

Grzegorz Skorek

Akademia Morska w Gdyni

NOWATORSKA METODA BADANIA STRAT CIŚNIENIOWYCH W POMPIE WYPOROWEJ

Artykuł przedstawia nowatorską metodę badania strat ciśnieniowych w pompie o zmiennej wydajności. Określenia strat ciśnienia w kanałach i rozdzielaczu pompy można dokonać na dwa sposoby. Przy pierwszym sposobie opory przepływu muszą być mierzone w pompie z wymontowanymi nurnnikami. Wtedy to przez kanały pompy tłoczona jest ciecz o natężeniu zmiennym od wartości bliskiej zeru do wartości maksymalnej. Badanie pompy wykonywane jest przy stałej prędkości obrotowej. W przypadku, kiedy demontaż nurnników jest niemożliwy lub po ich demontażu, napęd wałka pompy nie wprawia wirnika w ruch obrotowy, stanowisko takie nie może być zastosowane. Nowa metoda badania strat ciśnieniowych w pompie wporowej opiera się na zjawisku kawitacji, która powstaje w komorze roboczej pompy w trakcie jej połączenia z przewodem dopływowym. W artykule zaprezentowano również schematy stanowisk, zakres pomiarów, otrzymane wykresy oraz przeprowadzono ich wnikliwą analizę. Zaproponowano też sposób pomiaru strat w pompach o stałej wydajności, a także wspomniano o pomiarze strat ciśnieniowych w silnikach hydraulicznych. W pracy nawiązano do modelu zachowania energetycznego pomp wporowych zaproponowanego przez Z. Paszotę.

Słowa kluczowe: straty ciśnieniowe, przyrost ciśnienia, wydajność, sprawność ciśnieniowa, pompa wporowa.

WSTĘP

Zasada pracy pompy wporowej polega na wypieraniu określonej dawki lub dawek cieczy z obszaru ssania (dopływowego) do obszaru tłoczenia. Koniecznym warunkiem działania pompy wporowej jest szczelne oddzielenie tych dwóch obszarów. Teoretyczna wydajność q_{Pt} w trakcie jednego obrotu wału pompy, zwana teoretyczną objętością roboczą, jest wielkością charakterystyczną pompy.

Pompa nie jest maszyną doskonałą, charakteryzuje się swoją sprawnością całkowitą η_P :

$$\eta_P = \frac{P_{Pu}}{P_{Pc}}, \quad (1)$$

gdzie:

P_{Pu} – moc użyteczna pompy (dostarczona cieczy przez pompę),

P_{Pc} – moc konsumowana przez pompę (moc na wale pompy).

Z kolei sprawność całkowita η_P pompy jest iloczynem trzech sprawności:

- sprawności objętościowej η_{Pv} ,
- sprawności ciśnieniowej η_{Pp} ,
- sprawności mechanicznej η_{Pm} :

$$\eta_P = \eta_{Pm} \cdot \eta_{Pv} \cdot \eta_{Pp} \quad (2)$$

Wydajność Q_P pompy o stałej wydajności na obrót wału, która zależy od Δp_{Pi} , jest zdefiniowana następującą zależnością, która przy przyjęciu przybliżenia $\Delta p_{Pi} \approx p_n$, może być następnie uproszczona [1, 2]:

$$Q_P = q_{Pi} \left(1 - k_1 \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} \right) \cdot n_{P0} \left(1 - k_2 \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} \right) \cong (1 - k_1) \cdot (1 - k_2) Q_{Pi}, \quad (3)$$

gdzie:

Δp_{Pi} – przyrost ciśnienia indykowany w komorach roboczych pompy,

k_1 – współczynnik strat objętościowych w pompie,

k_2 – współczynnik spadku prędkości obrotowej silnika napędzającego pompę,

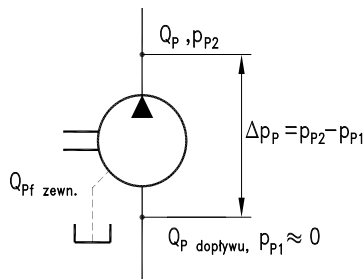
Q_{Pi} – wydajność teoretyczna pompy.

