

Model matematyczny strat objętościowych ściskania oleju hydraulicznego w pompie wyporowej o zmiennej wydajności

Zygmunt Paszota

1. Wprowadzenie

W pracach [1–4] autor dokonał próby oceny wpływu ściśliwości cieczy roboczej na obraz strat objętościowych i mechanicznych w wysokociśnieniowej pompie wyporowej o zmiennej wydajności. W rozważaniach oparł się na założeniach przyjętych w opracowanych przez siebie modelach teoretycznych i matematycznych momentu strat mechanicznych w pompie stosowanej w napędzie hydrostatycznym [5–7]. W modelach tych założono, że przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, q_{Pgv}}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy, w porównaniu z momentem strat występującym w tym zespole w pompie nieobciążonej (gdy indykowany przyrost Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych jest równy zero – $\Delta p_{Pi} = 0$), jest proporcjonalny do momentu M_{Pi} indykowanego w komorach roboczych pompy:

$$\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, q_{Pgv}} \sim M_{Pi|\Delta p_{Pi}, q_{Pgv}} \quad (1)$$


W pracach [1–4] autor wprowadził także pojęcie współczynnika $k_{lc|p_n}$ ściśliwości cieczy roboczej w pompie. Określa on stopień zmniejszenia aktywnej objętości cieczy roboczej wypieranej przez pompę w trakcie jednego obrotu wału pod wpływem przyrostu $\Delta p_{Pi} = p_n$ ciśnienia w komorach roboczych pompy równego ciśnieniu nominalnemu p_n pracy pompy (ciśnieniu nominalnemu p_n hydrostatycznego układu napędowego, w którym pompa jest zastosowana). W porównaniu z aktywną objętością równą teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} lub geometrycznej objętości roboczej q_{Pgv} (określonymi przy przyroście Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych równym zero – $\Delta p_{Pi} = 0$), aktywna objętość robocza $q_{Pt|p_n}$ lub $q_{Pgv|p_n}$ są mniejsze. Zmniejsza się w związku z tym moment indykowany M_{Pi} i moc P_{Pi} indykowana w komorach roboczych pompy, generowane (i obliczone) w komorach przy określonym przyroście Δp_{Pi} ciśnienia, na przykład przy przyroście $\Delta p_{Pi} = p_n$. W efekcie zmniejsza się wówczas również moment M_p na wale napędowym pompy i moc P_{pc} konsumowana przez pompę na wale, którą pompa może obciążyć napędzający ją silnik.

Współczynnik $k_{lc|p_n}$ opisują wzory:

$$k_{lc|p_n} = \frac{q_{Pt} - q_{Pt|p_n}}{q_{Pt}} \quad (2)$$

Streszczenie: Celem pracy jest stworzenie możliwości oceny strat objętościowych wynikających ze ściskania oleju hydraulicznego w komorach roboczych wysokociśnieniowej pompy wyporowej o zmiennej wydajności na obrót wału. Straty objętościowe ściskania oleju muszą być określone jako funkcje tych samych parametrów, w zależności od których ocenione są straty objętościowe przecieków oleju w komorach, wynikające z jakości rozwiązania konstrukcyjnego samej pompy, a ponadto jako funkcja współczynnika ε zapowietrzenia oleju. Opracowano model matematyczny opisujący współczynnik $k_{lc|\Delta p_i, b_p; \varepsilon; v}$ ściśliwości oleju hydraulicznego jako zależność od stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych do ciśnienia nominalnego p_n , od współczynnika b_p zmiany wydajności pompy, od współczynnika ε zapowietrzenia oleju oraz od stosunku v/v_n lepkości oleju do lepkości v_n odniesienia. Przedstawiono model matematyczny strat objętościowych $q_{Pvc|\Delta p_i, b_p; \varepsilon; v}$ ściskania oleju hydraulicznego w komorach roboczych pompy umożliwiający zastosowanie go w modelu mocy strat i sprawności energetycznej pompy.

Słowa kluczowe: napęd hydrostatyczny, pompa wyporowa, straty objętościowe ściskania oleju hydraulicznego

 **Abstract:** The aim of the work is to make possible the assessment of volumetric losses resulting from the compression of hydraulic oil in the chambers of a high pressure variable capacity displacement pump. Volumetric losses must be determined as functions of the same parameters which decide of volumetric losses due to leakage in the pump chambers

oraz

$$k_{lc|p_n; b_p} = \frac{q_{Pgv} - q_{Pgv|p_n}}{q_{Pgv}} \quad (3)$$

Współczynnik $k_{lc|p_n}$ ściśliwości cieczy roboczej można również opisać wzorami:

$$k_{l_c|p_n} = \frac{q_{p_{vc}}|p_n}{q_{p_t}} \quad (4)$$

i

$$k_{l_c|p_n; b_p} = \frac{q_{p_{vc}}|p_n}{q_{p_{gv}}} \quad (5)$$

w których $q_{p_{vc}}|p_n$ są stratami wydajności w pompie w trakcie jednego obrotu jej wału, wynikającymi ze ściskania niezapowietrzanej (lub zapowietrzanej) cieczy (stratami objętościowymi ściskania cieczy), określonymi przy indykowanym przyroście Δp_{p_i} ciśnienia w komorach roboczych pompy równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy pompy w hydrostatycznym układzie napędowym.

Straty objętościowe $q_{p_{vc}}$ ściskania cieczy wynikają nie tylko ze ściśliwości cieczy, ale także z zasady pracy pompy wyporowej o zmiennej wydajności na obrót wału. Zmianie geometrycznej objętości roboczej $q_{p_{gv}}$ pompy towarzyszy bowiem także zmiana stosunku objętości cieczy ściskanej w komorach roboczych pompy do objętości $q_{p_{gv}}$ i, w efekcie, zmiana stosunku $q_{p_{vc}}$ strat wynikających ze ściśliwości cieczy do objętości $q_{p_{gv}}$. W związku z tym współczynnik $k_{l_c|p_n; b_p}$ ściśliwości tej samej cieczy rośnie w pompie przy malejącej objętości $q_{p_{gv}}$ na obrót wału.

W pracach [1–4] autor poszukiwał wartości współczynnika $k_{l_c|p_n}$ ściśliwości oleju hydraulicznego, która, przy przyroście Δp_{p_i} ciśnienia w komorach roboczych równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy pompy da przyrost $\Delta M_{Pm|p_n, q_{p_{gv}}}$ momentu strat mechanicznych proporcjonalny do $q_{p_{gv}}$, czyli do momentu indykowanego $M_{Pi|p_n, q_{p_{gv}}}$. Autor określił, w badanej pompie HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8], orientacyjną wartość współczynnika ściśliwości oleju występującej w trakcie badań tej pompy rzędu $k_{l_c|32\text{MPa}} = 0,030$. Taka wartość współczynnika ściśliwości wynikała również ze współczynnika $\varepsilon > 0$ zapowietrzenia oleju w przewodach stanowiska badawczego zastosowanego w badaniach pompy.

