Nr 9 • Wrzesień 2011 r. • 163

Wpływ lepkości oleju hydraulicznego na straty objętościowe w pompie tłokowej o zmiennej wydajności

Jan Koralewski

Układ hydrauliczny z pompą o zmiennej wydajności, jako struktura umożliwiająca zmianę prędkości silnika, jest rozwiązaniem napędu hydrostatycznego o najwyższej sprawności energetycznej. Stosowany jest więc w przypadkach dużych mocy, w sytuacjach długotrwałej pracy przekładni, wszędzie tam, gdzie oszczędność energii jest opłacalna nawet przy droższej inwestycji i większych wymaganiach eksploatacyjnych. Przykładami okrętowych zastosowań układu są rozwiązania napędu i sterowania żurawia pokładowego, urządzenia sterowego czy napędu głównego mniejszych statków.

stotna jest znajomość sprawności energetycznej przekładni nie tylko w warunkach nominalnych, ale również w całym zakresie zmiany warunków pracy (prędkości i obciążenia silnika hydraulicznego, lepkości czynnika roboczego – oleju hydraulicznego), szczególnie przy parametrach najczęściej czy najdłużej występujących w trakcie eksploatacji.

Projektant bądź użytkownik hydraulicznego układu napędowego dysponuje obecnie, dostarczonymi jedynie przez niektórych producentów, wynikami prób sprawności energetycznej maszyn tworzących układ, prób przeprowadzonych przy wybranej lepkości oleju. Sprawność silnika hydraulicznego jako elementu wykonawczego przekładni hydrostatycznej oraz napędzającej go pompy powinna być określona jako funkcja prędkości obrotowej i momentu obciążającego wał silnika.

Brak dotychczas narzędzia umożliwiającego pełną analizę energetyczną przekładni hydrostatycznej jako całości i to całości składanej z dowolnie wybranych maszyn. Sprawność przekładni powinna być przedstawiona jako zależność od prędkości i obciążenia silnika hydraulicznego, z możliwością oceny wpływu poziomu strat objętościowych, ciśnieniowych i mechanicznych, poziomu różnego w poszczególnych odmianach i wielkościach zastosowanych maszyn, a także z możliwością oceny wpływu wielkości strat ciśnieniowych w przewodach układu. Wszystkie te straty są również funkcją bieżących parametrów pracy silnika oraz lepkości zastosowanego oleju, zmieniającej się w trakcie eksploatacji układu.

Tak szeroko rozumiane możliwości badań symulacyjnych wymagają zastosowania odpowiedniego modelu strat i sprawności energetycznej pompy o zmiennej wydajności, a następnie modelu sprawności układu z taką pompą. Aby modele były wiarygodne, konieczna jest także ich konfrontacja z rzeczywistością, a więc z wynikami starannie zrealizowanych badań laboratoryjnych pompy, silnika hydraulicznego i układu. Badania takie, Streszczenie: Pompy tłokowe o zmiennej wydajności są elementami napędu hydrostatycznego o dużych mocach i o najwyższej sprawności energetycznej. Stosowane są w napędach urządzeń okrętowych, takich jak: żurawie pokładowe, urządzenia sterowe, napęd główny mniejszych statków. Badań laboratoryjnych i symulacyjnych wpływu lepkości cieczy na straty energetyczne w pompie wyporowej o zmiennej wydajności dotychczas nie przeprowadzono.

W artykule przedstawiono wyniki badań wpływu lepkości oleju hydraulicznego na straty objętościowe w pompie tłokowej pracującej w pełnym zakresie zmiany ciśnienia i wydajności.

Słowa kluczowe: napęd hydrostatyczny, pompy wyporowe, ocena strat energetycznych, wpływ lepkości oleju na straty

INFLUENCE OF HYDRAULIC OIL VISCOSITY ON THE VOLUMETRIC LOSSES IN A VARIABLE CAPACITY PISTON PUMP

Abstract: The variable capacity piston pumps are elements of the great power and highest energy efficiency hydrostatic drives. They are used in the drive systems of ship equipment such as deck cranes, steering gears, main propulsion of smaller vessels. The laboratory and simulation investigations of the influence of liquid viscosity on the variable capacity displacement pump energy losses have not been so far performed.

The paper presents results of the investigations of impact the hydraulic oil viscosity has on the volumetric losses in a piston pump operating in the full range of its capacity and oil pressure.

przy ustalonej zalecanej lepkości oleju $v_n = 35 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$, przeprowadził M. Czyński w pracy [2].

Badań laboratoryjnych i symulacyjnych wpływu lepkości cieczy na straty energetyczne w pompie wyporowej o zmiennej wydajności dotychczas nie przeprowadzono.