Przyrost Δp_{Pi} ciśnienia jest sumą Δp_P przyrostu ciśnienia w pompie i strat ciśnieniowych Δp_{Pp} w kanałach zasilającym i tłocznym pompy (rys. 1).

Sprawność ciśnieniowa η_{Pp} pompy jest odbiciem strat ciśnieniowych w pompie, szczególnie w jej kanałach dopływowym i odpływowym (tłocznym), a także w rozdzielaczu pompy (jeśli istnieje). Sprawność η_{Pp} jest stosunkiem przyrostu Δp_P ciśnienia w pompie (różnicy ciśnień między przewodem tłocznym a dopływowym) do przyrostu indykowanego Δp_{Pi} ciśnienia w komorze roboczej pompy (rys. 1) [1, 2]:

$$\eta_{Pp} = \frac{\Delta p_P}{\Delta p_{Pi}} = \frac{\Delta p_P}{\Delta p_P + \Delta p_{Pp}} = \frac{\Delta p_P \cdot Q_P}{\Delta p_{Pi} \cdot q_{Pi} \cdot n_P \cdot \eta_{Pv}} = \frac{P_{Pu}}{P_{Pi} \cdot \eta_{Pv}}. \quad (4)$$

gdzie $\Delta p_{Pp} = \Delta p_{Pp1} + \Delta p_{Pp2}$ stanowi sumę strat ciśnienia w kanałach dopływowym i tłocznym.



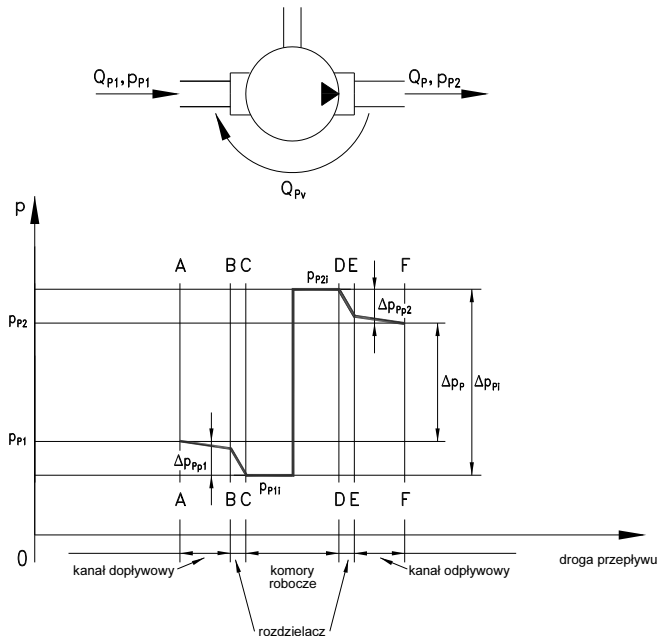
Rys. 1. Parametry opisujące moc użyteczną pompy [1, 2]

Fig. 1. The parameters describing the useful power of the pump [1, 2]

Model zachowania energetycznego pompy musi uwzględniać podział strat na straty objętościowe, mechaniczne i ciśnieniowe oraz wiązać ich wielkość z parametrami pracy układu. W literaturze przedmiotu dostępny jest opis zacho-

wania energetycznego pomp wyporowych, opracowany przez Z. Paszotę, spełniający powyższe warunki. W modelu tym straty ciśnieniowe definiowane są jako opory przepływu w kanale dopływowym i odpływowym, a także w rozdzielaczu pompy.

Na rysunku 2 przedstawiono schematycznie przebieg zmian ciśnienia w kanałach wewnętrznych pompy wyporowej, na drodze od jej przewodu dopływowego do tłocznego. Podczas obrotu wału pompy o określony kąt komory robocze połączone są z kanałem dopływowym i panuje w nich niskie ciśnienie. Następuje tu odcięcie tych komór od kanału dopływowego i połączenie rozdzielaczem komór z kanałem tłocznym. Dochodzi wówczas do skokowego wzrostu ciśnienia, przez pewien czas bowiem ten strumień oleju musi być wytłaczany z komory roboczej do kanału tłocznego. Przyrost Δp_{P_i} ciśnienia indykowany w komorach roboczych pompy jest większy od przyrostu Δp_P ciśnienia w całej pompie, ponieważ Δp_{P_i} , w stosunku do Δp_P , jest powiększony o opory Δp_{P_p} przepływu w kanałach i w rozdzielaczu pompy.