W pracach [11, 12] autor pokazuje metodę określenia wartości współczynnika ε zapowietrzenia cieczy, występującego w trakcie pracy pompy w hydrostatycznym układzie napędowym lub na stanowisku badawczym, polegającą na znalezieniu takiej wartości ε , przy założeniu której obliczony przyrost $\Delta M_{Pm|p_n, q_{p_{gv}}}$ momentu strat mechanicznych jest proporcjonalny do momentu indykowanego $M_{Pi|p_n, q_{p_{gv}}}$ określonego (obliczonego) przy ustalonej wielkości $\Delta p_{p_i} = \text{cte}$ przyrostu ciśnienia w komorach roboczych pompy. Ustalona wielkość Δp_{p_i} , przyjęta w poszukiwaniu wartości ε współczynnika zapowietrzenia cieczy, jest równa ciśnieniu nominalnemu p_n pracy pompy ($\Delta p_{p_i} = \text{cte} = p_n$).

W trakcie rozważań nad ściśliwością zapowietrzanej cieczy w pompie uwzględniono wartości liczbowe modułu B sprężystości objętościowej olejów hydraulicznych stosowanych w napędach i sterowaniach hydrostatycznych, przedstawione przez M. Guillaona w pracy [10].

Przyrost $\Delta M_{Pm|p_n, q_{p_{gv}}}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy, przy ustalonej wartości Δp_{p_i} ($\Delta p_{p_i} = \text{cte}$), jest (zdaniem autora) proporcjonalny do geometrycznej objętości roboczej $q_{p_{gv}}$ pompy,

a więc: tylko przy uwzględnieniu aktualnej wartości ε współczynnika zapowietrzenia cieczy przetwarzanej przez pompę uzyskuje się w trakcie pracy pompy (obliczoną) zależność

$$\Delta M_{Pm|p_n; q_{p_{gv}}; \varepsilon} \sim q_{p_{gv}} \quad (6)$$

Jednocześnie tylko przy uwzględnieniu aktualnej wartości ε współczynnika zapowietrzenia cieczy obliczony przyrost $\Delta M_{Pm|p_n, q_{p_{gv}}; \varepsilon}$ momentu strat mechanicznych zmierza do zera przy geometrycznej objętości roboczej $q_{p_{gv}}$ na obrót wału pompy zmierzającej do zera:

$$\Delta M_{Pm|p_n; q_{p_{gv}} \rightarrow 0; \varepsilon} \rightarrow 0 \text{ gdy } q_{p_{gv}} \rightarrow 0 \quad (7)$$

Odpowiadający sytuacji opisanej zależnościami (6) i (7), obliczony współczynnik ε zapowietrzenia oleju hydraulicznego w trakcie badania pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 posiadał wartość $\varepsilon = 0,0135$ [8, 11, 12].

Zaproponowaną przez autora metodę określenia (obliczenia) współczynnika ε zapowietrzenia cieczy roboczej w pompie zastosowano po raz pierwszy w prowadzonych przez Jana Koralewskiego badaniach wpływu lepkości i ściśliwości zapowietrzonego oleju hydraulicznego na wyznaczone straty objętościowe i mechaniczne pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8, 9, 13, 14].

Metoda określenia (obliczenia) współczynnika ε zapowietrzenia cieczy roboczej przetwarzanej przez pompę wyporową o zmiennej wydajności na obrót wału otwiera możliwości oceny podziału strat objętościowych na obrót wału w komorach roboczych pompy na straty objętościowe $q_{p_{vc}}$ ściskania cieczy zapowietrzanej (lub niezapowietrzanej) oraz na straty objętościowe $q_{p_{vl}}$ przecieków.

Metoda umożliwia także ocenę przyrostu $\Delta M_{Pm|\Delta p_{p_i}, q_{p_{gv}}}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy, przyrostu będącego funkcją momentu $M_{Pi|\Delta p_{p_i}, q_{p_{gv}}}$ indykowanego w komorach roboczych pompy (poprzez umożliwienie dokładniejszego obliczenia momentu indykowanego M_{p_i}).

Zdaniem autora, możliwości powyższe dotychczas nie istniały. Mają one istotne znaczenie dla oceny strat objętościowych przecieków cieczy w komorach roboczych oraz dla oceny strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy, a więc znaczenie dla oceny jakości rozwiązania konstrukcyjnego pompy wyporowej generującego te straty, szczególnie pompy pracującej w warunkach wysokiego przyrostu Δp_{p_i} ciśnienia w komorach.

Celem pracy jest stworzenie możliwości oceny strat objętościowych wynikających ze ściskania oleju hydraulicznego w komorach roboczych pompy jako funkcji tych samych parametrów, w zależności od których oceniane są straty objętościowe przecieków w komorach, wynikające z jakości rozwiązania konstrukcyjnego samej pompy, a ponadto jako funkcja współczynnika ε zapowietrzenia oleju. Konieczne jest w związku z tym opracowanie modelu matematycznego opisującego współczynnik $k_{l_c|\Delta p_{p_i}, b_p; \varepsilon; v}$ ściśliwości oleju hydraulicznego

jako zależność od stosunku $\Delta p_{p_i}/p_n$ indykowanego przyrostu Δp_{p_i} ciśnienia w komorach roboczych do ciśnienia nominalnego p_n , od współczynnika b_p zmiany wydajności pompy, od współczynnika ε zapowietrzenia oleju oraz od stosunku ν/ν_n lepkości ν oleju do lepkości ν_n odniesienia. Konieczne jest także przedstawienie modelu matematycznego strat objętościowych $q_{Pvc}|\Delta p_{p_i}, b_p, \varepsilon; \nu$ ściskania oleju hydraulicznego w komorach roboczych pompy, umożliwiającego zastosowanie go w modelu mocy ściskania oleju w pompie oraz w modelu mocy strat i sprawności energetycznej pompy.

2. Model matematyczny współczynnika $k_{lc}|\Delta p_{p_i}, b_p, \varepsilon; \nu$ ściśliwości oleju hydraulicznego kompatybilny z modelem strat energetycznych w pompie wyporowej

Znajomość współczynnika $k_{lc}|p_n$ ściśliwości oleju w pompie umożliwi liczbową ocenę podziału strat objętościowych w pompie na straty przecieków oleju w komorach roboczych i na straty ściskania oleju w komorach.

