

Porównanie mocy strat energetycznych w pompie wyporowej o zmiennej wydajności, określonych bez uwzględnienia bądź z uwzględnieniem mocy ściskania oleju hydraulicznego

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.

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_{pi} 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 napędzając ją silnik.

W pracach [1–4] autor poszukiwał wartości współczynnika $k_{lc|p_n}$ ściśliwości oleju hydraulicznego, która, przy przyroście Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy pompy, da przyrost $\Delta M_{Pm}|\Delta p_{pi}$, q_{pgv} momentu strat mechanicznych proporcjonalny do q_{pgv} , czyli do momentu indykowanego $M_{pi}|\Delta p_{pi}$, q_{pgv} . 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 $k_{lc|32MPa} = 0,030$. Taka wartość współczynnika

Streszczenie: Porównano moce strat energetycznych w pompie wyporowej o zmiennej wydajności, określone bez uwzględnienia bądź z uwzględnieniem mocy ściskania oleju hydraulicznego. Ocena mocy ściskania cieczy w pompie stała się możliwa dzięki zastosowaniu, zaproponowanej przez autora, metody określenia stopnia zapowietrzenia cieczy w pompie. W metodzie określenia stopnia zapowietrzenia cieczy w pompie oraz w ocenie mocy strat objętościowych ściskania cieczy zastosowano uproszczony wzór $(q_{pvc} \times p_n)/2$ opisujący pole pracy indykowanej strat objętościowych q_{pvc} ściskania cieczy w trakcie jednego obrotu wału przy indykowanym przyroście Δp_{pi} ciśnienia w komorach. Porównano trzema metodami sumę mocy strat objętościowych ΔP_{Pvi} przecieków i ΔP_{Pvc} ściskania oraz strat mechanicznych wynikających z przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych.

Słowa kluczowe: napęd hydrostatyczny, pompa wyporowa o zmiennej wydajności, straty objętościowe ściskania oleju hydraulicznego w pompie

COMPARISON OF THE POWERS OF ENERGY LOSSES IN A VARIABLE CAPACITY DISPLACEMENT PUMP DETERMINED WITHOUT OR WITH TAKING INTO ACCOUNT THE POWER OF HYDRAULIC OIL COMPRESSION

Abstract: Powers of energy losses in a variable capacity displacement pump are compared with or without taking into account the power of hydraulic oil compression. Evaluation of power of liquid compression in the pump was made possible by the use of, proposed by the Author, method of determining the degree of liquid aeration in the pump. In the method of determining the liquid aeration in the pump and of power of volumetric losses of liquid compression a simplified formula $(q_{pvc} \times p_n)/2$ was used describing the field of indicated work of volumetric losses q_{pvc} of liquid compression during one shaft revolution at indicated increase Δp_{pi} of pressure in the chambers. Three methods were used for comparing the sum of power of volumetric losses ΔP_{Pvi} due to leakage and ΔP_{Pvc} of compression and also of mechanical losses resulting from increase Δp_{pi} of indicated pressure in the working chambers.

Key words: hydrostatic drive, variable capacity displacement pump, volumetric losses of hydraulic oil compression

ściślności wynikała również ze współczynnika $\varepsilon > 0$ zapowietrzenia oleju w przewodach stanowiska badawczego zastosowanego w badaniach pompy.

W pracach [10, 11] 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 $\Delta M_{Pm|p_n, q_{pgv}}$ momentu strat mechanicznych jest proporcjonalny do momentu indykowanego $M_{Pi|p_n, q_{pgv}}$ określonego (obliczonego) przy ustalonej wielkości $\Delta p_{pi} = cte$ przyrostu ciśnienia w komorach roboczych pompy. Ustalona wielkość Δp_{pi} , przyjęta w poszukiwaniu wartości ε współczynnika zapowietrzenia cieczy, jest równa ciśnieniu nominalnemu p_n pracy pompy ($\Delta p_{pi} = cte = p_n$).