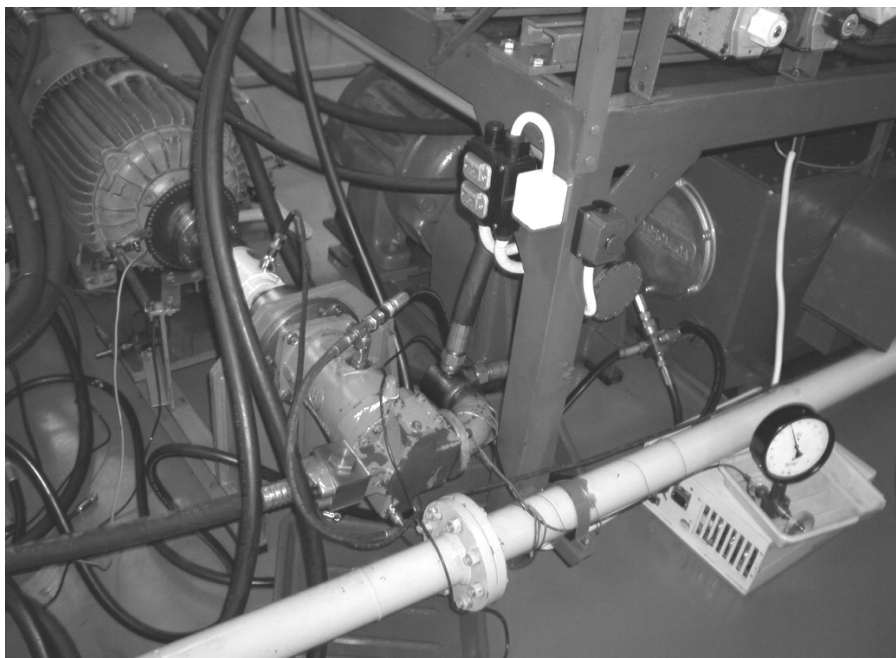
Rys. 2. Pompa wyporowa: p_{P1} – ciśnienie w przewodzie dopływowym, Δp_{Pp1} – straty ciśnieniowe w kanale dopływowym i w rozdzielaczu, Δp_{Pp2} – straty ciśnieniowe w kanale odpływowym i w rozdzielaczu, p_{P2} – ciśnienie w przewodzie tłocznym, Δp_P – przyrost ciśnienia w pompie, Δp_{P_i} – przyrost ciśnienia indykowany w komorach roboczych pompy, Q_{P1} – natężenie strumienia w kanale dopływowym, Q_P – wydajność pompy, Q_{Pv} – straty objętościowe

Fig. 2. The displacement pump: p_{P1} – pressure in the supply conduit, Δp_{Pp1} – the pressure losses in the inlet channel and in distributor, Δp_{Pp2} – pressure losses in the outlet channel and in distributor, p_{P2} – pressure in the discharge conduit, Δp_P – increase of the pressure in the pump, Δp_{P_i} – indicated increase of pressure in the chambers of the pump, Q_{P1} – the flow stream in the inlet channel, Q_P – capacity of the pump, Q_{Pv} – volumetric losses

Straty ciśnieniowe Δp_{pp} nie zależą od przyrostu Δp_p ciśnienia w pompie, lecz od natężenia Q_p przepływu cieczy w kanałach. Jeśli pompa tłoczy strumień o określonym natężeniu i będzie ono stałe, to opory przepływu będą niezależne od tego, czy ciśnienie po stronie tłocznej będzie małe czy duże.

1. OPIS DZIAŁANIA BADANEJ POMPY WYPOROWEJ

Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono badaną pompę wielotłoczkową osiową.