Modele matematyczne strat i sprawności energetycznej maszyn wyporowych

Ocena możliwości oszczędzania energii w trakcie pracy hydrostatycznego układu napędowego wymaga poznania i opisu występujących w układzie strat. Służy temu symulacyjne określanie sprawności energetycznej układu, które można wykorzystać w procesie projektowania i eksploatacji układu [3]. Model symulacyjny powinien umożliwiać ocenę wpływu na sprawność układu następujących czynników:

- struktury układu służącej do zmiany prędkości sterowanego silnika hydraulicznego;
- strat energetycznych występujących w elementach układu;
- spadku prędkości silnika napędzającego pompę;
- charakterystyk elementów sterowania zastosowanych w układzie;
- obciążenia i prędkości sterowanego silnika hydraulicznego;
- lepkości oleju hydraulicznego (nośnika energii), zmieniającej się w trakcie eksploatacji układu w wyniku zmiany temperatury oleju.

Aby metoda symulacyjna określania sprawności napędu znalazła szerokie i łatwe zastosowanie, konieczne jest:

- 1. stosowanie, w oparciu o modele matematyczne strat i sprawności, programów komputerowych umożliwiających wygodną analizę sprawności układów hydraulicznych w funkcji parametrów o niej decydujących (współczynnika $\overline{\omega}_M$ prędkości i współczynnika \overline{M}_M obciążenia silnika hydraulicznego oraz stosunku v/v_n lepkości v oleju do lepkości odniesienia v_n);
- określenie wartości współczynników k_i strat energetycznych w pompie, w silniku hydraulicznym obrotowym lub w siłowniku. Współczynniki te powinny być zdefiniowane jednoznacznie, określone dokładnie dla konkretnej maszyny wyporowej.

Zrealizowanie zamierzeń podanych w punktach 1 i 2 wymaga opracowania modelu matematycznego strat w maszynie wyporowej, uwzględniającego:

- formę i prostotę opisu, decydującą o możliwości zastosowania tego opisu w modelu sprawności całego układu, przy jednoczesnym uzyskaniu dokładności oceny sprawności całkowitej układu;
- opis strat objętościowych, ciśnieniowych i mechanicznych w maszynie wyporowej, umożliwiający ocenę wpływu lepkości kinematycznej oleju hydraulicznego, zmieniającej się w trakcie zmiany jego temperatury;
- oddzielenie strat mechanicznych od strat ciśnieniowych w maszynie. Co prawda, oba te rodzaje strat powiększają (w przypadku pompy) moment wymagany przez maszynę na jej wale napędowym, lecz są to straty mające różny charakter i zależą od różnych parametrów bądź w różny sposób zależą od tego samego parametru (współczynnika v/v_n lepkości). Konieczne jest przeprowadzanie badań laboratoryjnych i symulacyjnych w warunkach rzeczywistych funkcjonowania maszyny wyporowej. Badania powinny umożliwić weryfikację proponowanego modelu:
- strat objętościowych w maszynie;
- strat ciśnieniowych w maszynie;
- strat mechanicznych w maszynie

w pełnym zakresie zmiany ciśnienia pracy do ciśnienia nominalnego p_n , w pełnym zakresie zmiany wydajności pompy w układzie do wydajności teoretycznej Q_{Pt} , oraz w szerokim zakresie zmiany lepkości kinematycznej v oleju hydraulicznego – nośnika energii, a także powinny określić współczynniki k_i poszczególnych strat.

Model matematyczny strat objętościowych w pompie wyporowej

Straty objętościowe wymagają zwiększenia geometrycznej wydajności pompy, są związane przede wszystkim z przecie-



Rys. 1. Przybliżony przebieg zmian ciśnienia cieczy roboczej na drodze przepływu w pompie

kami czynnika roboczego przez szczeliny między elementami wyporowymi a ściankami komór roboczych, elementami rozdzielacza (jeżeli istnieje), są również efektem ściśliwości cieczy, zmiany objętości roboczej pompy oraz zmiany wysokości szczelin w wyniku zmian ciśnienia i temperatury.

Przedstawiony przez Z. Paszotę w pracy [3] model strat objętościowych spełnia wymagania postawione w rozdziale 2. Autor przyjmuje w opisie założenia i uproszczenia co do wpływu pewnych czynników na te straty, a wpływ tych czynników na straty objętościowe znajduje odzwierciedlenie w określonym współczynniku i wykładnikach potęgowych opisujących zależność strat od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych i lepkości kinematycznej v czynnika roboczego (oleju hydraulicznego).

