i łożyska.

*) Praca wykonana w ramach Programu Rządowego PR-8: „Kompleksowy rozwój energetyki”, zadanie 6.4.8.01.

Uszkodzenie przewodów układu pompowego jest z reguły związane z przekroczeniem dopuszczalnych wartości ciśnień statycznych i dynamicznych. Podczas przepływu niestalonego pojawiają się oddziaływania dynamiczne, w tym drgania poprzeczne przewodów, które zwiększają wyężenie materiału oraz dodatkowo obciążają podpory przewodów.

W pewnych warunkach ruchu, np. podczas awaryjnego odłączenia silnika napędowego pompy od sieci, wirnik pompy zaczyna obracać się w kierunku przeciwnym do kierunku normalnego, osiągając niekiedy bardzo duże prędkości kątowe. W tych okolicznościach wzrastają niewyważone siły odśrodkowe, które powodują dodatkowe i to dynamiczne obciążenia wału i łożysk. Przeciwny kierunek obrotów wirnika jest również przyczyną złego smarowania łożysk, a więc przyczyną ich szybszego zużycia.

Obciążenia dynamiczne odgrywają dużą rolę w dużych pompach, a przede wszystkim w pompo-turbinach (odwracalnych maszynach hydraulicznych) [8], które pracują przy obydwu kierunkach ruchu i które są często uruchamiane i zatrzymywane. Znamienne jest i to, że zmiany rodzaju pracy dokonywane są w stosunkowo krótkim czasie i obejmują duży zakres parametrów ruchu.

Zabezpieczenie pomp i przewodów przed szkodliwymi skutkami przebiegów niestabilnych wymaga odpowiedniego „prowadzenia” ruchu pomp oraz stosowania urządzeń odciążających (zawory odciążające, zbiorniki wodno-powietrzne, itd.) i odcinających przepływ [1, 5, 9, 10]. Podczas sterowania ruchem pomp i organów dławiących oraz przy doborze parametrów działania urządzeń odciążających celowe jest posługiwanie się programem ruchu opartym na zweryfikowanym programie obliczeniowym.

W Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku wykonano w ramach Rządowego Programu Badawczo-Rozwojowego PR-8 badania modelowe zmierzające do lepszego poznania zjawisk dynamicznych występujących w układach hydraulicznych, doskonalenia modeli matematycznych opisujących niestabilny przepływ cieczy oraz wykorzystania uzyskanych wyników do syntezy urządzeń odciążających i sterowania przebiegami niestabilnymi w pompach i maszynach odwrotalnych.

W pracy przedstawiono niektóre wyniki uzyskane z dotychczas przeprowadzonych badań teoretycznych i doświadczalnych.

2. Podstawy teoretyczne

Model matematyczny opisujący niestabilny ruch cieczy w układzie pompowym zbudowano opierając się na następujących założeniach [4, 5, 7, 10]:

- ruch cieczy w przewodach traktuje się jako ruch jednowymiarowy,
- straty hydrauliczne podczas ruchu niestabilnego są takie same jak przy ruchu ustalonym dla średniej prędkości cieczy,
- ciecz jest płynem barotropowym: $\rho = f(p)$,
- ścianki rurociągu odkształcają się sprężysto,
- parametry pracy agregatu pompowego podczas przepływu niestabilnego zmieniają się zgodnie z charakterystykami statycznymi.

Jednowymiarowy niustalony ruch cieczy opisują dwa równania:

— równanie ciągłości z uwzględnieniem sprężystości ścianek rurociągu i ściśliwości cieczy w postaci [4]

$$\frac{\partial v}{\partial x} + (k_\rho + k_F) \frac{\partial p}{\partial t} + (k_\rho + k_F) \frac{\partial p}{\partial x} v + v \frac{d \ln F}{dx} = 0, \quad (1)$$

— równanie ruchu w postaci [4]

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - g \left(\sin \beta - \frac{\lambda v |v|}{D 2g} \right) = 0, \quad (2)$$

gdzie x oznacza współrzędną długości, t — czas, v — prędkość cieczy, p — ciśnienie statyczne, ρ — gęstość cieczy, F — pole powierzchni przekroju poprzecznego rurociągu, D — średnicę wewnętrzną rurociągu, β — kąt pochylenia rurociągu do poziomu, λ — współczynnik strat tarcia, g — przyspieszenie ziemskie; współczynniki k_ρ i k_F są określone wzorami

$$k_\rho = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial p}; \quad k_F = \frac{1}{F} \frac{\partial F}{\partial p} \Big|_{x = \text{const}}$$

Równania (1) i (2) tworzą zamknięty układ równań różniczkowych cząstkowych typu hiperbolicznego, o nieznanach funkcjach $v(x, t)$ i $p(x, t)$. Układ ten można rozwiązać numerycznie dla dowolnych warunków początkowych i brzegowych, odzwierciedlających własności konkretnych układów hydraulicznych. Najbardziej rozpowszechnioną metodą rozwiązywania tego układu równań jest metoda charakterystyk [4, 5, 6, 10]. Polega ona na wyznaczeniu takiego układu współrzędnych, w którym równania hiperboliczne przybierają szczególnie prostą postać, nadającą się do bezpośredniego całkowania. Poniżej przedstawiono jeden ze sposobów takiego postępowania [7, 10].