Rys. 3. Zdjęcie stanowiska do badania pompy wielotłoczkowej osiowej z wychylnym wirnikiem typu A7.VSO.58DR firmy HYDROMATIK o ustalonej wydajności

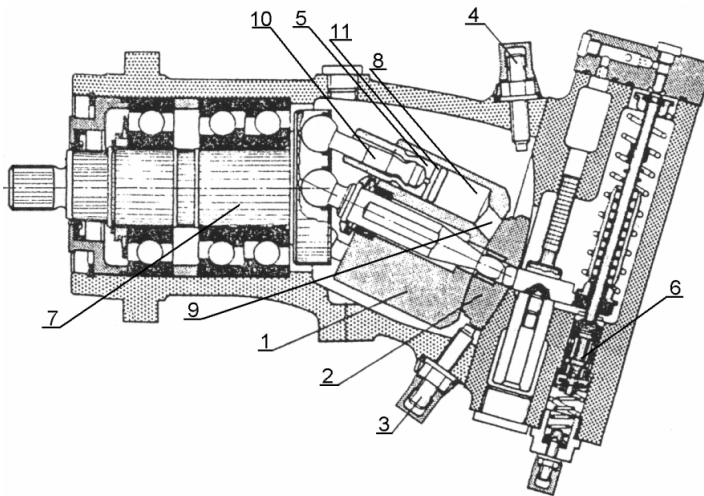
Fig. 3. Picture of the stand to research multipiston axial pump with swing-type rotor A7.VSO.58DR company HYDROMATIK at a fixed capacity

Obracający się wraz z wałem 7 blok cylindrowy 1 współpracuje powierzchnią czołową z powierzchnią nieruchomego kolektora 2. W czasie obrotu bloku cylindrowego 1 znajdujące się w nim cylindry 8 łączą się kolejno z przestrzeniami ssawną i tłoczną za pośrednictwem otworów 9 w powierzchni czołowej bloku cylindrowego 1. Przy powiększaniu się przestrzeni roboczej (ruch tłoczka w lewo) cylinder 8 jest łączony z przestrzenią ssawną i napędza się cieczą. Przy zmniejszaniu się przestrzeni roboczej (ruch tłoczka w prawo) cylinder jest łączony z przestrzenią tłoczną, a ciecz jest wypierana. W związku z tym, że w bloku cylindrowym 1 znajduje się wiele tłoczków 5, część komór (cylindrów 8) pompy

jest napełniana cieczą roboczą, podczas gdy inne komory są poddawane wysokiemu ciśnieniu i olej z nich jest wytłaczany do przewodu tłocznego. W pompie zastosowano sferyczną odmianę kolektora 2, w którym przestrzenie ssawna i tłoczna połączone są kanałami w korpusie pompy z otworami dopływowym (ssawnym) i odpływowym (tłocznym). Tłoczek 5 wykonuje wyłącznie ruchy posuwisto-zwrotne, a elementem poruszającym go jest łącznik 10 z obu stron zakończony przegubami kulistymi. Łącznik z przegubami kulistymi 10 jest gruby i wytrzymały na zginanie, ponieważ wychylony w bok przez styk z tłoczkiem 5 napędza obrotowo blok cylindrowy 1. Smarowanie przegubu w tłoczku 5 jest dokonywane nie bezpośrednio z cylindra, tylko z obwodowego rowka 11, wykonanego na tłoczku 5 w pewnej odległości od jego czoła.

Łożyskowanie w korpusie wału 7 z kołnierzem jest bardzo mocne ze względu na duże obciążenia osiowe i promieniowe, pochodzące od ciśnienia działającego na tłoczki 5.

Podczas badań ciśnienie p_{P1} w przewodzie dopływowym pompy jest równe zeru – $p_{P1} \approx 0$. W przewodzie odpływowym pompy pracującej w układzie $p = cte$ panuje ciśnienie $p_{P2} \approx 160$ bar, ustalone zaworem przelewowym SP. W pompie występują przecieki z gałęzi wysokociśnieniowej do gałęzi niskociśnieniowej głównie w rozdzielaczu pompy utworzonym na styku bloku cylindrowego 1 i kolektora 2.