W pompie o zmiennej wydajności na obrót wału, pracującej przy geometrycznej zmiennej objętości roboczej $q_{p_{gv}}$ (przy współczynniku $b_p = q_{p_{gv}}/q_{p_t}$ zmiany wydajności na obrót wału pompy zmieniającym się zakresie $0 < b_p \leq 1$), współczynnik $k_{lc}|p_n$ ściśliwości cieczy (oleju hydraulicznego) opisany jest (w nawiązaniu do warunków badań pompy przedstawionych w [8, 9]) wzorami:

$$k_{lc}|p_n; b_p = \frac{q_{Pvc}|\Delta p_{p_i} = p_n}{q_{p_{gv}}} = \frac{0,5q_{p_t} + 0,5q_{p_{gv}}}{q_{p_{gv}}} \times \left[\frac{1}{B|_{p_{P1ia}=0,15\text{MPa}, \vartheta=20^\circ\text{C}} (1 + a_p p_n + a_\vartheta \Delta\vartheta)} + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + p_n} \right] p_n \quad (8)$$

lub

$$k_{lc}|p_n; b_p = \frac{1 + b_p}{2b_p} \times \left[\frac{1}{B|_{p_{P1ia}=0,15\text{MPa}, \vartheta=20^\circ\text{C}} (1 + a_p p_n + a_\vartheta \Delta\vartheta)} + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + p_n} \right] p_n \quad (9)$$

zaś przy geometrycznej zmiennej objętości roboczej $q_{p_{gv}}$ równej teoretycznej objętości roboczej q_{p_t} na obrót wału – $q_{p_{gv}} = q_{p_t}$ (przy współczynniku $b_p = 1$) wzorem:

$$k_{lc}|p_n = \frac{q_{Pvc}|\Delta p_{p_i} = p_n}{q_{p_t}} = \left[\frac{1}{B|_{p_{P1ia}=0,15\text{MPa}, \vartheta=20^\circ\text{C}} (1 + a_p p_n + a_\vartheta \Delta\vartheta)} + \frac{\varepsilon}{p_{P1ia} + p_n} \right] p_n \quad (10)$$

A więc w pompie wyporowej o zmiennej wydajności na obrót wału, pracującej przy teoretycznej objętości roboczej q_{p_t} na obrót wału, współczynnik $k_{lc}|p_n$ ściśliwości oleju w pompie (wzór (10)) wynika z:

- modułu B sprężystości objętościowej oleju (wartość $B = 1500 \text{ MPa}$ [10] przyjęto w rozważaniach przy ciśnieniu absolutnym $p_{P1ia} = 0,15 \text{ MPa}$ i przy temperaturze $\nu = 20^\circ\text{C}$);
- współczynnika $a_p = 0,005 / 1 \text{ MPa}$ wzrostu modułu B ze wzrostem ciśnienia p ;
- współczynnika $a_\nu = -0,005 / 1^\circ\text{C}$ spadku modułu B ze wzrostem temperatury ν ;
- temperatury ν oleju (z przyrostu $\Delta\nu$ temperatury w stosunku do temperatury odniesienia $\nu = 20^\circ\text{C}$);
- współczynnika ε zapowietrzenia oleju, określonego przy ciśnieniu absolutnym p_{P1ia} ;
- ciśnienia absolutnego p_{P1ia} w komorach roboczych pompy w okresie ich połączenia z kanałem dopływowym (w trakcie badań przedstawionych w [8, 9] ciśnienie w komorach roboczych w okresie ich połączenia z kanałem dopływowym było równe $p_{1ia} \approx 0,15 \text{ MPa}$);
- ciśnienia nominalnego p_n pracy układu, w którym pompa pracuje.

W tej samej pompie wyporowej pracującej przy geometrycznej zmiennej objętości roboczej $q_{p_{gv}}$ na obrót wału mniejszej od q_{p_t} , wartość współczynnika $k_{lc}|p_n, b_p$ ściśliwości oleju w pompie (wzory (8) i (9)) rośnie w porównaniu z wartością $k_{lc}|p_n$ w okresie pracy pompy przy teoretycznej objętości roboczej q_{p_t} . Jest to rezultatem wzrostu stosunku początkowej objętości oleju, która ulega ściskaniu, czyli objętości $(0,5 q_{p_t} + 0,5 q_{p_{gv}})$, do nastawionej objętości roboczej $q_{p_{gv}}$.

Zmniejszenie nastawy $q_{p_{gv}}$ (współczynnika b_p zmiany wydajności pompy w zakresie $0 < b_p \leq 1$) powoduje więc w pompie wyporowej o zmiennej wydajności na obrót wału wzrost współczynnika $k_{lc}|p_n; b_p$ ściśliwości cieczy roboczej (wzory (8) i (9)).

Wartość $k_{lc}|p_n$ współczynnika ściśliwości cieczy (oleju) w pompie powinna być określana w warunkach, w których określany jest współczynnik k_s strat objętościowych w pompie, wynikających z przecieków w komorach roboczych, stosowany w modelu strat i sprawności energetycznej pompy, a więc przy:

- ciśnieniu nominalnym p_n pracy układu;
- teoretycznej wydajności q_{p_t} na obrót wału pompy ($b_p = 1$);

• temperaturze v_n oleju odpowiadającej współczynnikowi $v/v_n = 1$ lepkości v oleju do lepkości v_n odniesienia, a więc przy lepkości $v_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ (w warunkach badań pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8, 11, 12], lepkości $v_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ odniesienia odpowiadała temperatura $v_n = 43^\circ\text{C}$ zastosowanego oleju hydraulicznego), a także przy aktualnym współczynniku ε zapowietrzenia oleju w trakcie badań pompy, określonym przy temperaturze v_n oleju odpowiadającej współczynnikowi $v/v_n = 1$ lepkości oleju.

Rysunek 1 przedstawia przykład zależności współczynnika $k_{lc|p_n; b_p}$ ściśliwości oleju hydraulicznego (określonego wzorami (8) i (9)) od współczynnika ε zapowietrzenia oleju, przy różnych wartościach współczynnika b_p wydajności pompy, określonego przy ciśnieniu nominalnym $p_n = 32 \text{ MPa}$, przy temperaturze $v_n = 43^\circ\text{C}$ oleju zastosowanego w trakcie badań pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8, 11, 12], temperaturze odpowiadającej współczynnikowi $v/v_n = 1$ lepkości zastosowanego oleju (przy lepkości odniesienia $v_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$).

Rysunek 2 przedstawia przykład zależności współczynnika $k_{lc|p_n; b_p}$ ściśliwości oleju hydraulicznego (określonego wzorami (8) i (9)) od współczynnika b_p zmiany wydajności pompy, przy różnych wartościach współczynnika ε zapowietrzenia oleju, określonego przy ciśnieniu nominalnym $p_n = 32 \text{ MPa}$, przy temperaturze $v_n = 43^\circ\text{C}$ oleju zastosowanego w trakcie badań pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8, 11, 12], temperaturze odpowiadającej współczynnikowi $v/v_n = 1$ lepkości zastosowanego oleju (przy lepkości odniesienia $v_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$).