Po dodaniu do równania (1) pomnożonego przez pewną liczbę κ równania (2) i zgrupowaniu odpowiednich wyrażeń otrzymujemy:

$$\left[\frac{\partial v}{\partial t} + (v + \kappa) \frac{\partial v}{\partial x} \right] + (k_\rho + k_F) \cdot \kappa \left[\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{1 + \kappa \rho v (k_\rho + k_F)}{\kappa \rho (k_\rho + k_F)} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \\ - g \left(\sin \beta - \frac{\lambda v |v|}{2gD} \right) + \kappa v \frac{d(\ln F)}{dx} = 0. \quad (3)$$

Wyrażenia w nawiasach kwadratowych przedstawiają pochodne zupełne dv/dt i dp/dt , o ile

$$v + \kappa = \frac{dx}{dt}, \quad (4)$$

$$\frac{1 + \kappa \rho v (k_\rho + k_F)}{\kappa \rho (k_\rho + k_F)} = \frac{dx}{dt}. \quad (5)$$

Z układu równań (4), (5) otrzymujemy

$$\kappa_{1,2} = \pm \frac{1}{\sqrt{\varrho(k_e + k_F)}} \quad (6)$$

Po podstawieniu wartości $\kappa_{1,2}$ do równania (4) lub (5) otrzymujemy równanie

$$\frac{dx}{dt} = v \pm \frac{1}{\sqrt{\varrho(k_e + k_F)}}, \quad (7)$$

wyznaczające na płaszczyźnie $x-t$ krzywe zwane charakterystykami. Z interpretacji fizycznej wynika, że są one drogami, wzdłuż których przemieszczają się zaburzenia przepływu cieczy. Znak $+$ odnosi się do charakterystyk zstępujących, znak $-$ do charakterystyk wstępujących. Wyrażenie

$$|\kappa| = a = \frac{1}{\sqrt{\varrho(k_e + k_F)}} \quad (8)$$

określa lokalną prędkość propagacji zaburzeń przepływu cieczy w przewodach.

Po podstawieniu wartości $\kappa_{1,2} = \pm a$ do równań (3) i (7) otrzymujemy następujący układ równań różniczkowych zwyczajnych:

$$\frac{dv}{dt} \pm \frac{1}{\varrho a} \frac{dp}{dt} + \frac{\lambda}{2D} v|v| - g \sin \beta \pm av \frac{d \ln F}{dx} = 0, \quad (9)$$

$$\frac{dx}{dt} = v \pm a. \quad (10)$$

Ponieważ prędkość cieczy v jest mała w porównaniu z prędkością rozchodzenia się zaburzeń a , to równanie (10) można w przybliżeniu zapisać [4, 5, 10]:

$$\frac{dx}{dt} \approx \pm a. \quad (10')$$

Po uwzględnieniu tego faktu oraz po rozłożeniu przyrostu ciśnienia na składowe

$$dp = \varrho g(dH - dz) = \varrho g(dH + \sin \beta dx), \quad (11)$$

gdzie H oznacza wysokość ciśnienia względem poziomu odniesienia, a z — odległość środka ciężkości przekroju poprzecznego przewodu od poziomu odniesienia, równania (9) i (10) przyjmują postać następującą:

$$dH + \frac{a}{g} dv + \frac{\lambda v|v|}{2gD} dx + \frac{av}{g} d(\ln F) = 0 \quad (12)$$

$$\text{dla } \frac{dx}{dt} = +a, \quad (13)$$

$$dH - \frac{a}{g} dv + \frac{\lambda v|v|}{2gD} dx - \frac{av}{g} d(\ln F) = 0 \quad (14)$$

$$\text{dla } \frac{dx}{dt} = -a. \quad (15)$$

W celu numerycznego całkowania układu równań (12)÷(15) zastosowano metodę różnicową przedstawioną w pracy [4]. Otrzymane równania (12), (13), (14) i (15) w postaci różnicowej stanowiły podstawę prowadzenia obliczeń numerycznych. Obliczenia te wymagały również określenia warunków granicznych, które dla badanego układu pompowego przyjęto następująco:

— warunki początkowe określone przez znane parametry przepływu ustalonego;

— warunki brzegowe na końcach układu pompowego opisane

a) na wlocie do rurociągu ssawnego za pomocą wzoru

$$HD = H_{wl} + \frac{v_{wl}^2}{2g} = \text{const}, \quad (16)$$

b) na wylocie z rurociągu tłocznego za pomocą wzoru

$$HG = H_{wyl} + \frac{v_{wyl}^2}{2g} = \text{const}, \quad (17)$$

gdzie HD i HG oznaczają poziomy cieczy w zbiorniku dolnym i górnym H_{wl} i v_{wl} — wysokość ciśnienia i prędkość cieczy we wlotowym przekroju rurociągu ssawnego, H_{wyl} i v_{wyl} — wysokość ciśnienia i prędkość cieczy w wylotowym przekroju rurociągu tłocznego;