Przyrost $\Delta M_{Pm|p_n, q_{pgv}}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy, przy ustalonej wartości Δp_{pi} ($\Delta p_{pi} = cte$), jest (zdaniem autora) proporcjonalny do geometrycznej objętości roboczej q_{pgv} pompy, a więc: tylko przy uwzględnieniu aktualnej wartości ε współczynnika zapowietrzenia cieczy przetłaczanej przez pompę użykuje się w trakcie pracy pompy (obliczoną) zależność

$$\Delta M_{Pm|p_n, q_{pgv}}; \varepsilon \sim q_{pgv} \quad (1)$$

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

$$\Delta M_{Pm|p_n, q_{pgv} \rightarrow 0}; \varepsilon \rightarrow 0 \text{ gdy } q_{pgv} \rightarrow 0 \quad (2)$$

Odpowiadający sytuacji opisanej zależnościami (1) i (2), obliczony współczynnik ε zapowietrzenia oleju hydraulicznego w trakcie badania pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 posiadał wartość $\varepsilon = 0,0135$ [8, 10, 11].

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 ściślności zapowietrzonego oleju hydraulicznego na wyznaczone straty objętościowe i mechaniczne pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8, 9, 12, 13].

Metoda określenia (obliczenia) współczynnika ε zapowietrzenia cieczy roboczej przetłaczanej 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_{pvc} ściskania cieczy zapowietrzonej (lub niezapowietrzonej) oraz na straty objętościowe q_{pvi} przecieków.

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

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_{pi} ciśnienia w komorach.

Celem pracy [14, 15] było 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 było w związku z tym opracowanie modelu matematycznego opisującego współczynnik $k_{lc|\Delta p_{pi}, b_p; \varepsilon; v}$ ściślności 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 v oleju do lepkości v_n odniesienia. Przedstawiono także model matematyczny strat objętościowych $q_{pvc|\Delta p_{pi}, b_p; \varepsilon; v}$ ściskania oleju hydraulicznego w komorach roboczych pompy umożliwiający zastosowanie go w modelu mocy ściskania oleju w pompie oraz w modelu mocy strat i sprawności energetycznej pompy.

Należy jednocześnie zauważyć, że, w celu uproszczenia obliczeń momentu indykowanego M_{Pi} w komorach roboczych pompy, obliczeń uwzględniających ściskanie cieczy w komorach, zastąpiono krzywą ściskania cieczy aproksymacją liniową, przyjmując, że zmiana objętości cieczy jest niewielka. Uproszczenie to daje nieznaczny błąd przy niewielkich wartościach współczynnika ε zapowietrzenia cieczy, rosnący jednak przy większych wartościach ε . Ocenę błędu wynikającego z uproszczenia obliczeń umożliwia porównanie sumy mocy strat objętościowych i mechanicznych w pompie wynikających z indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych, sumy określonej bez uwzględnienia bądź z uwzględnieniem mocy ściskania cieczy. Bilans mocy strat określonych bez uwzględnienia bądź z uwzględnieniem mocy ściskania cieczy w komorach roboczych służy jednak głównie uświadomieniu błędów w ocenie strat energetycznych w pompie wynikających z braku uwzględnienia wpływu mocy ściskania cieczy.

2. Wykres wzrostu mocy w pompie wyporowej, przeciwnego do kierunku przepływu mocy, uwzględniający moc strat objętościowych ściskania cieczy

Jak już wspomniano, zaproponowana metoda określenia współczynnika ε zapowietrzenia cieczy roboczej przetłaczanej przez pompę wyporową o zmiennej wydajności na obrót wału otwiera możliwości oceny podziału strat objętościowych w komorach roboczych pompy na straty objętościowe q_{pvc} ściskania cieczy oraz na straty objętościowe q_{pvi} przecieków w komorach. Metoda ta umożliwia także ocenę przyrostu $\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi}}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy.

Straty objętościowe q_{pvc} ściskania cieczy, q_{pvl} przecieków cieczy oraz przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi}}$ momentu strat mechanicznych są stratami o różnym charakterze, będącymi jednakże w różny sposób funkcjami przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych.

Rys.1 przedstawia i opisuje wykres wzrostu mocy w pompie wyporowej, przeciwnego do kierunku przepływu mocy, eliminujący wykres Sankeya spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy, który jest przyczyną błędnej oceny strat w badaniach energetycznych pompy. Proponowany wykres uwzględnia podział mocy strat objętościowych w komorach roboczych pompy na moc strat będących efektem ściskania cieczy i na moc strat wynikających z przecieków cieczy.