Zależność współczynnika $k_{lc|p_n; b_p}$ ściśliwości oleju hydraulicznego w pompie od współczynnika b_p zmiany wydajności pompy wynika z zasady pracy pompy wyporowej, a jest opisana (w zakresie $0 < b_p \leq 1$) wzorem:

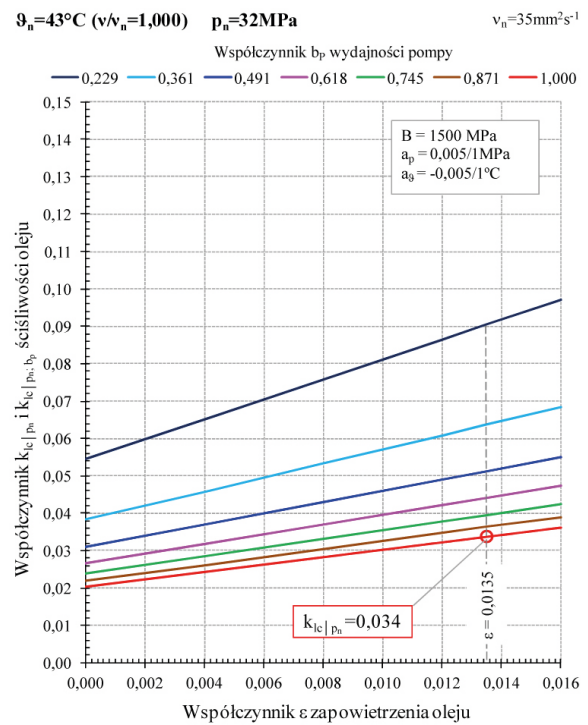
$$k_{lc|p_n; b_p} = \frac{1 + b_p}{2b_p} k_{lc|p_n} \quad (11)$$

w którym $k_{lc|p_n}$ jest współczynnikiem ściśliwości cieczy w pompie w okresie pracy pompy przy teoretycznej objętości roboczej q_{p_t} na obrót wału (przy $b_p = 1$) i przy temperaturze v_n cieczy (oleju) odpowiadającej współczynnikowi $v/v_n = 1$ lepkości oleju, a więc lepkości odniesienia $v_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$.

Rysunek 3 przedstawia przykłady zależności współczynnika $k_{lc|\Delta p_{p_i}; b_p}$ i $k_{lc|\Delta p_{p_i}; \varepsilon}$ ściśliwości oleju hydraulicznego od stosunku $\Delta p_{p_i}/p_n$ indykowanego przyrostu Δp_{p_i} ciśnienia w komorach roboczych pompy do ciśnienia nominalnego $p_n = 32 \text{ MPa}$, przy współczynniku $b_p = 0,229$ i $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy, przy różnych wartościach współczynnika ε zapowietrzenia oleju, przy temperaturze $v_n = 43^\circ\text{C}$ oleju hydraulicznego zastosowanego w trakcie badań pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8, 11, 12], temperaturze odpowiadającej współczynnikowi $v/v_n = 1$ lepkości zastosowanego oleju (przy lepkości odniesienia $v_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$).

Proponowane (w zakresie $0 < b_p \leq 1$) zależności

$$k_{lc|\Delta p_{p_i}; b_p; \varepsilon} = \frac{1 + b_p}{2b_p} \left[k_{lc|p_n; \varepsilon=0} (\Delta p_{p_i} / p_n)^{apc} + \varepsilon \right] \quad (12)$$



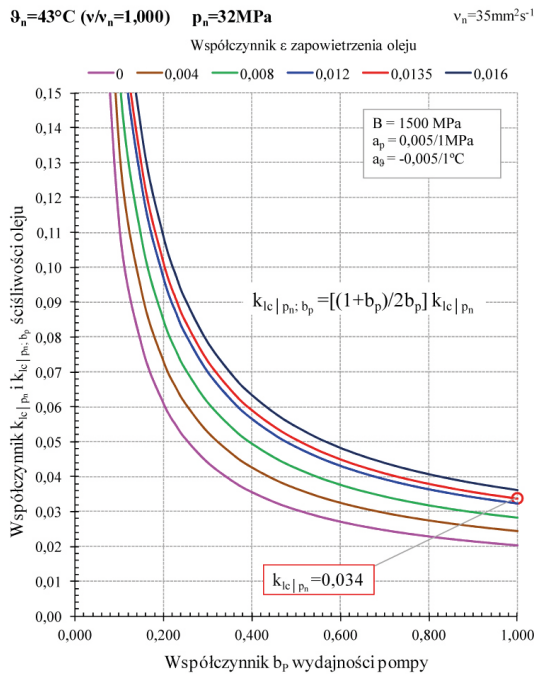
Rys. 1. Przykład zależności współczynnika $k_{lc|p_n; b_p}$ ściśliwości oleju hydraulicznego od współczynnika ε zapowietrzenia oleju, przy różnych wartościach współczynnika b_p wydajności pompy, określonego przy ciśnieniu nominalnym $p_n = 32 \text{ MPa}$, przy temperaturze $v_n = 43^\circ\text{C}$ oleju hydraulicznego zastosowanego w trakcie badań pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8, 11, 12], temperaturze odpowiadającej współczynnikowi $v/v_n = 1$ lepkości zastosowanego oleju (przy lepkości odniesienia $v_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$); wartość współczynnika $k_{lc|p_n}$ ściśliwości oleju, zastosowana w modelu strat i sprawności energetycznej, określana jest w warunkach, w których określany jest współczynnik k_l strat objętościowych wynikających z przecieków w komorach roboczych pompy, a więc przy teoretycznej wydajności q_{p_t} na obrót wału pompy (przy współczynniku $b_p = 1$ wydajności pompy); określony w trakcie badań pompy współczynnik aktualnego zapowietrzenia oleju wyniósł $\varepsilon = 0,0135$, a odpowiadająca mu wielkość współczynnika ściśliwości oleju $k_{lc|p_n} = 0,034$

oraz

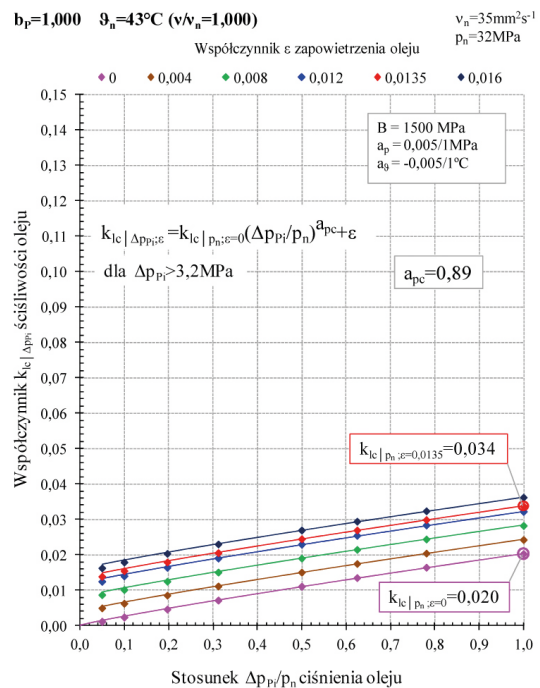
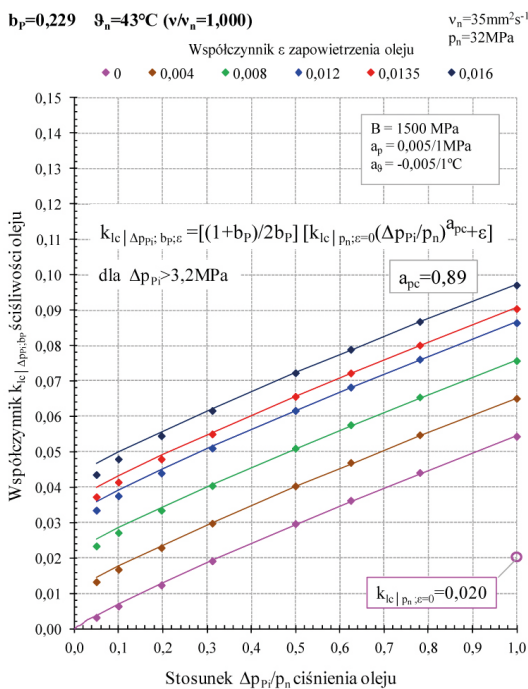
$$k_{lc|\Delta p_{p_i}; \varepsilon} = k_{lc|p_n; \varepsilon=0} (\Delta p_{p_i} / p_n)^{apc} + \varepsilon \quad (13)$$