— warunek brzegowy od strony przepustnicy opisany równaniem:

$$\Delta H = \frac{1}{2g} \left[\frac{v}{c_p(\varphi)} \right]^2, \quad (18)$$

gdzie ΔH oznacza spadek wysokości ciśnienia w przepustnicy, v — prędkość cieczy odniesiona do średnicy rurociągu, c_p — współczynnik przepływu cieczy odniesiony do przepustnicy, φ — otwarcie przepustnicy;

— warunek brzegowy od strony agregatu pompowego opisany przez następujące równania:

a) równanie ruchu mas wirujących w postaci

$$\frac{\pi I}{30} \frac{dn}{dt} = Me(n) - M(Q, n), \quad (19)$$

gdzie I oznacza moment bezwładności mas wirujących, n — szybkość obrotową, Q — natężenie przepływu cieczy, Me — moment sił elektrodynamicznych silnika, M — moment sił hydraulicznych pompy,

b) równanie bilansu energetycznego pompy w postaci

$$H_t - H_s + \frac{Q^2}{2g} \left(\frac{1}{F_t^2} - \frac{1}{F_s^2} \right) = H_e(Q, n), \quad (20)$$

gdzie H_t i H_s oznaczają wysokości ciśnienia w króćcu tłocznym i ssawnym pompy, H_e — wysokość podnoszenia pompy, Q — natężenie przepływu cieczy, n — szybkość obrotową, F_s i F_t — pola powierzchni przekrojów wlotowego i wylotowego pompy.

W celu wykonania obliczeń opracowano program w języku Fortran 4 na maszynie cyfrową RIAD JS-32. Program ten wraz z algorytmem przedstawiono w opracowaniu [3].

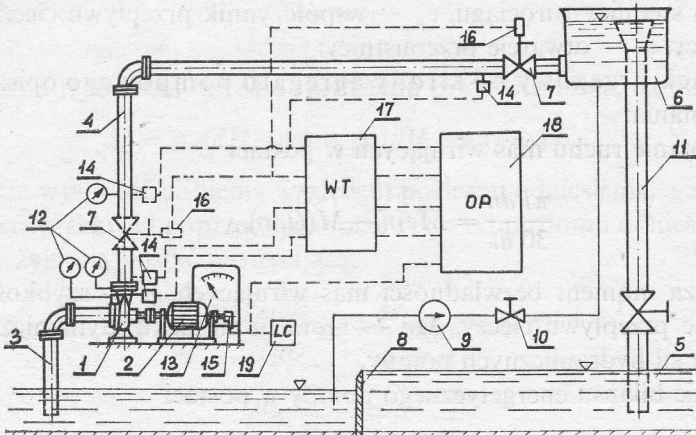
Niniejsza praca zawiera wyniki obliczeń otrzymane dla układu pompowego opisanego w jej dalszej części.

3. Badania doświadczalne

W celu weryfikacji doświadczalnej opracowanego modelu obliczeniowego przeprowadzono badania w laboratorium Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku na stanowisku pompowym, którego schemat przedstawiono na rysunku 1. Zasadniczą częścią tego stanowiska był układ złożony z dolnego zbiornika wody, rurociągu ssawnego o długości 10,2 m i średnicy wewnętrznej 125 mm, pompy odśrodkowej 100N210, przepustnicy z ręczną dźwignią, rurociągu tłocznego o długości 45,6 m (20,3 m) i średnicy wewnętrznej 70 mm oraz górnego zbiornika wody. Przepustnica była zainstalowana na końcu rurociągu tłocznego lub blisko wylotu komory spiralnej pompy i służyła zarówno do regulacji parametrów pracy pompy, jak i do szybkiego odcinania przepływu wody w badanym układzie pompowym. Zamykanie lub otwieranie przepustnicy odbywało się za pomocą ręcznej dźwigni.