Teoretyczna objętość robocza q_{Pt} pompy (teoretyczna wydajność q_{Pt} w trakcie jednego obrotu wału pompy), będąca geometryczną różnicą między objętością maksymalną a minimalną komór roboczych, jest wielkością charakterystyczną pompy. Określana jest przy wartości $p_{P1i} = 0$ ciśnienia w komorach roboczych pompy w trakcie ich napełniania oraz przy przyroście indykowanym ciśnienia $\Delta p_{Pi} = 0$ w komorach.

Pod wpływem ciśnienia i temperatury geometryczna objętość robocza q_{Pg} pompy zmienia się nieco w porównaniu z q_{Pl} . Przyjmuje się (w celu uproszczenia opisu natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w pompie), że teoretyczna objętość robocza q_{Pt} pompy jest stała i równa geometrycznej objętości roboczej q_{Pg} , określonej przy temperaturze cieczy roboczej odpowiadającej zalecanej lepkości kinematycznej v_n = 35 mm²s⁻¹:

$$\mathbf{q}_{\mathrm{Pt}} = \mathbf{q}_{\mathrm{Pg}} \begin{vmatrix} \mathbf{p}_{\mathrm{Pi}} = 0\\ \Delta \mathbf{p}_{\mathrm{Pi}} = 0\\ \mathbf{v}_{\mathrm{n}} \end{vmatrix} \tag{1}$$

zaś zmiana geometrycznej objętości roboczej q_{Pg} w trakcie pracy układu będzie uwzględniana w wartościach współczynników strat występujących w pompie.

Wydajność teoretyczną Q_{Pt} pompy o stałej wydajności opisuje wzór:

$$Q_{Pt} = q_{Pt} n_{P0} \tag{2}$$

gdzie:

 n_{P0} jest prędkością obrotową wału pompy nieobciążonej (tzn. przy $\Delta p_{Pi} = 0$).

Natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie wyraża model symulacyjny:

$$Q_{Pv} = k_{Pv35} \frac{q_{Pt}}{\rho_n v_n} \Delta p_{Pi} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{-0.8}$$
(3)

gdzie:

- k_{Pv35} stała bezwymiarowa strat objętościowych w pompie, określona eksperymentalnie przy lepkości odniesienia $v_n = 35 \text{ mm}^3 \text{s}^{-1};$
- q_{Pt} teoretyczna objętość robocza pompy o stałej wydajności;
- ρ_n masa właściwa odniesienia czynnika roboczego (oleju hydraulicznego), określona przy temperaturze odpowiadającej lepkości kinematycznej v_n i przy ciśnieniu p = 0, czyli przy ciśnieniu atmosferycznym;
- Δp_{Pi} przyrost indykowany ciśnienia w komorach roboczych pompy;
- v lepkość kinematyczna czynnika roboczego (oleju hydraulicznego), przy której oblicza się natężenie Q_{Pv} strat objętościowych, określona na dopływie do pompy;
- v_n lepkość kinematyczna odniesienia czynnika roboczego (oleju hydraulicznego), równa $v_n = 35 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$, określona przy ciśnieniu p = 0, czyli przy ciśnieniu atmosferycznym;
- $(v/v_n)^{-0.8}$ przybliżona forma opisu wpływu lepkości v cieczy na całość strat objętościowych w maszynie wyporowej o ruchu obrotowym.

Wartość wykładnika "–0,8" uwzględnia przede wszystkim obecność dwóch składników strat objętościowych w pompie – dominujących przecieków o uwarstwionym charakterze przepływu, a więc proporcjonalnych do $(v/v_n)^{-1}$ oraz przecieków mających charakter przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego, a więc proporcjonalnych do $(v/v_n)^{-0.14}$. Wykładnik "–0,8" może więc, przy większej precyzji opisu natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w konkretnej pompie, być zastąpiony inną wartością. Wartość tego wykładnika należy określić laborato-

ryjnie w każdym rodzaju pompy wyporowej.

Wydajność Q_P pompy jest opisana wyrażeniem:

$$Q_{\rm P} = q_{\rm Pt} n_{\rm P} - k_{\rm Pv35} \frac{q_{\rm Pt}}{\rho_{\rm n} \nu_{\rm n}} \Delta p_{\rm Pi} \left(\frac{\nu}{\nu_{\rm n}}\right)^{-0.8} \tag{4}$$

w którym prędkość n_P , niższa lub równa n_{P0} , zależy od charakterystyki silnika napędzającego pompę (n_P maleje, gdy moment M_P , wymagany przez pompę, rośnie).