umożliwiają, z wystarczającą dokładnością, ocenę współczynnika $k_{lc|\Delta p_{p_i}; b_p; \varepsilon}$ i $k_{lc|\Delta p_{p_i}; \varepsilon}$ ściśliwości cieczy w zakresie zmiany indykowanego przyrostu Δp_{p_i} ciśnienia w komorach roboczych pompy:

$$\Delta p_{p_i} > 3,2 \text{ MPa} \quad (14)$$

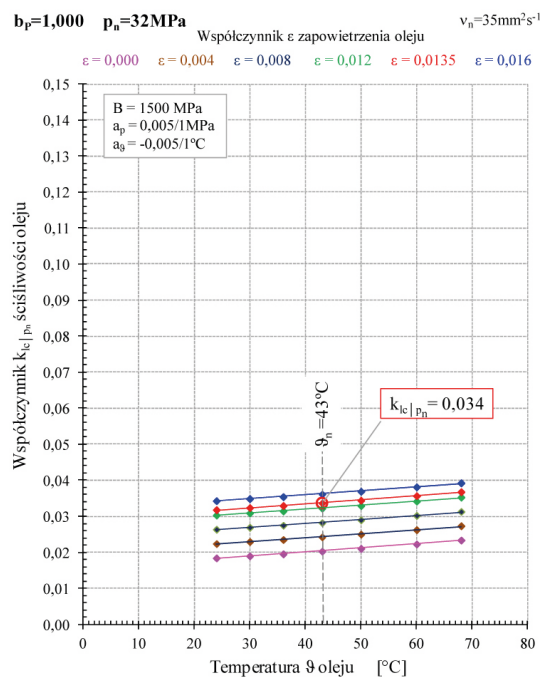
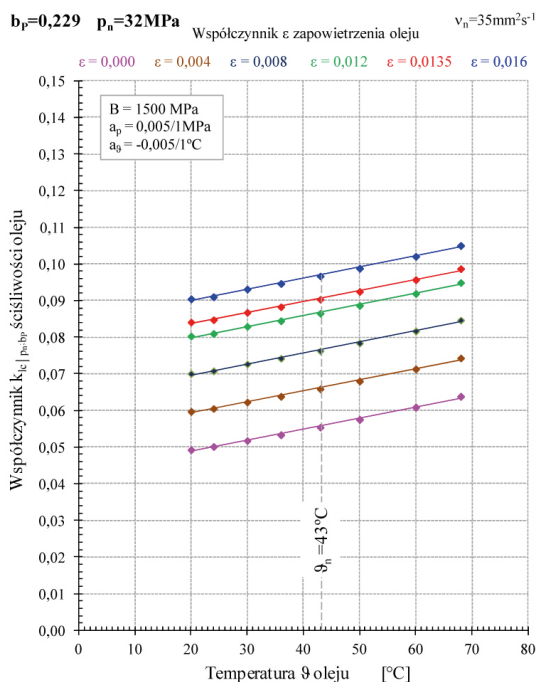


Rys. 2. Przykład zależności współczynnika $k_{lc|p_n; b_p}$ ściślności oleju hydraulicznego od współczynnika b_p zmiany wydajności pompy, przy różnych wartościach współczynnika ε zapowietrzenia oleju, określonego przy ciśnieniu nominalnym $p_n = 32$ MPa, przy temperaturze $v_n = 43^\circ\text{C}$ oleju hydraulicznego zastosowanego w trakcie badań pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8, 11, 12], temperaturze odpowiadającej współczynnikowi $v/v_n = 1$ lepkości zastosowanego oleju (przy lepkości odniesienia $v_n = 35$ mm²s⁻¹); wartość współczynnika $k_{lc|p_n}$ ściślności oleju, zastosowana w modelu strat i sprawności energetycznej, określana jest w warunkach, w których określany jest współczynnik k_1 strat objętościowych wynikających z przecieków w komorach roboczych pompy, a więc przy teoretycznej wydajności q_{p_t} na obrót wału pompy (przy współczynniku $b_p = 1$ wydajności pompy); określony w trakcie badań pompy współczynnik aktualnego zapowietrzenia oleju wyniósł $\varepsilon = 0,0135$, a odpowiadająca mu wielkość współczynnika ściślności oleju $k_{lc|p_n} = 0,034$; wartość współczynnika $k_{lc|p_n; b_p}$ ściślności cieczy różnie z malejącą wartością b_p współczynnika wydajności pompy (w zakresie $0 < b_p \leq 1$) zgodnie z zależnością $k_{lc|p_n; b_p} = [(1 + b_p)/2b_p]k_{lc|p_n}$



Rys. 3. Przykłady zależności współczynnika $k_{lc|\Delta p_{p_i}; b_{p_i}}$ i $k_{lc|\Delta p_{p_i}}$ ściślności oleju hydraulicznego od stosunku $\Delta p_{p_i}/p_n$ indykowanego przyrostu Δp_{p_i} ciśnienia w komorach roboczych pompy do ciśnienia nominalnego $p_n = 32$ MPa, przy współczynniku $b_p = 0,229$ i $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy, przy różnych wartościach współczynnika ε zapowietrzenia oleju, przy temperaturze $v_n = 43^\circ\text{C}$ oleju hydraulicznego zastosowanego w trakcie badań pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8, 11, 12], temperaturze odpowiadającej współczynnikowi $v/v_n = 1$ lepkości zastosowanego oleju (przy lepkości odniesie-

nia $v_n = 35$ mm²s⁻¹); wartość współczynnika $k_{lc|p_n}$ ściślności oleju, zastosowana w modelu strat i sprawności energetycznej pompy, określana jest w warunkach, w których określany jest współczynnik k_1 strat objętościowych wynikających z przecieków w komorach roboczych pompy, a więc przy teoretycznej wydajności q_{p_t} na obrót wału pompy (przy współczynniku $b_p = 1$ wydajności pompy); określony w trakcie badań pompy współczynnik aktualnego zapowietrzenia oleju wyniósł $\varepsilon = 0,0135$, a odpowiadająca mu wielkość współczynnika ściślności oleju $k_{lc|p_n} = 0,034$