Rys. 4. Badana pompa wielotłoczkowa osiowa z wychylnym wirnikiem typu A7.VSO.58DR firmy HYDROMATIK o ustalonej wydajności: 1 – blok cylindrowy, 2 – kolektor, 3, 4 – zderzaki, 5 – tłoczek, 6 – układ zerujący wydajność przy maksymalnym ustawionym ciśnieniu, 7 – wał, 8 – cylinder, 9 – otwór w powierzchni czołowej bloku cylindrowego, 10 – łącznik z przegubami kulistymi, 11 – obwodowy rowek wykonany w tłoczku

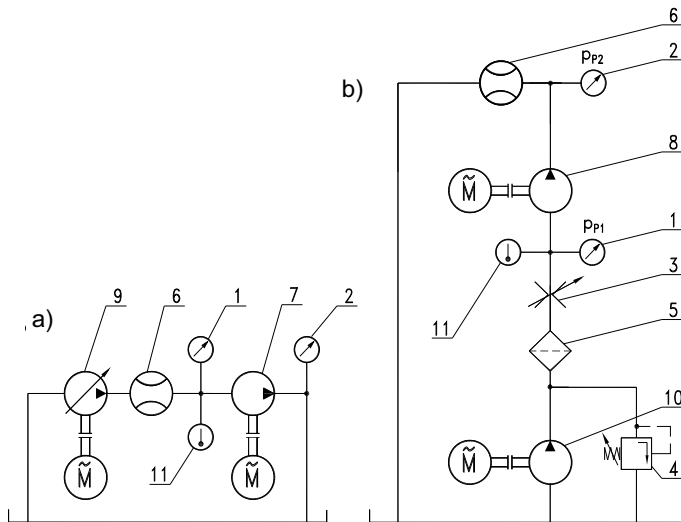
Fig. 4. The study axial piston pump with swing-type rotor A7.VSO.58DR company HYDROMATIK a fixed capacity: 1 – cylinder block, 2 – collector, 3, 4 – bumpers, 5 – piston, 6 – reset capacity at a maximum set pressure, 7 – the shaft, 8 – cylinder, 9 – hole in the face of the cylinder block, 10 – connector with the spheric joints, 11 – circumferential groove formed in the piston

2. OKREŚLANIE STRAT CIŚNIENIOWYCH W POMPIE

Określenia strat ciśnieniowych Δp_{pp} w kanałach i w rozdzielaczu pompy można dokonać na dwa sposoby. Przy pierwszym sposobie opory przepływu muszą być mierzone w pompie z wymontowanymi nurnikami (rys. 5a). Wtedy to, przez wnętrze pompy tłoczony jest olej o natężeniu zmiennym od wartości bliskiej zero do wartości maksymalnej. Badanie pompy wykonywane jest przy stałej prędkości obrotowej.

W przypadku, kiedy demontaż nurników jest niemożliwy lub po ich demontażu napęd wałka pompy nie wprawia wirnika w ruch obrotowy, stanowisko takie nie może być zastosowane.

Rysunek 5b przedstawia rozwiązanie umożliwiające badanie oporów przepływu w pompie bez konieczności demontażu nurników [3].



Rys. 5. Schematy stanowisk do badania strat ciśnieniowych w kanałach i w rozdzielaczu pompy: a) pompa z wymontowanymi nurnikami, b) pompa bez demontażu nurników

Fig. 5. Schemes of test stands for the study of pressure losses in channels and in distributor of pump: a) with removed the pump plungers, b) without dismantling the pump plungers

Do budowy stanowiska wykorzystano, oprócz badanej pompy wyporowej, zawór dławiący, manometr dający także możliwość pomiaru podciśnienia, przepływomierz tłokowy umożliwiający bardzo dokładny pomiar wydajności oraz pompę zasilania wstępnego, pracującą na przelew (rys. 5).

Badania odbywały się w następujących warunkach: ciśnienie p_{P1} w przewodzie dopływowym zmniejszono o 0,02 bar, od wartości 0,60 bar do wartości około -0,40 bar; jednocześnie ciśnienie p_{P2} w komorze tłocznej pompy wynosiło około 1 bar, lepkość kinematyczna oleju $\nu = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ (temperatura 43°C), prędkość obrotowa pompy $n_p \approx 1500 \text{ obr/min}$.

Metoda opiera się na zjawisku kawitacji, która powstaje w komorze roboczej pompy w trakcie jej połączenia z kanałem dopływowym.

Problem pojawił się przy konieczności określania oporów przepływu w pompie, w której nie można demontować nurników. Dotychczas takiej metody nie stosowano [4, 5].

Jest to pośrednia droga oceny oporów przepływu w kanałach pompy poprzez określenie ciśnienia na dopływie do pompy, przy którym następuje początek załamania wydajności pompy, wynikający z początku gwałtownej kawitacji w komorze roboczej.