Współczynnik k_1 strat objętościowych Q_{Pv} określonych w trakcie jednego obrotu wału pompy o stałej i o zmiennej wydajności, przy przyroście ciśnienia Δp_{Pi} równym ciśnieniu nominalnemu p_n układu hydraulicznego – $\Delta p_{Pi} = p_n$ i przy lepkości v_n, strat odniesionych do teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy opisuje wzór:

$$\mathbf{k}_{1} = \frac{\mathbf{Q}_{P_{V}} \begin{vmatrix} \mathbf{q}_{P_{t}} \\ \Delta \mathbf{p}_{P_{i}} = \mathbf{p}_{n} \\ \mathbf{n}_{P} \begin{vmatrix} \mathbf{q}_{P_{t}} \\ \Delta \mathbf{p}_{P_{i}} = \mathbf{p}_{n} \\ \mathbf{v}_{n} \end{vmatrix}} \frac{1}{\mathbf{q}_{P_{t}}}$$
(5)



Między współczynnikiem k_1 a stałą k_{Pv35} strat objętościowych w pompie zachodzi zależność:

$$k_{1} = k_{Pv35} \frac{p_{n}}{\rho_{n} \nu_{n} n_{P} \left| \begin{array}{c} q_{Pt} \\ \Delta p_{Pi} = p_{n} \\ \nu_{n} \end{array} \right|}$$
(6)

Między współczynnikiem $k_{1|\nu}$, obliczonym przy lepkości v oleju, zmieniającej się w trakcie pracy układu napędowego, a współczynnikiem k_1 ma miejsce zależność:

$$\mathbf{k}_{1|\nu} = \mathbf{k}_{1} \left(\frac{\nu}{\nu_{n}}\right)^{-0.8} \tag{7}$$

Wynika ona z założenia obecności dwóch składników strat objętościowych w pompie: dominujących przecieków o uwarstwionym charakterze przepływu oraz przecieków o charakterze przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego.

Stosując współczynnik k_1 strat objętościowych, otrzymujemy wzór na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w formie:

$$Q_{Pv} = k_1 q_{Pt} n_P \left| \frac{\Delta p_{Pt}}{\Delta p_{Pt} = p_n} \left(\frac{\Delta p_{Pt}}{p_n} \right)^1 \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{-0.8} \right|$$
(8)

a wydajność Q_P pompy w formie:

$$\mathbf{Q}_{\mathrm{p}} = \mathbf{q}_{\mathrm{Pt}} \mathbf{n}_{\mathrm{p}} - \mathbf{k}_{\mathrm{l}} \mathbf{q}_{\mathrm{Pt}} \mathbf{n}_{\mathrm{p}} \left|_{\mathbf{v}_{\mathrm{n}}}^{\mathbf{q}_{\mathrm{Pt}}} \frac{\Delta \mathbf{p}_{\mathrm{p}_{\mathrm{i}}}}{\mathbf{p}_{\mathrm{n}}} \left|_{\mathbf{n}}^{\mathrm{l}} \frac{\Delta \mathbf{p}_{\mathrm{p}_{\mathrm{i}}}}{\mathbf{p}_{\mathrm{n}}} \right|^{\mathrm{l}} \left(\frac{\nu}{\nu_{\mathrm{n}}}\right)^{-0.8}$$
(9)

Zastosowanie współczynnika k_1 strat objętościowych do opisu zależności natężenia Q_{Pv} od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy umożliwia zapis tej zależności funkcją potęgową o dowolnym wykładniku, a więc niekoniecznie równym 1. Zastosowanie stałej k_{Pv35} do opisu Q_{Pv} wymagało założenia proporcjonalności Q_{Pv} do Δp_{Pi} .

napędy i sterowanie



Wzory opisujące wydajność Q_P pompy o zmiennej wydajności mają postać:

$$Q_{P} = b_{P} q_{Pt} n_{P} - k_{Pv35} \frac{q_{Pt}}{\rho_{n} \nu_{n}} \Delta p_{Pi} \left(\frac{\nu}{\nu_{n}}\right)^{-0.8}$$
(10)

bądź

$$Q_{\rm P} = b_{\rm P} q_{\rm Pt} n_{\rm P} - k_{\rm I} q_{\rm Pt} n_{\rm P} \left(\frac{\Delta p_{\rm Pi}}{p_{\rm n}}\right)^{1} \left(\frac{\nu}{\nu_{\rm n}}\right)^{-0.8}$$
(11)

We wzorach (10, 11) zakłada się, że zmiana współczynnika b_P wydajności pompy (zmiana wydajności pompy) nie ma wpływu na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie.

We wzorach (9, 11) wartość wykładnika "l" opisującego wpływ stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$, jak również wartość wykładnika "–0,8" opisującego wpływ stosunku v/v_n na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie powinny uwzględniać wpływ wszystkich czynników na straty objętościowe (charakteru przepływu w szczelinach, zmiany wielkości szczelin od ciśnienia i temperatury, ściśliwości cieczy, zmiany lepkości cieczy w szczelinach i innych).