Wykres przedstawia zależność mocy P_{pc} konsumowanej przez pompę (mocy wymaganej przez pompę na wale od napędzającego ją silnika (elektrycznego, spalinowego)) jako sumę mocy P_{pu} użytecznej pompy, wymaganej od pompy przez tłoczoną przez nią ciecz roboczą (wymaganej od pompy przez napędzany nią układ hydrostatyczny), mocy ΔP_{pp} strat ciśnieniowych w kanałach, mocy ΔP_{pvl} strat objętościowych przecieków w komorach roboczych, mocy ΔP_{pvc} strat objętościowych ściskania cieczy w komorach roboczych oraz mocy ΔP_{pm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy. Moc ΔP_{pm} strat mechanicznych jest sumą $\Delta P_{pm} = \Delta P_{pm|\Delta p_{pi} = 0} + \Delta P_{pm|\Delta p_{pi}}$, mocy $\Delta P_{pm|\Delta p_{pi} = 0}$ strat wynikającej z momentu $M_{pm|\Delta p_{pi} = 0}$ strat w pompie nieobciążonej (przy $\Delta p_{pi} = 0$) i mocy $\Delta P_{pm|\Delta p_{pi}}$ strat wynikających z przyrostu $\Delta M_{pm|\Delta p_{pi}}$ momentu strat proporcjonalnych do momentu M_{pi} indykowanego w komorach roboczych.

Wykres wzrostu mocy w pompie można więc opisać równaniem:

$$P_{pc} = P_{pu} + \Delta P_{pp} + \Delta P_{pvl} + \Delta P_{pvc} + \Delta P_{pm|\Delta p_{pi} = 0} + \Delta P_{pm|\Delta p_{pi}} \quad (3)$$

Moc ΔP_{pp} strat ciśnieniowych w kanałach pompy oraz moc $\Delta P_{pm|\Delta p_{pi} = 0}$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy (wynikająca z momentu $M_{pm|\Delta p_{pi} = 0}$ strat w pompie nieobciążonej (przy $\Delta p_{pi} = 0$)) są niezależne od przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych.

Moc ΔP_{pvl} strat objętościowych przecieków cieczy oraz moc ΔP_{pvc} strat objętościowych ściskania cieczy w komorach roboczych pompy, a także moc $\Delta P_{pm|\Delta p_{pi}}$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy (wynikająca z przyrostu $\Delta M_{pm|\Delta p_{pi}}$ momentu strat proporcjonalnego do momentu M_{pi} indykowanego w komorach roboczych) są zależne od przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach.

W badaniach strat energetycznych w pompie określamy bez problemu moc $P_{pu} = Q_p \Delta p_p$ użyteczną pompy, moc $\Delta P_{pp} = Q_p \Delta p_{pp}$ strat ciśnieniowych w kanałach, moc $\Delta P_{pm|\Delta p_{pi} = 0} = \omega_p \times M_{pm|\Delta p_{pi} = 0}$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy nieobciążonej (gdy $\Delta p_{pi} = 0$) oraz moc $P_{pc} = \omega_p M_p$ konsumowaną przez pompę na wale.

Suma mocy strat objętościowych ΔP_{pvl} przecieków cieczy i ΔP_{pvc} ściskania cieczy oraz mocy strat mechanicznych (wynikającej z przyrostu $\Delta M_{pm|\Delta p_{pi}}$ momentu strat mechanicznych) wynika z równania:

$$\Delta P_{pvl} + \Delta P_{pvc} + \Delta P_{pm|\Delta p_{pi}} = P_{pc} - P_{pu} - \Delta P_{pp} - \Delta P_{pm|\Delta p_{pi} = 0} \quad (4)$$

Metoda określenia współczynnika ϵ zapowietrzenia cieczy roboczej przetwarzanej przez pompę wyporową o zmiennej wydajności umożliwia podział strat objętościowych na straty q_{pvc} ściskania i straty q_{pvl} przecieków cieczy, a także umożliwia dokładniejszą ocenę przyrostu $\Delta M_{pm|\Delta p_{pi}}$ momentu strat mechanicznych. W efekcie umożliwia dokonanie oceny mocy ΔP_{pvl} , ΔP_{pvc} i $\Delta P_{pm|\Delta p_{pi}}$ trzech strat zależnych od przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy.