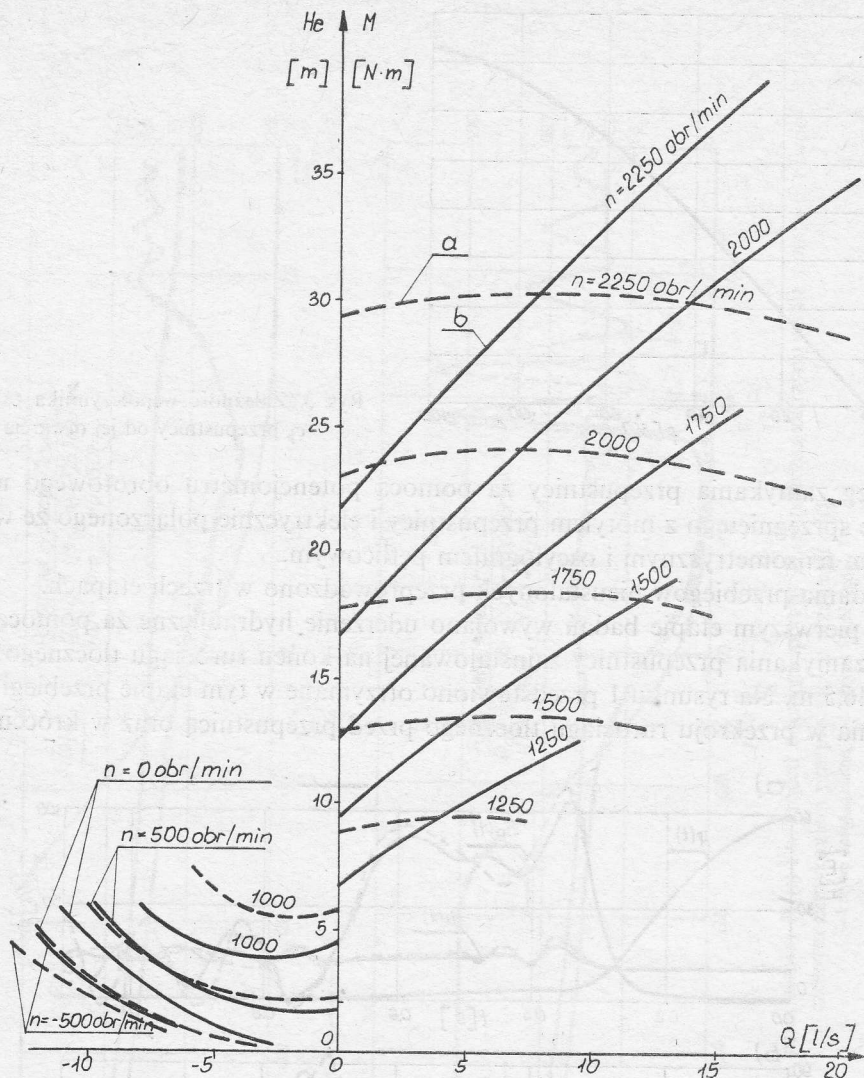
Badania przeprowadzono zarówno w ustalonych warunkach pracy pompy jak i w stanach nieustalonych, wywołanych zanikiem momentu napędowego pompy lub szybkim odcinaniem przepływu wody.

W ustalonych warunkach pracy pompy wyznaczono charakterystyki statyczne pompy (rys. 2), zależność współczynnika przepływu wody c_p przepustnicy od jej



Rys. 1. Schemat stanowiska doświadczalnego

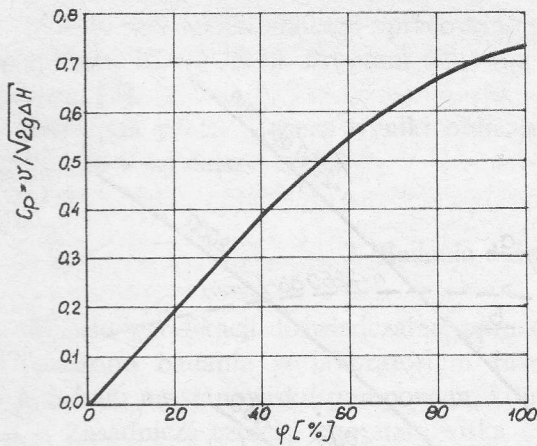
1 — pompa odśrodkowa 100N210, 2 — elektrodynamometr KS 26-4, 3 — rurociąg ssawny o długości 10,2 m i średnicy wewnętrznej 125 mm, 4 — rurociąg tłoczny o długości 46,5 m lub 20,4 m i średnicy wewnętrznej 70 mm, 5 — zbiornik ssawny, 6 — zbiornik tłoczny, 7 — przepustnica z ręczną dźwignią, 8 — przelew Ponceleta, 9 — pompa pomocnicza, 10 — zawór, 11 — rurociąg przelewowy, 12 — manometry prężne, 13 — waga do pomiaru momentu obrotowego, 14 — przetworniki ciśnienia, 15 — przetwornik obrotów, 16 — przetwornik kąta obrotu motyla przepustnicy, 17 — wzmacniacz tensometryczny TT-6c, 18 — oscylograf petlicowy K115, 19 — częstotliwościomierz cyfrowy



Rys. 2. Charakterystyki pompy; a) krzywe dławienia przepływu $He(Q)/n = \text{const}$, b) krzywe momentu na wale $M(Q)/n = \text{const}$

otwarcia φ (rys. 3) oraz parametry początkowe (natężenie przepływu Q_0 , szybkość obrotową n_0 oraz poziomy wody w zbiornikach: ssawnym H_d i tłocznym H_g).

Badania w stanach nieustalonych polegały przede wszystkim na pomiarze zmian ciśnienia w wybranych miejscach stanowiska badawczego i zmian szybkości obrotowej pompy. Przebiegi zmian ciśnienia pomierzono i rejestrowano posługując się indukcyjnymi przetwornikami ciśnienia, połączonymi ze wzmacniaczem tensometrycznym i oscylografem pętlicowym. Do pomiaru i rejestracji szybkości obrotowej zastosowano przetwornik obrotów, licznik cyfrowy z przetwornikiem analogowym i rejestrator. Równocześnie z pomiarem ciśnienia i szybkości obrotowej rejestrowano