Wartości wykładnika "1" opisującego wpływ stosunku $\Delta p_{Pi} / p_n$, jak również wykładnika "-0,8" opisującego wpływ stosunku v/v_n na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie, należy zweryfikować laboratoryjnie dla każdego rodzaju pompy.

Wyniki badań laboratoryjnych

Badania laboratoryjne pompy tłokowej o zmiennej wydajności z wychylnym blokiem cylindrowym (A7V58RD firmy BOSCH REXROTH) przeprowadzono na stanowisku badaw-

<u>napędy i sterowanie</u>



natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy przy różnych wartościach stosunku v/v_n lepkości oleju; przykłady dla czterech wybranych współczynników b_P wydajności pompy. W zakresie do Δp_{Pi} = 16 MPa natężenie Q_{Pv} opisane jest najwierniej funkcjami liniowymi, a w zakresie $\Delta p_{Pi} = 16 \div 32 \text{ MPa},$ natężenie Q_{Pv} opisane jest funkcjami potegowymi

czym w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej.

Badania wykonano przy:

- 8 temperaturach υ oleju hydraulicznego (lepkości kinematycznej v oleju): $v = 20^{\circ}$ C (v = 120,40 mm²s⁻¹), $v = 24^{\circ}$ C $(v = 91,16 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}), v = 30^{\circ}\text{C} (v = 65,37 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}), v = 36^{\circ}\text{C}$ $(v = 47,05 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}), v = 43^{\circ}\text{C} (v = 34,68 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}), v = 50^{\circ}\text{C}$ $(v = 26,41 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}), v = 60^{\circ}\text{C} (v = 18,77 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}), v = 68^{\circ}\text{C}$ $(v = 14,53 \text{ mm}^2\text{s}^{-1});$
- 8 wartościach przyrostu Δp_P ciśnienia pompy: $\Delta p_P = 1,6$ MPa, $\Delta p_P = 3,2$ MPa, $\Delta p_P = 6,3$ MPa, $\Delta p_P = 10$ MPa, $\Delta p_P = 16$ MPa, $\Delta p_P = 20$ MPa, $\Delta p_P = 25$ MPa, $\Delta p_P = 32$ MPa;

• 7 współczynnikach b_P wydajności pompy: $b_P = 0,227$; $b_P = 0,361; b_P = 0,493; b_P = 0,623; b_P = 0,752; b_P = 0,880; b_P = 1.$ Wybrany sposób (rys. 3) określenia geometrycznych zmiennych objętości roboczych q_{Pgv} i teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy oparty jest na ekstrapolacji funkcji liniowych $q_P = f(\Delta p_{Pi})$ w zakresie małych przyrostów Δp_P ciśnienia w komorach roboczych pompy. Ten opis $q_P = f(\Delta p_{P_i})$ funkcjami liniowymi w zakresie małych przyrostów Δp_{Pi} ciśnienia umożliwił określenie $q_{Pgy}(q_{Pt})$ z dokładnością rzędu 1 promila (0,001). Natomiast aproksymacja funkcją liniową w całym zakresie przyrostu Δp_{P_i} ciśnienia (do 32 MPa) bądź funkcją wielomianu drugiego stopnia, bądź funkcją potęgową w całym lub małym zaAUTOMATYKA W ENERGETYCE



kresie Δp_{Pi} umożliwiała określenie q_{Pgv} (q_{Pl}) z dużo mniejszą dokładnością.

przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przedstawione na rys. 6 i 7, zawierają się w przedziale 0,91< a_{pv} <1,28, zawężającym się do 0,91< a_{pv} <0,96 przy stosunku v/v_n = 3,47 lepkości oleju.

Na rys. 4 pokazano złożony wpływ na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych charakteru przepływu w szczelinach oraz wpływ zmian wielkości szczelin i lepkości oleju hydraulicznego pod wpływem ciśnienia i temperatury.

Wybór funkcji (rys. 5) zakłada największą jej zgodność z wynikami pomiarów w pobliżu $\Delta p_{Pi} = p_n$. Konsekwencją wyboru takiej funkcji jest natomiast mniejsza jej zgodność z wynikami pomiarów przy niskich wartościach Δp_{Pi} .