Dławiąc strumień cieczy na dopływie pompy pracującej przy stałej prędkości obrotowej, można zaobserwować, że, jeżeli w trakcie napełniania komór pompy wystąpi podciśnienie, przy którym zaczyna wydobywać się powietrze z zasysanego oleju, to ta przestrzeń robocza zaczyna być wypełniana przez mieszaninę oleju i powietrza. Po połączeniu komory z przewodem ciśnieniowym mieszanina zostaje poddana sprężaniu i, w efekcie, ta objętość będzie mniejsza.

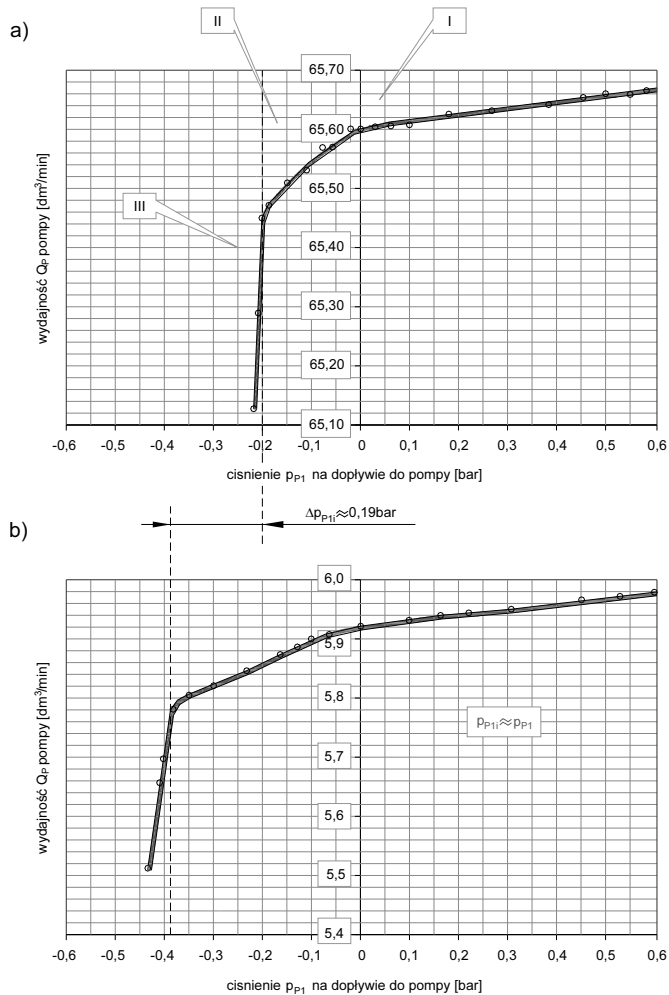
Aby można było zmierzyć opory przepływu tą metodą, należało poszukać zależności wydajności Q_p pompy od poziomu ciśnienia p_{p1} w przewodzie dopływowym oraz od poziomu ciśnienia p_{p1i} w komorze roboczej w trakcie obniżania ciśnienia w przewodzie dopływowym.

Warunki takie stworzono poprzez zasilanie badanej pompy inną pompą pracującą na przelew (rys. 5b). Pozwoliły one na zmniejszanie ciśnienia p_{p1} na dopływie do badanej pompy. Zmniejszono ciśnienie p_{p1} do wartości ciśnienia atmosferycznego, wiedząc, że pompa może pracować przy tym ciśnieniu (informacja producenta).

Na wykresach (rys. 6a i 6b) pokazano, że ciśnienie $p_{p1} \approx 0$ bar nie wpływa jeszcze niekorzystnie na pracę pompy, tzn. na spadek wydajności Q_p . Co prawda, widać tendencję spadkową, czyli wpływ pogarszającego się wypełniania przestrzeni roboczej pompy, ale nie jest to załamanie wydajności Q_p .