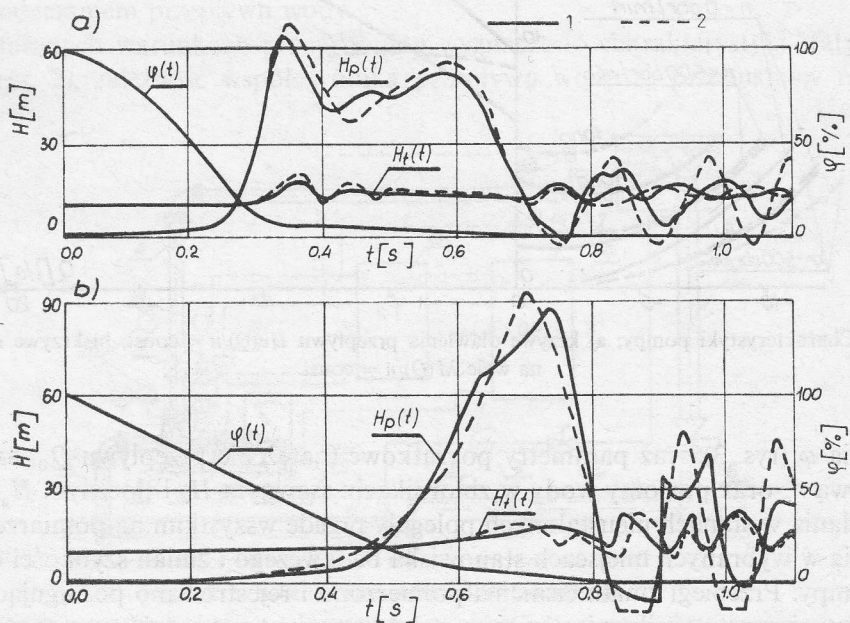


Rys. 3. Zależność współczynnika przepływu c_p przepustnicy od jej otwarcia φ

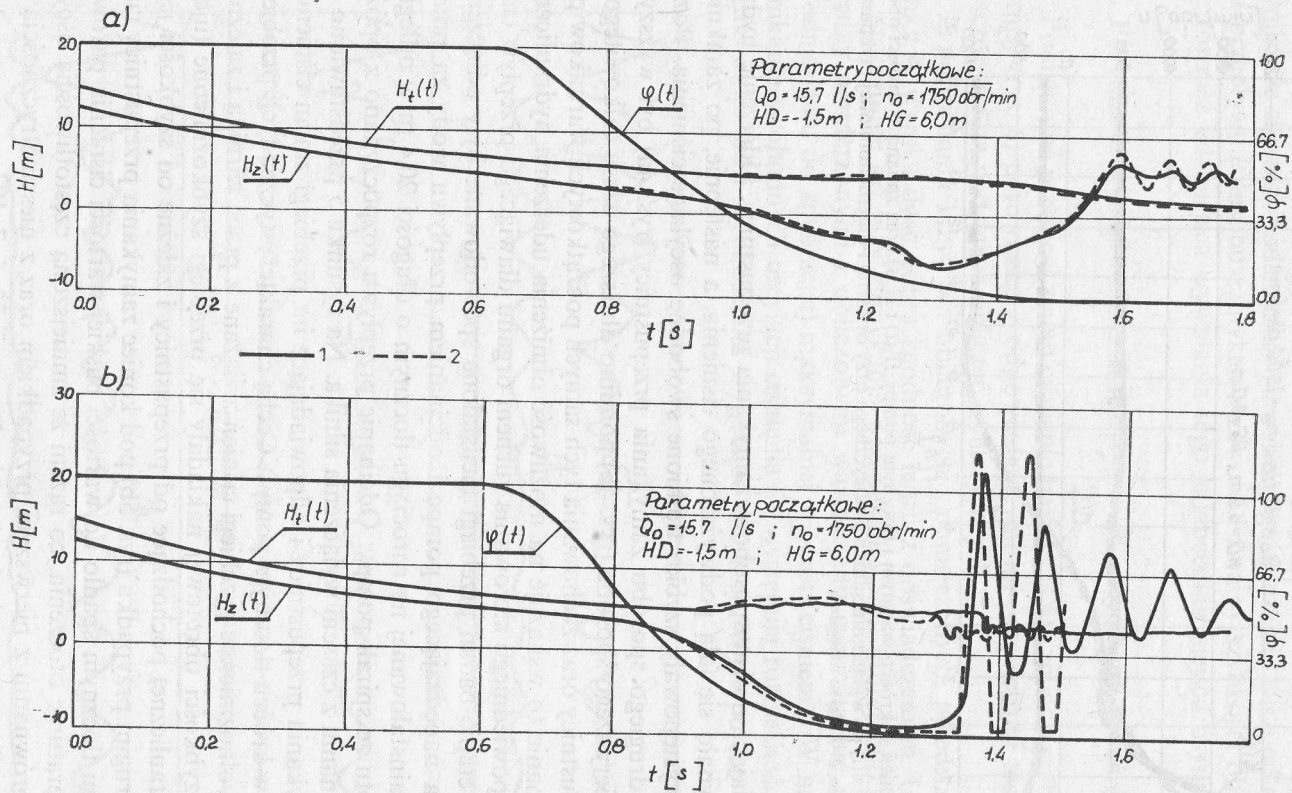
przebieg zamykania przepustnicy za pomocą potencjometru obrotowego mechanicznie sprzęgniętego z motylem przepustnicy i elektrycznie połączonego ze wzmacniaczem tensometrycznym i oscylografem pętlicowym.