Wartości wykładnika a_{pv} w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od indykowanego Wartości wykładnika a_{pv} mniejsze od jedności uzyskane przy największej lepkości oleju umożliwiają wyciągniecie wniosku, że w całym zakresie zmiany lepkości v przepływ w szczelinach ma charakter przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego (o zwiększającym się zaburzeniu przy malejącej lepkości). Wzrost wykładnika a_{pv} powyżej jedności przy malejącej lepkości v świadczy o wpływie rosnącej wielkości szczelin na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w wyniku wzrostu temperatury.

napędy i sterowanie



Rys. 6. Wartość wykładnika $a_{\rho\nu}$ (w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia $Q_{\rho\nu}$ strat objętościowych od indykowanego przyrostu $\Delta p_{\rho i}$ ciśnienia w komorach roboczych pomp) przy zmieniającym się współczynniku b_{ρ} wydajności pompy i przy różnych stosunkach v/v_n lepkości oleju



Rys. 7. Wartość wykładnika $a_{\rho\nu}$ (w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia $Q_{\rho\nu}$ strat objętościowych od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy) przy zmieniającym się stosunku v/v_n lepkości oleju i przy różnych współczynnikach b_P wydajności pompy



Rys. 8. Zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od współczynnika b_P wydajności pompy przy różnych wartościach Δp_{Pi} indykowanego przyrostu ciśnienia w komorach roboczych pompy; przykłady dla czterech wybranych stosunków v/v_n lepkości oleju



Rys. 9. Zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku v/v_n lepkości oleju przy różnych wartościach Δp_{Pi} indykowanego przyrostu ciśnienia w komorach roboczych pompy; przykłady dla czterech wybranych współczynników b_P wydajności pompy



Rys. 10. Wartość wykładnika a_{vv} (w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku v/v_n lepkości oleju) przy zmieniającym się indykowanym przyroście Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy i przy różnych wartościach b_P wydajności pompy



Rys. 11. Wartość wykładnika a_{vv} (w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku v/v_n lepkości oleju) przy zmieniającym się współczynniku b_P wydajności pompy i przy różnych wartościach Δp_{Pi} indykowanego przyrostu ciśnienia w komorach roboczych pompy





Przykłady przedstawione na rysunku 8 umożliwiają stwierdzenie, że współczynnik b_P wydajności pompy praktycznie nie wpływa na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie.

Wartości wykładnika a_{vv} w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku v/v_n lepkości oleju, przedstawione na rys. 10 i 11, rzędu $a_{vv} = -0,20 \div -0,35$ świadczą o dominacji przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego nad przepływem uwarstwionym w szczelinach pompy w całym zakresie przeprowadzonych badań.

Weryfikacja modelu matematycznego strat objętościowych w pompie

Aby zweryfikować model matematyczny strat objętościowych przedstawiony wzorem (8), zastąpiono go wzorem matematycznym uwzględniającym uzyskane w trakcie badań zależności natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w pompie od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy i od stosunku v/v_n lepkości oleju:

$$Q_{Pv} = k_1 \cdot q_{Pt} \cdot n_p \Big|_{\substack{\nu_n \\ \Delta p_{Pi} = p_n}}^{q_{Pt}} \cdot \left(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_n}\right)^{a_{Pv}} \cdot \left(\frac{\nu}{\nu_n}\right)^{a_{vv}}$$
(12)

W oparciu o obraz zależności natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w pompie od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przedstawiony na rys. 12, otrzymano wartość wykładnika $a_{pv} = 0.97$ we wzorze (12) określoną



Otrzymano wartość wykładnika $a_{vv} = -0,30$ przy współczynniku $b_P = 1$ wydajności pompy, przy stosun-

ku v/v_n = 1 lepkości oleju i przy obliczonym współczynniku $k_1 = 0,065$ strat objętościowych zgodnie ze wzorem (5). W oparciu o obraz zależności natężenia Q_{Pv} strat objętościo-

wych w pompie od stosunku v/v_n lepkości oleju, przedstawiony na rys. 13, otrzymano wartość wykładnika $a_{vv} = -0,30$ we wzorze (12), określoną przy współczynniku $b_P = 1$ wydajności pompy, przy stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n = 1$ i przy obliczonym współczynniku $k_1 = 0,065$ strat objętościowych.

Uzyskane wartości współczynnika $k_1 = 0,065$ natężenia Q_{Pv} strat objętościowych, wykładnika $a_{pv} = 0,97$ zależności natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ przyrostu ciśnienia, wykładnika $a_{vv} = -0,30$ zależności natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku v/v_n lepkości oleju umożliwiły przedstawienie modelu matematycznego natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w badanej pompie w postaci:

$$Q_{Pv} = 0.065 q_{Pt} n_{P} \bigg|_{\Delta p_{Pi} = p_{n}}^{q_{Pt}} \bigg(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}} \bigg)^{0.97} \bigg(\frac{v}{v_{n}} \bigg)^{-0.30}$$
(13)