Można tu zaobserwować trzy strefy (rys. 6a). Pierwszą (I), wynikającą właśnie z pogarszającego się wypełniania powiększającej się przestrzeni roboczej, potem drugą (II), która wiąże się z początkiem kawitacji i trzecią (III), w której występuje gwałtowne wydobywanie się powietrza z oleju, mające miejsce przy podciśnieniu rzędu 0,39 bar (ciśnieniu $-0,39$ bar) i „załamanie” wydajności Q_p . Charakterystyki „a” i „b” umożliwiają ocenę strat Δp_{pp1} ciśnienia między przewodem dopływowym a komorą roboczą (w kanale dopływowym pompy i w rozdzielaczu).

Na rysunku 6 przedstawiono wyniki badań laboratoryjnych zmiany wydajności Q_p pompy jako funkcji malejącego ciśnienia p_{p1} na dopływie do pompy (w okresie pracy przy pełnej wydajności pompy) oraz jako funkcji ciśnienia p_{p1i} w komorze roboczej równego praktycznie ciśnieniu p_{p1} na dopływie w sytuacji wielokrotnego (przeszło 10-krotnego) zmniejszenia wydajności Q_p pompy, czyli kilkudziesięciokrotnego zmniejszenia strat Δp_{pp1} (a więc przy $p_{p1i} \approx p_{p1}$).



Rys. 6. Wydajność Q_P pompy jako funkcja ciśnienia p_{P1} na dopływie do pompy oraz ciśnienia p_{Pi} w komorach roboczych pompy w okresie ich połączenia z kanałem dopływowym ($v = 35 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$, $t = 43^\circ\text{C}$) [4]:

a) przy wydajności pompy rzędu $65 \text{ dm}^3/\text{min}$, b) przy wydajności pompy rzędu $6 \text{ dm}^3/\text{min}$

Fig. 6. The capacity Q_P of the pump as a function of pressure p_{P1} at the inlet pump and the pressure p_{Pi} in the pump working chambers during connection with the inlet channel ($v = 35 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$, $t = 43^\circ\text{C}$) [4]: a) at the pump capacity of $65 \text{ dm}^3/\text{min}$, b) at the pump capacity of $6 \text{ dm}^3/\text{min}$

Zjawisko gwałtownego obniżania wydajności pompy, będące skutkiem obniżania ciśnienia p_{P1} , należy badać bardzo ostrożnie, aby nie doprowadzić do przerwania strumienia. W przeprowadzonych badaniach gwałtowne obniżenie Q_P uchwycono przy obniżeniu wydajności Q_P zaledwie o rząd jednego procenta.

Zmniejszenie ciśnienia p_{P1} w przewodzie dopływowym do wartości $-0,20$ bar spowodowało, że w tych warunkach nastąpiło „tąpnięcie wydajności”, tzn. pojawiła się kavitacja w takim stopniu, że nastąpił początek gwałtownego spadku

wydajności. W związku z tym opory przepływu między komorą roboczą a przewodem dopływowym są rzędu 0,19 bar. Przeszło dziesięciokrotne zmniejszenie wydajności, przy założeniu przepływu burzliwego w kanałach i rozdzielaczu pompy, powoduje prawie stukrotne zmniejszenie oporów przepływu Δp_{Pp1} w kanale dopływowym i w rozdzielaczu (rys. 6b). Można więc stwierdzić, że, mierząc ciśnienie p_{P1} na dopływie do pompy przy jej wydajności równej $Q_P = 6 \text{ dm}^3/\text{min}$, mierzy się również ciśnienie p_{P1i} w komorze roboczej, ponieważ różnica między ciśnieniem p_{P1} a ciśnieniem p_{P1i} jest rzędu 0,002 bar. Wynika z tego, że opory przepływu Δp_{Pp1} w kanale dopływowym (między przewodem dopływowym a komorą roboczą) w warunkach pełnej wydajności pompy są rzędu $\Delta p_{Pp1} = 0,19 \text{ bar}$. Pojawienie się kawitacji w komorze roboczej jest praktycznie niezależne od wydajności pompy, zależy od ciśnienia panującego w tej komorze [5].

W związku z tym można potwierdzić, że w warunkach eksploatacji przy pełnej wydajności początek gwałtownego załamania się wydajności występuje przy ciśnieniu $p_{P1} = -0,20 \text{ bar}$ oraz przy ciśnieniu $p_{P1i} = -0,39 \text{ bar}$.