Badania przebiegów nieustalonych przeprowadzono w trzech etapach.

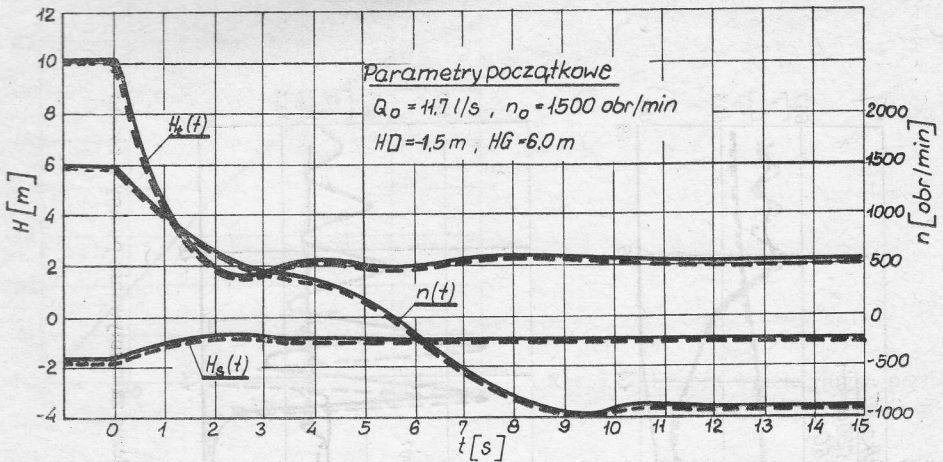
W pierwszym etapie badań wywołano uderzenie hydrauliczne za pomocą szybkiego zamykania przepustnicy zainstalowanej na końcu rurociągu tłocznego o długości 46,5 m. Na rysunku 1 przedstawiono otrzymane w tym etapie przebiegi zmian ciśnienia w przekroju rurociągu tłocznego przed przepustnicą oraz w króćcu tłoc-



Rys. 4. Przebiegi zmian ciśnienia przed przepustnicą $H_p(t)$ i w króćcu tłocznym pompy $H_t(t)$ dla różnych funkcji zamykania przepustnicy $\varphi(t)$ i dla tych samych parametrów początkowych $Q_0 = 12,3$ l/s, $n_0 = 1500$ obr./min, $HD = -1,1$ m, $HG = 2,0$ m
1 — krzywe doświadczalne, 2 — krzywe teoretyczne



Rys. 5. Przebiegi zmian ciśnień za przepustnicą $H_2(t)$ i w króćcu tłocznym pompy $H_1(t)$ podczas zatrzymywania pompy z równoczesnym zamykaniem przepustnicy o przebiegu $\varphi(t)$
 1 — krzywe doświadczalne, 2 — krzywe teoretyczne



Rys. 6. Zmiany ciśnień w króćcu ssawnym i tłocznym pompy $H_s(t)$ i $H(t)$ oraz zmiana szybkości obrotowej wirnika pompy $n(t)$ po wyłączeniu silnika elektrycznego przy otwartej i unieruchomionej przepustnicy
 1 — krzywe doświadczalne, 2 — krzywe teoretyczne

nym odpowiadające dwóm sposobom zamykania przepustnicy. Uderzenie hydrauliczne rozpoczynało się falą podwyższonego ciśnienia, a następnie, po zamknięciu przepustnicy, występowały szybko tłumione swobodne oscylacje ciśnienia. Poziom uderzenia dla drugiego sposobu zamykania przepustnicy (rys. 4a) był wyższy od poziomu dla pierwszego sposobu (rys. 4b) pomimo dłuższego czasu całkowitego zamykania przepustnicy oraz zachowania tych samych początkowych warunków przepływu. Porównanie to wskazuje na możliwość obniżenia uderzenia hydraulicznego za pomocą odpowiedniego sterowania ruchem organu dławiącego przepływ cieczy.

W drugim etapie badań przebiegi nieustalone spowodowane były odłączeniem od sieci silnika napędzającego pompę i odcinaniem przepływu wody za pomocą przepustnicy zainstalowanej na rurociągu tłocznym o długości 20,4 m w odległości 0,6 m od wylotu ze spirali pompy. Odcinanie przepływu rozpoczynano z opóźnieniem w porównaniu z czasem wyłączenia silnika. Na rysunku 5 przedstawiono dwa przebiegi zamykania przepustnicy i odpowiadające im przebiegi zmian ciśnienia za przepustnicą i w króćcu tłocznym pompy. Cechą charakterystyczną tych przebiegów jest to, że na wolnozmiennie przebiegi ciśnień związane z pracą wirnika i zależne od zmiany jego szybkości obrotowej nakładały się przebiegi szybkozmiennie (ujemne uderzenia hydrauliczne) pochodzące od przepustnicy i zależne od szybkości jej zamykania. W drugim przypadku (rys. 5b) pod koniec zamykania przepustnicy ciśnienie w rurociągu tłocznym spadło do wartości bliskiej wartości ciśnienia parowania wody w temperaturze otoczenia, co razem ze zmniejszoną częstotliwością oscylacji ciśnienia w porównaniu z pierwszym przypadkiem oraz z niesymetrycznością tych oscylacji wskazuje na wystąpienie zjawiska kawitacji [2, 5, 7, 10].