Model (13) opisuje dokładnie wielkość Q_{Pv} natężenia strat objętościowych w warunkach nominalnych pracy pompy, to znaczy przy współczynniku $b_P = 1$ wydajności pompy, przy stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n = 1$ przyrostu ciśnienia oraz przy stosunku $v/v_n = 1$ lepkości oleju. Jednocześnie model ten jest wzorem symulacyjnym opisującym zmianę natężenia Q_{Pv} strat objętościowych przy zmianie stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ przyrostu ciśnienia

napędy i sterowanie



natężenia Q_{Pv} strat objętościowych opisanego modelem matematycznym (13) z wynikami badań laboratoryjnych i bezwzględna różnica między wartościami według modelu matematycznego a wynikami badań laboratoryjnych; przyjęto określony współczynnik $k_1 = 0,065$ strat objętościowych, wykładnik $a_{pv} = 0.97$, wykładnik $a_{vv} = -0,30;$ przykłady dla czterech wybranych współczynników b_P wydajności pompy

i stosunku v/v_n lepkości oleju (zmiana współczynnika b_P wydajności pompy praktycznie nie wpływa na zmianę natężenia Q_{Pv} strat objętościowych).

Na rys. 14 przedstawiono porównanie natężenia Q_{Pv} strat objętościowych opisanego modelem matematycznym (13) z wynikami badań laboratoryjnych, uzupełnione o informację o bezwzględnej różnicy między wartościami według modelu matematycznego (13) a wynikami badań laboratoryjnych. Przedstawiono przykłady dla czterech wybranych współczynników b_P wydajności pompy.

Różnice między wartościami symulacyjnymi a laboratoryjnymi natężenia Q_{Pv} strat objętościowych, określane w całym zakresie stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ przyrostu ciśnienia, stosunku v/v_n lepkości oleju oraz współczynnika b_p wydajności pompy, wynikają głównie ze zmiany wykładnika a_{py} opisującego zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ przyrostu ciśnienia pompy w sytuacji zastosowania w modelu matematycznym wartości $a_{pv} = 0.97$ określonej przy $b_P = 1$ i v/v_n = 1.

Wnioski

- Celem badań była weryfikacja laboratoryjna modelu matematycznego (8) [3], będącego opisem strat objętościowych w pompie wyporowej o zmiennej wydajności stosowanej w napędzie hydrostatycznym. Model (8) umożliwia opis strat i sprawności energetycznej pompy i napędu hydrostatycznego w funkcji prędkości i obciążenia napędu oraz lepkości oleju hydraulicznego.
- 2. Model (8) umożliwia proste i dokładne określenie wielkości strat objętościowych w pompie poprzez określenie współczynnika k_1 strat objętościowych (5) w warunkach nominalnych pracy pompy – przy $\Delta p_{Pi}/p_n$, $b_P = 1$, v/v_n = 1.
- 3. Model (8) umożliwia jednocześnie określenie wpływu na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ przyrostu ciśnienia, stosunku v/v_n lepkości oleju hydraulicznego w całym zakresie zmiany współczynnika b_p wydajności pompy.
- Badania przeprowadzono na przykładzie pompy osiowej tłokowej z wychylnym blokiem cylindrowym o zmiennej wydajności, powszechnie stosowanej w napędzie hydrostatycznym.
- 5. W celu zweryfikowania modelu matematycznego (8), zastąpiono go wzorem (12) z założeniem badania wykładnika potęgowego a_{pv} w zależności $Q_{Pv} \sim (\Delta p_{Pi}/p_n)^{a_{pv}}$ oraz wykładnika potęgowego a_{vv} w zależności $Q_{Pv} \sim (v/v_n)^{a_{vv}}$.
- 6. Wybrany sposób określenia geometrycznych objętości roboczych q_{Pgv} i teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy oparty jest na ekstrapolacji funkcji liniowych $q_P = f(\Delta p_{Pi})$ w zakresie małych przyrostów Δp_{Pi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych. Umożliwił on określenie q_{Pgv} (q_{Pl}) z dokładnością rzędu 1 promila (0,001).
- 7. Stwierdzono złożony wpływ na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych charakteru przepływu w szczelinach oraz wpływ na Q_{Pv} zmian wielkości szczelin i lepkości oleju hydraulicznego pod wpływem ciśnienia i temperatury. W zakresie do $\Delta p_{Pi} = 16$ MPa natężenie Q_{Pv} opisane było najwierniej funkcjami liniowymi, w zakresie $\Delta p_{Pi} = 16-32$ MPa – natężenie Q_{Pv} opisane jest funkcjami potęgowymi.

Do opisu zależności Q_{Pv} od Δp_{Pi} w całym zakresie zmiany przyrostu ciśnienia wybrano funkcje potęgowe dające największą ich zgodność z wynikami pomiarów w pobliżu $\Delta p_{Pi} = p_n$.