Rys. 4. Przykłady zależności współczynnika $k_{lc|p_n}$; b_p i $k_{lc|p_n}$ ściśliwości oleju hydraulicznego od temperatury ϑ oleju, przy współczynniku $b_p = 0,229$ i $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy, przy różnych wartościach współczynnika ϵ zapowietrzenia oleju zastosowanego w trakcie badań pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8, 11, 12]; wartość współczynnika ściśliwości oleju, zastosowana w modelu strat i sprawności energetycznej, określana jest w warunkach, w których określany jest współczynnik k_1 strat objętościowych wynikających z przecieków w komorach roboczych pompy, a więc przy teoretycznej wy-

dajności q_{pt} na obrót wału pompy (przy współczynniku $b_p = 1$ wydajności pompy) oraz przy temperaturze ϑ_n oleju odpowiadającej współczynnikowi $\nu/\nu_n = 1$ lepkości oleju (lepkości odniesienia $\nu_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$); odpowiadająca współczynnikowi $\nu/\nu_n = 1$ lepkości oleju temperatura zastosowanego w badaniach oleju wynosiła $\vartheta_n = 43^\circ\text{C}$; określony w trakcie badań pompy współczynnik aktualnego zapowietrzenia oleju wyniósł $\epsilon = 0,0135$, a odpowiadająca mu wielkość współczynnika ściśliwości oleju $k_{lc|p_n} = 0,034$

Wykładnik a_{pc} w równaniach (12) i (13), opisujących zależność współczynnika $k_{lc|\Delta p_{pi}}; b_{pi}; \epsilon$ i $k_{lc|\Delta p_{pi}}; \epsilon$ ściśliwości oleju od wyrażenia $(\Delta p_{pi}/p_n)^{a_{pc}}$, jest niezależny od współczynnika b_p wydajności pompy i niezależny od współczynnika ϵ zapowietrzenia oleju. Wartość wykładnika a_{pc} wynosi:

$$a_{pc} = 0,89$$

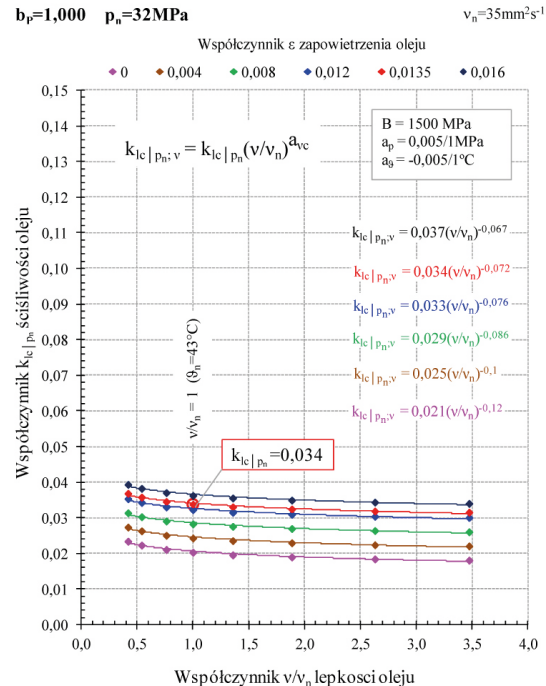
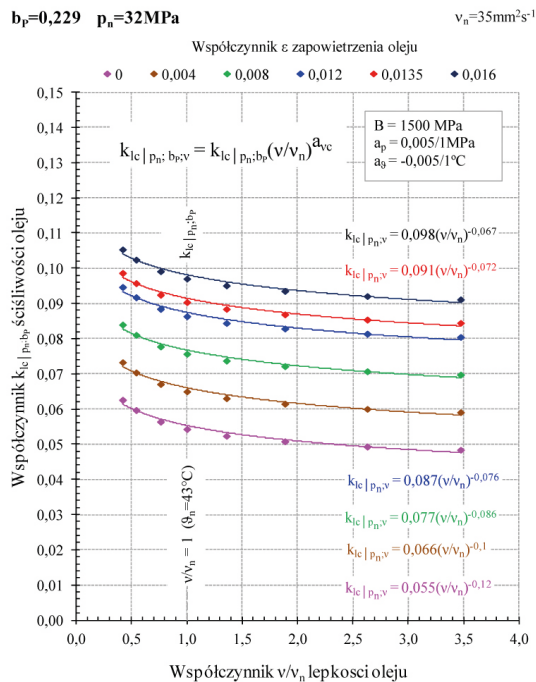
Zależności (12) i (13) (rysunek 3) posiadają formę umożliwiającą zastosowanie ich w równaniach opisujących wielkość strat energetycznych wynikających ze ściśliwości cieczy w pracującej pompie.

Rysunek 4 obrazuje przykłady zależności współczynnika $k_{lc|p_n}; b_p$ i $k_{lc|p_n}$ ściśliwości oleju hydraulicznego (określonego wzorami (8), (9) i (10)) od temperatury ϑ oleju, przy współczynniku $b_p = 0,229$ i $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy, przy różnych wartościach współczynnika ϵ zapowietrzenia oleju zastosowanego w trakcie badań pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8, 11, 12]. Temperatura ϑ_n , odpowiadająca

zalecanej lepkości odniesienia $\nu_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ (współczynnikowi $\nu/\nu_n = 1$ lepkości oleju), w przypadku zastosowanego oleju była równa $\vartheta_n = 43^\circ\text{C}$. Badania pompy przeprowadzono w zakresie zmiany $20^\circ\text{C} \leq \vartheta \leq 68^\circ\text{C}$ temperatury oleju (przy $b_p = 1$ – w zakresie $24^\circ\text{C} \leq \vartheta \leq 68^\circ\text{C}$).

W opisie strat objętościowych w pompie, będących skutkiem ściskania oleju w komorach roboczych pompy, postanowiono zastąpić zależność współczynnika $k_{lc|p_n}; b_p$ i $k_{lc|p_n}$ ściśliwości oleju od temperatury ϑ oleju zależnością od współczynnika ν/ν_n lepkości oleju. Uzasadnieniem jest, z jednej strony, ścisła zależność między temperaturą ϑ a lepkością ν zastosowanego oleju, z drugiej zaś fakt, że straty energetyczne: objętościowe wynikające z przecieków w komorach roboczych, ciśnieniowe w kanałach pompy i mechaniczne w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy określane są jako zależności od lepkości ν oleju, a ściślej od stosunku ν/ν_n lepkości oleju.