W trzecim etapie badań pomierzono zmiany szybkości obrotowej pompy i zmiany ciśnienia w króćcu ssawnym i tłocznym pompy wywołane zanikiem momentu napędowego pompy przy otwartej i unieruchomionej przepustnicy. W tym przy-

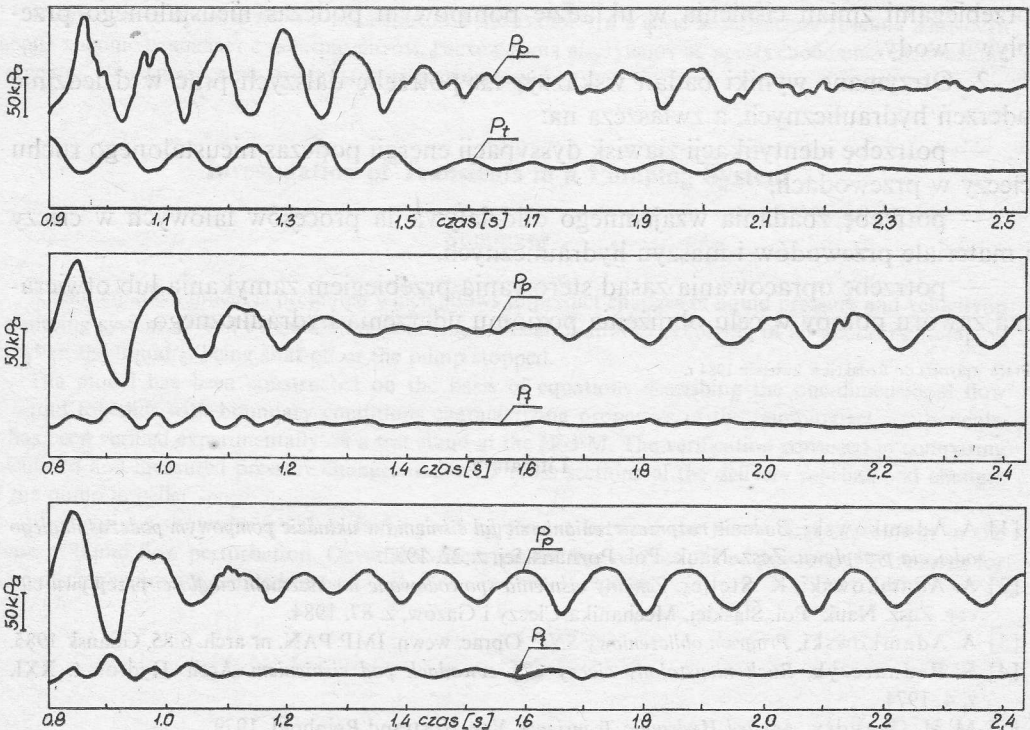
padku zmiany ciśnienia były powolne i zależne od zmiany szybkości obrotowej wirnika pompy (rys. 6).

Z porównania przebiegów niustalonych, przedstawionych na rysunkach 4, 5, 6 wynika, że charakter uderzenia hydraulicznego zależy nie tylko od sposobu zakłócenia przepływu (sposobu zamykania zaworu i zmiany szybkości obrotowej pompy), ale również od miejsca wywołania tego zakłócenia (miejsca usytuowania zaworu).

4. Porównanie wyników obliczeń teoretycznych z wynikami badań doświadczalnych

Pomierzone przebiegi zmian ciśnienia (rys. 4, 5 i 6) i zmiany szybkości obrotowej pompy (rys. 6) porównano z odpowiadającymi im przebiegami teoretycznymi, wyznaczonymi na podstawie obliczeń numerycznych.

Z porównania krzywych obliczonych i pomierzonych, przedstawionych na rysunku 4, wynika dość dobra zgodność teorii z doświadczeniem. Uwaga ta odnosi się szczególnie do fazy zamykania przepustnicy, dla której maksymalna różnica między pomierzonymi i obliczonymi wartościami ciśnienia nie przekracza 15% w odniesieniu do zmierzonej maksymalnej wartości ciśnienia. W następnej fazie — zanikania swobodnych oscylacji ciśnienia — występują rozbieżności między wartościami amplitud i szybkościami wygasania oscylacji. Występujące w rzeczywistości



Rys. 7. Oscylacje ciśnień przed przepustnicą p_p i w końcu tłocznym pompy p_t po szybkich sposobach zamykania przepustnicy zainstalowanej na końcu rurociągu tłocznego pompy

amplitudy swobodnych oscylacji ciśnienia są mniejsze i bardziej intensywnie tłumione niż to wynika z obliczeń. Należy przypuszczać, że duża część energii rozprasza się nie tylko w cieczy, w postaci strat hydraulicznych, ale również w ściankach rurociągów i w ich podporach oraz w elementach pompy. Dochodzi do tego wzajemne oddziaływanie fal ciśnienia z falami naprężeń w ściankach rurociągów i korpusie pompy. Zjawiska te mogą być odpowiedzialne za powtarzające się malenie i narastanie oscylacji ciśnienia (rys. 7).