- 8. Wartości wykładnika potęgowego a_{pv} w zależności $Q_{Pv} \sim (\Delta p_{Pi}/p_n)^{a_{pv}}$ zawierają się w przedziale 0,91< a_{pv} <1,28, zwężającym się do 0,91< a_{pv} <0,96 przy stosunku v/v_n = 3,47 lepkości oleju.
- Stwierdzono, że współczynnik b_p wydajności pompy praktycznie nie wpływa na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie.
- 10. Wartości wykładnika potęgowego a_{vv} w zależności $Q_{Pv} \sim (v/v_n)^{a_{vv}}$ zawierają się w przedziale $-0.35 < a_{vv} < -0.20$ i świadczą o dominacji przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego nad przepływem uwarstwionym w szczelinach pompy w całym zakresie przeprowadzonych badań.
- 11. Obliczono wartość k_1 =0,065 współczynnika strat objętościowych w komorach roboczych pompy przy współczynniku $b_P = 1$ wydajności pompy, przy stosunku $\Delta p_{Pl}/p_n = 1$ przyrostu ciśnienia i przy stosunku v/v_n = 1 lepkości oleju. Określona wartość współczynnika k_1 umożliwia ocenę ilościową i jakościową strat objętościowych w pompie.

- 12. Wyznaczono wartość $a_{pv} = 0,97$ wykładnika potęgowego w zależności $Q_{Pv} \sim (\Delta p_{Pi}/p_n)^{a_{pv}}$ przy współczynniku $b_P = 1$ wydajności pompy i przy stosunku v/v_n = 1 lepkości oleju.
- 13. Wyznaczono wartość $a_{vv} = -0,30$ wykładnika potęgowego w zależności przy współczynniku $b_P = 1$ wydajności pompy i przy stosunku $\Delta p_{Pl}/p_n = 1$ przyrostu ciśnienia.
- 14. W efekcie model matematyczny strat objętościowych w badanej pompie przyjął postać (13):

$$Q_{Pv} = 0.065q_{Pt}n_{P} \left|_{\nu_{n}}^{q_{Pt}} \left(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}\right)^{0.97} \left(\frac{\nu}{\nu_{n}}\right)^{-0.30} \right|_{\Delta p_{Pi} = p_{n}} \left(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}\right)^{0.97} \left(\frac{\nu}{\nu_{n}}\right)^{-0.30}$$

- 15. Porównano natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie opisane modelem matematycznym (13) z wynikami badań laboratoryjnych. Bezwzględna różnica między wartościami według modelu a wynikami badań laboratoryjnych nie przekraczała: przy $b_P = 1 - +2\div -6$ cm³s⁻¹, przy $b_P = 0,227 - +8\div -11$ cm³s⁻¹ w porównaniu z wartością $Q_{Pv} = 94$ cm³s⁻¹ w warunkach pracy nominalnej.
- 16. Należy podkreślić, że w przyjętych warunkach określania współczynnika k_1 (wniosek 11), różnica między wartością natężenia Q_{P_V} strat objętościowych według modelu a wynikiem badań laboratoryjnych w warunkach nominalnych $(b_P = 1, \Delta p_{P_i}/p_n = 1, v/v_n = 1)$ jest równa zeru.

Literatura

- BALAWENDER A.: Analiza energetyczna i metodyka badań silników hydraulicznych wolnoobrotowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej nr 422, 1988.
- [2] CZYŃSKI M.: Badania laboratoryjne modelu sprawności energetycznej przekładni hydrostatycznej. Praca doktorska. Politechnika Szczecińska, Wydział Techniki Morskiej. Szczecin 2005. Promotor: Z. Paszota.
- [3] PASZOTA Z.: Model strat objętościowych w pompie wyporowej o zmiennej wydajności stosowanej w napędzie hydrostatycznym. Materiały "Napędy i Sterowania'2006". Seminarium Naukowo--Techniczne TECHNICON'06, Gdańsk, 25.10.2006.
- [4] PASZOTA Z.: Aspects énergétiques des transmissions hydrostatiques. Monografia. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2002. 293 s., 199 rys. bibliograf. 41 poz. Aspekty energetyczne przekładni hydrostatycznych.
- [5] PASZOTA Z.: Model of the energy losses in the displacement rotational machines for description of efficiency of the hydrostatic drive. Part I. Model of volumetric losses. "Polish Maritime Research", 2000 vol. 7 nr 3, s. 3–8, 7 rys., bibliograf. 22 poz. Model strat energetycznych w maszynach wyporowych obrotowych służący opisowi sprawności napędu hydrostatycznego. Część I. Model strat objętościowych.
- [6] 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, rys. 3, bibliograf. 9 poz.

mgr inż. Jan Koralewski – Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Politechnika Gdańska, ul. G. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk, tel. 58-347 29 19; e-mail: jkoral@pg.gda.pl

artykuł recenzowany