Rysunek 5 obrazuje przykłady zależności współczynnika $k_{lc|p_n}; b_p$ i $k_{lc|p_n}$ ściśliwości oleju hydraulicznego od lepkości ν oleju opisane za pomocą wzorów:



Rys. 5. Przykłady zależności współczynnika $k_{lc|p_n; b_p}$ i $k_{lc|p_n}$ ściśłości oleju hydraulicznego od współczynnika v/v_n lepkości oleju odpowiadającej jego temperaturze v , przy współczynniku $b_p = 0,229$ i $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy, przy różnych wartościach współczynnika ϵ zapowietrzenia oleju zastosowanego w trakcie badań pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.E.00 [8, 11, 12]; wartość współczynnika $k_{lc|p_n}$ ściśłości oleju, zastosowana w modelu strat i sprawności energetycznej, określana jest w warunkach, w których określany jest współczynnik k_1 strat objętościowych wynikających z przecie-

ków w komorach roboczych pompy, a więc przy teoretycznej wydajności q_{p1} na obrót wału pompy (przy współczynniku $b_p = 1$ wydajności pompy) oraz przy temperaturze v_n oleju odpowiadającej współczynnikowi $v/v_n = 1$ lepkości oleju (lepkości odniesienia $v_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$); odpowiadająca współczynnikowi $v/v_n = 1$ lepkości oleju temperatura zastosowanego w badaniach oleju wynosiła $v_n = 43^\circ\text{C}$; określony w trakcie badań pompy, współczynnik aktualnego zapowietrzenia oleju wyniósł $\epsilon = 0,0135$, a odpowiadająca mu wielkość współczynnika ściśłości oleju $k_{lc|p_n} = 0,034$

$$k_{lc|p_n; b_p; v} = k_{lc|p_n; b_p} (v/v_n)^{a_{vc}} \quad (15)$$

i

$$k_{lc|p_n; v} = k_{lc|p_n} (v/v_n)^{a_{vc}} \quad (16)$$

umożliwiających ocenę zależności współczynnika $k_{lc|p_n; b_p; v}$ i $k_{lc|p_n; v}$ ściśłości oleju od lepkości v w zakresie temperatury $20^\circ\text{C} \leq v \leq 68^\circ\text{C}$, przy współczynniku $b_p = 0,229$ i $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy, przy różnych wartościach współczynnika ϵ zapowietrzenia oleju w trakcie badań pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.E.00 [8, 11, 12].

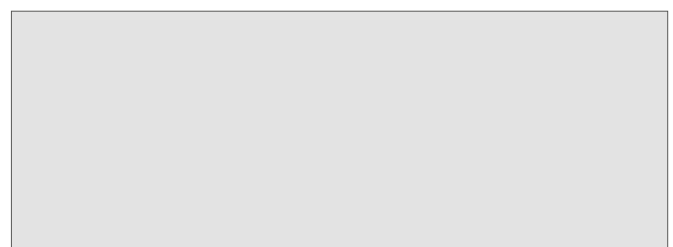
Wykładnik a_{vc} w równaniach (15) i (16), opisujących zależność współczynnika $k_{lc|p_n; b_p}$ i $k_{lc|p_n}$ ściśłości oleju od lepkości v oleju za pomocą wyrażenia $(v/v_n)^{a_{vc}}$ zastępującego zależność od temperatury v zależnością od lepkości v oleju, jest niezależny (w zakresie $0 < b_p \leq 1$) od współczynnika b_p wydajności pompy.

Wykładnik a_{vc} zmienia się natomiast, gdy zmienia się współczynnik ϵ zapowietrzenia oleju, to znaczy przy:

$\epsilon = 0$	–	$a_{vc} = -0,12$;
$\epsilon = 0,004$	–	$a_{vc} = -0,1$;
$\epsilon = 0,008$	–	$a_{vc} = -0,086$;
$\epsilon = 0,012$	–	$a_{vc} = -0,076$;
$\epsilon = 0,0135$	–	$a_{vc} = -0,072$;
$\epsilon = 0,016$	–	$a_{vc} = -0,067$.

Wpływ zmiany, w zakresie $3,5 \geq v/v_n \geq 0,48$, stosunku v/v_n lepkości oleju hydraulicznego (wpływ zmiany temperatury v oleju w zakresie $20^\circ\text{C} \leq v \leq 68^\circ\text{C}$) na zmianę współczynni-

reklama



ka $k_{l|c|\Delta p_{pi}; b_p; \epsilon; v}$ ściśliwości oleju jest niewielki w porównaniu z wpływem stosunku $\Delta p_{pi}/p_n$ indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych do ciśnienia nominalnego p_n , z wpływem współczynnika b_p zmiany wydajności pompy oraz z wpływem współczynnika ϵ zapowietrzenia oleju. Postanowiono więc, w celu uproszczenia wyrażenia opisującego model matematyczny współczynnika $k_{l|c|\Delta p_{pi}; b_p; \epsilon; v}$ ściśliwości oleju (a także model strat objętościowych q_{pvc} ściskania oleju oraz model mocy ΔP_{pvc} strat objętościowych ściskania oleju) przyjąć jedną wartość wykładnika a_{vc} , równą:

$$a_{vc} = -0,12$$

odpowiadającą sytuacji oleju niezapowietrzonego ($\epsilon = 0$).

Model matematyczny współczynnika $k_{l|c|\Delta p_{pi}; b_p; \epsilon; v}$ ściśliwości oleju hydraulicznego, opisujący jego zależność od (wyznaczonego wzorem (10), przy $\epsilon = 0$) współczynnika $k_{l|c|p_n; \epsilon=0}$ ściśliwości niezapowietrzonego oleju w pompie wyporowej o zmiennej wydajności na obrót wału oraz:

- od stosunku $\Delta p_{pi}/p_n$ indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy do ciśnienia nominalnego p_n (w zakresie $\Delta p_{pi} > 3,2$ MPa);
 - od współczynnika b_p zmiany wydajności pompy (w zakresie $0 < b_p \leq 1$);
 - od współczynnika ϵ zapowietrzenia oleju;
 - i od stosunku v/v_n lepkości oleju
- przyjmuje, w nawiązaniu do wzorów (11)–(16), postać:

$$k_{l|c|\Delta p_{pi}; b_p; \epsilon; v} = \frac{1 + b_p}{2b_p} \left[k_{l|c|p_n; \epsilon=0} (\Delta p_{pi} / p_n)^{a_{pc}} + \epsilon \right] (v / v_n)^{a_{vc}} \quad (17)$$

z wykładnikiem $a_{pc} = 0,89$
oraz z wykładnikiem $a_{vc} = -0,12$.

Forma wzoru (17) umożliwia uchwycenie wpływu ściśliwości oleju hydraulicznego w modelu matematycznym mocy ściskania oleju w pompie pracującej w warunkach stworzonych przez zmianę Δp_{pi} , b_p , ϵ i v .

4. Model matematyczny strat objętościowych q_{pvc} ściskania oleju hydraulicznego w komorach roboczych pompy

Straty objętościowe q_{pvc} , określone na obrót wału pompy, ściskania cieczy tłoczonej przez pompę w jej komorach roboczych, nie obarczają sobą rozwiązania konstrukcyjnego pompy. Wynikają ze ściśliwości samej cieczy i z jej zapowietrzenia. Główną przyczyną zapowietrzenia cieczy jest powietrze rozpuszczone w cieczy (niemające w takiej postaci wpływu na jej ściśliwość), które się z cieczy gwałtownie wydobywa (w postaci pęcherzyków) w warunkach miejscowego spadku ciśnienia poniżej ciśnienia atmosferycznego (w przewodach układu lub w komorach roboczych pompy w trakcie ich połączenia z kanałem

dopływowym pompy). Jedną z przyczyn może być dopuszczenie przez projektanta lub użytkownika układu hydrostatycznego do zbyt niskiego ciśnienia w przewodzie dopływowym pompy, sprzyjającego zjawisku kawitacji w jej komorach roboczych w trakcie ich połączenia z kanałem dopływowym.