Porównanie przedstawionych na rysunku 5 obliczonych i pomierzonych przebiegów zmian ciśnienia wskazuje na dużą zgodność teorii z doświadczeniem tylko dla początkowej fazy zmniejszania szybkości obrotowej pompy i fazy zamykania przepustnicy. W następnej fazie występują rozbieżności, szczególnie duże w przypadku szybkiego zamykania przepustnicy. Przyczyny tych rozbieżności mogą być podobne do przyczyn już wymienionych.

W przypadku przedstawionym na rysunku 6 uzyskano bardzo dobrą zgodność między pomierzonymi i obliczonymi przebiegami zmian szybkości obrotowej i zmian ciśnienia w króćcu ssawnym i tłocznym pompy.

5. Wnioski końcowe

1. Wykazano dość dobrą zgodność między pomierzonymi i przewidywanymi przebiegami zmian ciśnienia w układzie pompowym podczas nieustalonego przepływu wody.

2. Otrzymane wyniki badań wskazują na potrzebę dalszych prac w dziedzinie uderzeń hydraulicznych, a zwłaszcza na:

- potrzebę identyfikacji zjawisk dyssypacji energii podczas nieustalonego ruchu cieczy w przewodach,
- potrzebę zbadania wzajemnego oddziaływania procesów falowych w cieczy i materiale przewodów i maszyn hydraulicznych,
- potrzebę opracowania zasad sterowania przebiegiem zamykania lub otwierania zaworu pompy w celu obniżenia poziomu uderzenia hydraulicznego.

Praca wpłynęła do Redakcji w kwietniu 1984 r.

Literatura

- [1] A. Adamkowski, *Badanie rozprzestrzeniania się fal ciśnienia w układzie pompowym podczas nagłego odcięcia przepływu*. Zesz. Nauk. Pol. Poznańskiej, z. 22, 1982.
- [2] A. Adamkowski, K. Steller, *Zmiany ciśnienia spowodowane naruszeniem ciągłości przepływu cieczy*. Zesz. Nauk. Pol. Śląskiej, Mechanika Cieczy i Gazów, z. 87, 1984.
- [3] A. Adamkowski, *Program obliczeniowy SNP*. Oprac. wewn. IMP PAN, nr arch. 6/85, Gdańsk 1985.
- [4] S. Bednarczyk, *Ruch nieustalony cieczy w przewodach pod ciśnieniem*. Arch. Hydrot. t. XXI, z. 4 1974.
- [5] M. H. Chaudry, *Applied Hydraulic Transients*. Van Nostrand Reinhold, 1979.
- [6] G. Evangelisti, *Water hammer analysis by the method of characteristics*. *l'Energia Elettrica*, no 10, 11, 12, 1969.

- [7] B. F. Ljamacv, G. P. Nebolsin, V. A. Neljubov, *Stacionarne i perechodnye processy v sloznych gidrosistemach*. Mašinostroenie, Leningrad 1978.
- [8] K. Steller, A. Łojek, *Kryteria oceny poziomu wibracji dużych maszyn hydraulicznych*. Zesz. Nauk. IMP PAN, nr 119/1042/81, Gdańsk 1981.
- [9] R. Wichowski, *Thumienie uderzeń hydraulicznych za pomocą zbiorników wodno-powietrznych*. Arch. Hydrot. t. XXVIII, z. 3, 1980.
- [10] E. B. Wylic, V. L. Streeter, *Fluid transients*. Mc Graw-Hill, New York 1978.

Исследование неуставившихся процессов в насосной системе

Резюме

Представлена математическая модель позволяющая предвидывать изменения давления и скорости жидкости в насосной системе, а также изменения некоторых механических величин в движении насосного агрегата, появляющихся во время прекращения течения жидкости и во время задерживания насоса.

Расчётная модель построена на основе уравнений описывающих одномерное движение жидкости, а также краевых условий отображающих свойства элементов насосной системы. Эта модель проверялась экспериментально на стенде в лаборатории Института проточных машин ПАН в Гданьске. Проверка сводилась к сравнению вычислённых и измерённых изменений давления в нескольких сечениях напорного трубопровода насосной системы, а также изменений скорости вращения ротора насоса.

В результате произведённых исследований доказано, что в фазе возмущения течения жидкости теория хорошо совпадает с экспериментом. Расхождения выступают во время свободных осцилляций давления. Указывается на причины этих расхождений.

Investigation of Transients in a Pumping System

Summary

A mathematical model is presented which allows to predict changes of liquid pressure and velocity in a pumping system as well as changes of some mechanical quantities occurring in an operating pumping set when the liquid is being shut-off or the pump stopped.

The model has been constructed on the basis of equations describing the one-dimensional flow of liquid together with boundary conditions characterizing properties of the pumping set components. It has been verified experimentally on a test stand at the IF-FM. The verification consisted in comparing calculated and measured pressure changes in several cross sections of the delivery pipeline and changes of the pump impeller speed.

Investigations showed a good or fairly good agreement between the theory and experiment in the phase of liquid flow perturbation. Deviations occurred for free oscillations of pressure. The reasons for these discrepancies are pointed out.