Reasumując, można stwierdzić, że przy spadku ciśnienia w komorze roboczej do poziomu $p_{P1i} = -0,39 \text{ bar}$ i przy spadku ciśnienia w przewodzie dopływowym do $p_{P1} = -0,20 \text{ bar}$ opory przepływu są różnicą tych dwu wartości i wynoszą $\approx 0,19 \text{ bar}$.

WNIOSKI

1. Metoda jest nowatorska i stosunkowo prosta w zastosowaniu. Jednakże należy postępować rozważnie i ostrożnie dławiąc ciecz na dopływie do pompy, aby nie doprowadzić do przerwania strumienia, a tym samym do zatarcia pompy. Powinno dokonywać się pomiaru wydajności pompy przy bardzo wolnym obniżaniu poziomu ciśnienia p_{P1} , aby nie przeoczyć momentu, w którym wydajność zacznie zbyt gwałtownie spadać, gdy pojawi się gwałtowna kawitacja.
2. Należy zwrócić uwagę na ciśnienie w przewodzie tłocznym pompy, które powinno być jak najniższe, ze względu na praktyczne wyeliminowanie przecieków zewnętrznych i wewnętrznych w pompie, co daje możliwość wiernego określenia natężenia przepływu na dopływie, a także stwarza warunki niewielkiego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy w trakcie ich łączenia z przewodem tłocznym. Sytuacja taka umożliwi obserwację początku kawitacji i załamanie się charakterystyki Q_P w formie złagodzonej.
3. W przypadku pomp o stałej wydajności tą metodą można badać opory przepływu, zmniejszając prędkość obrotową pompy.
4. Metoda daje więc możliwość badania każdej pompy wyporowej i dokładnego określenia oporów przepływu, co było dotychczas traktowane jako bardzo trudne.
5. W przypadku silników hydraulicznych metodę można stosować tylko wtedy, gdy silnik pracuje jako pompa.

LITERATURA

1. Paszota Z., *Opis pompy wyporowej jako element modelu sprawności energetycznej napędu hydrostatycznego*, materiały II Seminarium „Napędy i sterowania'96”, Politechnika Gdańska, Gdańsk, 27–29.02.1996, s. 214–224.
2. Paszota Z., *Uściślenia teoretyczne związane z wyznaczaniem strat i sprawności dla przekładni hydrostatycznych*, [w:] *Kierunki rozwoju napędów hydraulicznych i konstrukcji maszyn roboczych*, red. A. Garbacik, Fluid Power Net Publications, Kraków 1999, s. 205–248.
3. Skorek G., *Badania laboratoryjne strat ciśnieniowych w pompie A7V58DR FIRMY REXROTH*, VII Seminarium Naukowe Środowiskowego Studium Doktoranckiego „Współczesne technologie i konwersja energii”, Gdańsk, 15–17.09.2004, s. 223–228.
4. Skorek G., *Badania laboratoryjne strat ciśnieniowych w pompie wyporowej*, „Hydraulika i Pneumatyka”, 2005, nr 2, Wrocław 2005, s. 16–19.
5. Skorek G., *Charakterystyki energetyczne układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie stałego i zmiennego ciśnienia*, praca doktorska, Politechnika Gdańska, Gdańsk 2008.

INNOVATIVE METHOD OF TESTING PRESSURE LOSS THE DISPLACEMENT PUMP

Summary

This article presents a novel method to study pressure losses in the pump with variable displacement. Determination of pressure loss in ducts and distributor pumps can be done in two ways. With the first method, the flow resistance must be measured in the pump plungers with a dismounted. Then the pump through the inside of the oil is pumped from the variable intensity almost zero to a maximum value. The test pump is performed at a constant speed. In the case where removal is impossible or plungers, the dismantling, the drive shaft of the pump sets is not rotor rotation, such a position can not be applied. The new test method loss of pressure in the pump displacement is based on the phenomenon of cavitation, which is formed in the working chamber of the pump while it is connected to the inlet line. This article also includes diagrams positions, the range of measurements obtained graphs and conducted their rigorous analysis. Proposed a method for measuring the loss of fixed speed pumps, and also mentioned the measurement of pressure losses in the hydraulic motors. The paper refers to the behavior model of the energy of positive displacement pumps proposed by Z. Paszota.

Keywords: *pressure loss, the pressure rise, efficiency, performance pressure, positive displacement pump.*