Model matematyczny strat objętościowych $q_{pvc|\Delta p_{pi}; b_p; \epsilon; v}$ ściskania oleju hydraulicznego w pompie, w trakcie jednego obrotu jej wału, wynikających ze ściśliwości niezapowietrzonego ($\epsilon = 0$) (lub zapowietrzonego ($\epsilon > 0$)) oleju, określonych przy indykowanym przyroście Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy współczynniku b_p zmiany wydajności pompy (w zakresie $0 < b_p \leq 1$) i przy lepkości v (przy stosunku v/v_n lepkości v do lepkości v_n odniesienia) oleju opisuje (w zakresie $\Delta p_{pi} > 3,2$ MPa) wzór:

$$\begin{aligned} q_{pvc|\Delta p_{pi}; b_p; \epsilon; v} &= \\ &= k_{l|c|\Delta p_{pi}; b_p; \epsilon; v} q_{pgv} = k_{l|c|\Delta p_{pi}; b_p; \epsilon; v} b_p q_{Pt} = \\ &= \frac{1 + b_p}{2b_p} \left[k_{l|c|p_n; \epsilon=0} (\Delta p_{pi} / p_n)^{a_{pc}} + \epsilon \right] (v / v_n)^{a_{vc}} b_p q_{Pt} = \\ &= \frac{1 + b_p}{2} \left[k_{l|c|p_n; \epsilon=0} (\Delta p_{pi} / p_n)^{a_{pc}} + \epsilon \right] (v / v_n)^{a_{vc}} q_{Pt} \end{aligned} \quad (18)$$

z wykładnikiem $a_{pc} = 0,89$
oraz z wykładnikiem $a_{vc} = -0,12$.

Współczynnik $k_{l|c|p_n; \epsilon=0}$ ściśliwości oleju hydraulicznego w równaniu (18) jest współczynnikiem ściśliwości oleju niezapowietrzonego. Przy ciśnieniu $p_n = 32$ MPa współczynnik ten jest rzędu $k_{l|c|32 \text{ MPa}; \epsilon=0} = 0,020$.

Nawiązując do wzorów (13), (17) i (18), można wyciągnąć wniosek, że współczynnik $k_{l|c|p_n; \epsilon > 0}$ ściśliwości oleju zapowietrzonego ($\epsilon > 0$) można zastąpić, z wystarczającą dokładnością (w zakresie $\Delta p_{pi} > 3,2$ MPa), wyrażeniem:

$$k_{l|c|p_n; \epsilon > 0} = k_{l|c|p_n; \epsilon=0} + \epsilon \quad (19)$$

Wzór (18) opisujący straty objętościowe $q_{pvc|\Delta p_{pi}; b_p; \epsilon; v}$ ściskania oleju hydraulicznego w komorach roboczych należy zastosować w modelu mocy ściskania oleju w pompie.


4. Wnioski

1. Celem pracy było stworzenie możliwości oceny strat objętościowych wynikających ze ściskania oleju hydraulicznego w komorach roboczych wysokociśnieniowej pompy wyporowej o zmiennej wydajności na obrót wału. Straty objętościowe ściskania oleju muszą być określone jako funkcje tych samych parametrów, w zależności od których ocenione są straty objętościowe przecieków oleju w komorach, wynikające z jakości rozwiązania konstrukcyjnego samej pompy, a ponadto jako funkcja współczynnika ϵ zapowietrzenia oleju.

2. Opracowano model matematyczny opisujący współczynnik $k_{lc}|\Delta p_{pi}$; b_p ; ϵ ; ν ściśliwości oleju hydraulicznego jako zależność od:
- stosunku $\Delta p_{pi}/p_n$ indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych do ciśnienia nominalnego p_n ;
 - współczynnika b_p zmiany wydajności pompy;
 - współczynnika ϵ zapowietrzenia oleju;
 - stosunku ν/ν_n lepkości ν oleju do lepkości ν_n odniesienia.
3. Przedstawiono model matematyczny strat objętościowych $q_{Pvc}|\Delta p_{pi}$; b_p ; ϵ ; ν ściskania oleju hydraulicznego umożliwiający zastosowanie go w modelu mocy ściskania oleju w pompie.

Literatura

- [1] PASZOTA Z.: *Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part I. Energy losses in a drive system, volumetric losses in a pump.* International Scientific-Technical Conference Hydraulics and Pneumatics, Wrocław, 16–18 maja 2012, Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP – Wrocław.
- [2] PASZOTA Z.: *Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part II Mechanical losses in a pump.* International Scientific-Technical Conference Hydraulics and Pneumatics, Wrocław, 16–18 maja 2012, Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP – Wrocław.
- [3] PASZOTA Z.: *Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part I. Energy losses in a drive system, volumetric losses in a pump.* „Polish Maritime Research” 2/2012, Vol. 19.
- [4] PASZOTA Z.: *Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part II. Mechanical losses in a pump.* „Polish Maritime Research” 3/2012, Vol. 19.
- [5] PASZOTA Z.: *Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w pompie stosowanej w napędzie hydrostatycznym.* W: Klich A., Palczak E., Meder A. (RED.): *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych.* Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2011.
- [6] PASZOTA Z.: *Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w pompie stosowanej w napędzie hydrostatycznym.* „Napędy i Sterowanie” 10/2011.
- [7] PASZOTA Z.: *Theoretical models of the torque of mechanical losses in the pump used in a hydrostatic drive.* „Polish Maritime Research” 4/2011, Vol. 18.
- [8] KORALEWSKI J.: *Wpływ lepkości cieczy na charakterystyki energetyczne pompy tłokowej osiowej o zmiennej wydajności.* Praca doktorska w toku. Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa.
- [9] KORALEWSKI J.: *Wpływ lepkości i ściśliwości oleju na wyznaczenie strat objętościowych w pompie tłokowej o zmiennej wydajności.* W: Klich A., Kozieł A., Palczak E. (RED.): *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych.* Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2013.
- [10] GUILLON M.: *Teoria i obliczanie układów hydraulicznych.* Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1967.
- [11] PASZOTA Z.: *Method of determining the degree of liquid aeration in a variable capacity displacement pump* „Polish Maritime Research” 3/2013, Vol. 20.
- [12] PASZOTA Z.: *Metoda określania stopnia zapowietrzenia cieczy w pompie wyporowej o zmiennej wydajności* „Napędy i Sterowanie” 11/2013.
- [13] KORALEWSKI J.: *Wpływ lepkości i ściśliwości zapowietrzonego oleju na wyznaczenie strat objętościowych w pompie tłokowej o zmiennej wydajności* „Napędy i Sterowanie” 11/2013.
- [14] KORALEWSKI J.: *Influence of viscosity and compressibility of aerated oil on determination of volumetric losses in a variable capacity piston pump* „Polish Maritime Research” 4/2013, Vol. 20.

 **prof. dr hab. inż. Zygmunt Paszota** – Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Politechnika Gdańska, e-mail: zpaszota@pg.gda.pl

artykuł recenzowany

reklama

www.wdp.com.pl
o branży także w sieci