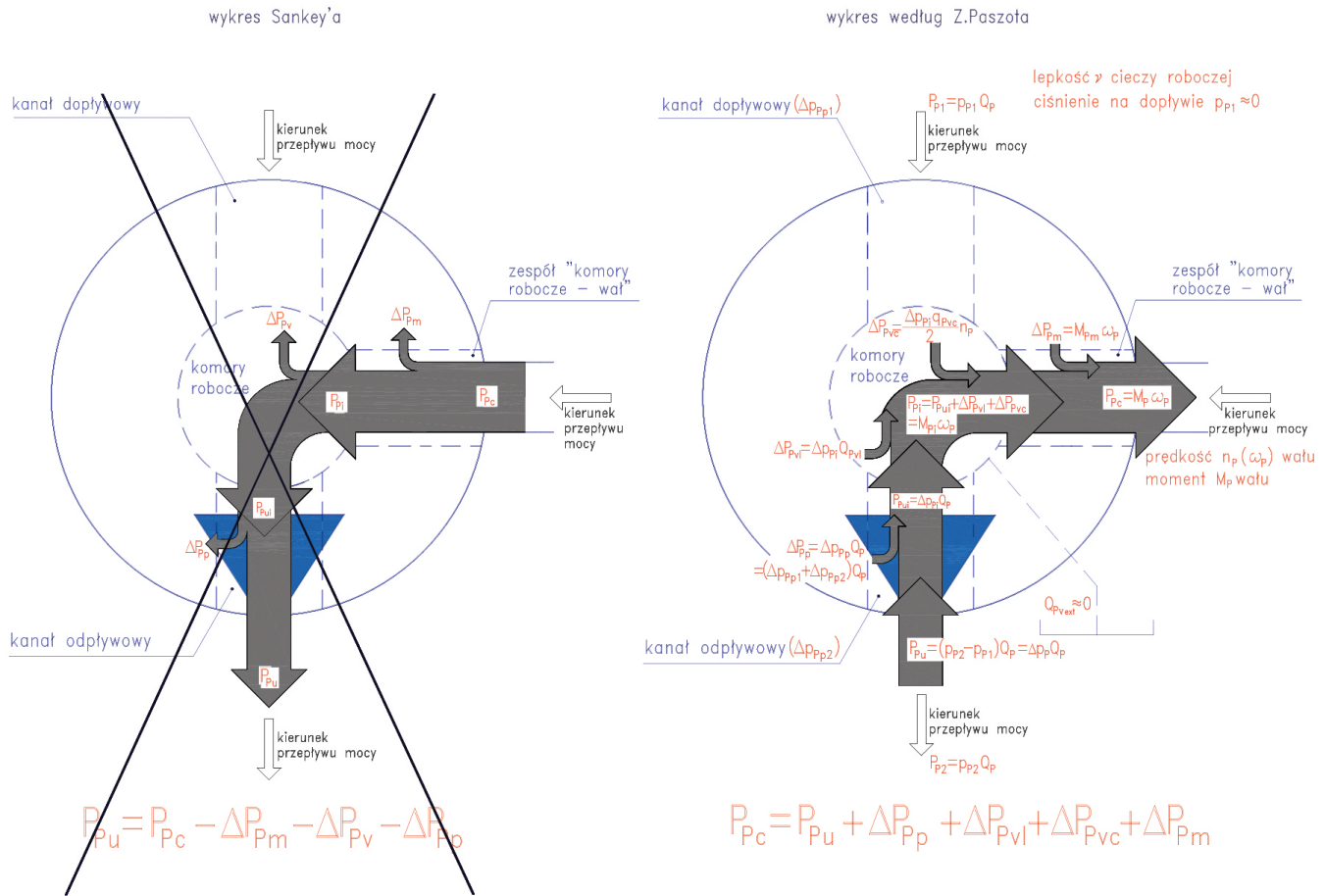
3. Wpływ strat objętościowych q_{pvc} ściskania oleju hydraulicznego w komorach roboczych na ocenę strat objętościowych q_{pvl} przecieków oleju w komorach oraz na ocenę momentu M_{pm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy

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 ; ϵ ; 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 [14, 15]:

$$\begin{aligned} q_{pvc|\Delta p_{pi}}; b_p; \epsilon; v &= \\ &= k_{lc|\Delta p_{pi}; b_p; \epsilon; v} q_{pgv} = k_{lc|\Delta p_{pi}; b_p; \epsilon; v} b_p q_{Pt} = \\ &= \frac{1 + b_p}{2b_p} \left[k_{lc|p_n; \epsilon=0} (\Delta p_{pi} / p_n)^{a_{pc}} + \epsilon \right] (v / v_n)^{a_{vc}} b_p q_{Pt} = \\ &= \frac{1 + b_p}{2} \left[k_{lc|p_n; \epsilon=0} (\Delta p_{pi} / p_n)^{a_{pc}} + \epsilon \right] (v / v_n)^{a_{vc}} q_{Pt} \end{aligned} \quad (5)$$

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



Rys. 1. Wykres wzrostu mocy w pompie wyporowej, przeciwnego do kierunku przepływu mocy, eliminujący wykres Sankeya spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy

Moc różnie od mocy P_u użytecznej pompy, wymaganej od pompy przez tłoczoną przez nią ciecz roboczą (wymaganej od pompy przez napędzany nią układ hydrostatyczny), do mocy konsumowanej P_c , wymaganej przez pompę na wale od napędzającego ją silnika (elektrycznego, spalinowego).

Wzrost mocy w pompie jest efektem mocy występujących w niej strat energetycznych, wynikających z jakości rozwiązania konstrukcyjnego pompy wyporowej generującego te straty, oraz mocy strat objętościowych ścisnienia cieczy roboczej.

Moce strat w pompie, wynikające z rozwiązania konstrukcyjnego pompy, to: moc ΔP_{Pp} strat ciśnieniowych w kanałach, moc ΔP_{Pvl} strat objętościowych przecieków w komorach roboczych i moc ΔP_{Pm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał”. Moce ΔP_{Pp} , ΔP_{Pvl} i ΔP_{Pm} strat w pompie są funkcjami parametrów wyjściowych zespołu pompy, w którym straty występują oraz zróżnicowanymi funkcjami lepkości ν cieczy roboczej:

- moc ΔP_{Pp} strat ciśnieniowych w kanałach jest funkcją wydajności Q_p pompy oraz lepkości ν cieczy;
- moc ΔP_{Pvl} strat objętościowych przecieków w komorach roboczych jest funkcją przyrostu Δp_{pi} ciśnienia indykowanego w komorach oraz lepkości ν cieczy;
- moc ΔP_{Pm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” jest sumą $\Delta P_{Pm} = \Delta P_{Pm|\Delta p_{pi}} = 0 + \Delta P_{Pm|\Delta p_{pi}}$ mocy $\Delta P_{Pm|\Delta p_{pi}} = 0$ strat, wynikających z momentu $M_{Pm|\Delta p_{pi}} = 0$ strat w pompie nieobciążonej (przy $\Delta p_{pi} = 0$), i mocy

$\Delta P_{Pm|\Delta p_{pi}}$ strat wynikających z przyrostu $\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi}}$ momentu strat proporcjonalnego do momentu M_{pi} indykowanego w komorach roboczych. Moment $M_{Pm|\Delta p_{pi}} = 0$ strat w pompie nieobciążonej zależy od lepkości ν cieczy, przyrost momentu strat praktycznie nie zależy od lepkości ν cieczy.

Moc ΔP_{Pvc} strat objętościowych ścisnienia cieczy jest tym większa, im większy jest współczynnik $k_{ic|p_n}$ ściśliwości cieczy oraz im większy jest przyrost Δp_{pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych.

Moc P_{Pui} użyteczna w komorach roboczych:

$$P_{Pui} = P_u + \Delta P_{Pp};$$

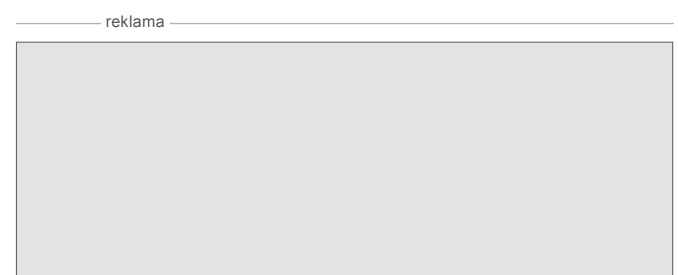
moc P_{pi} indykowana w komorach roboczych:

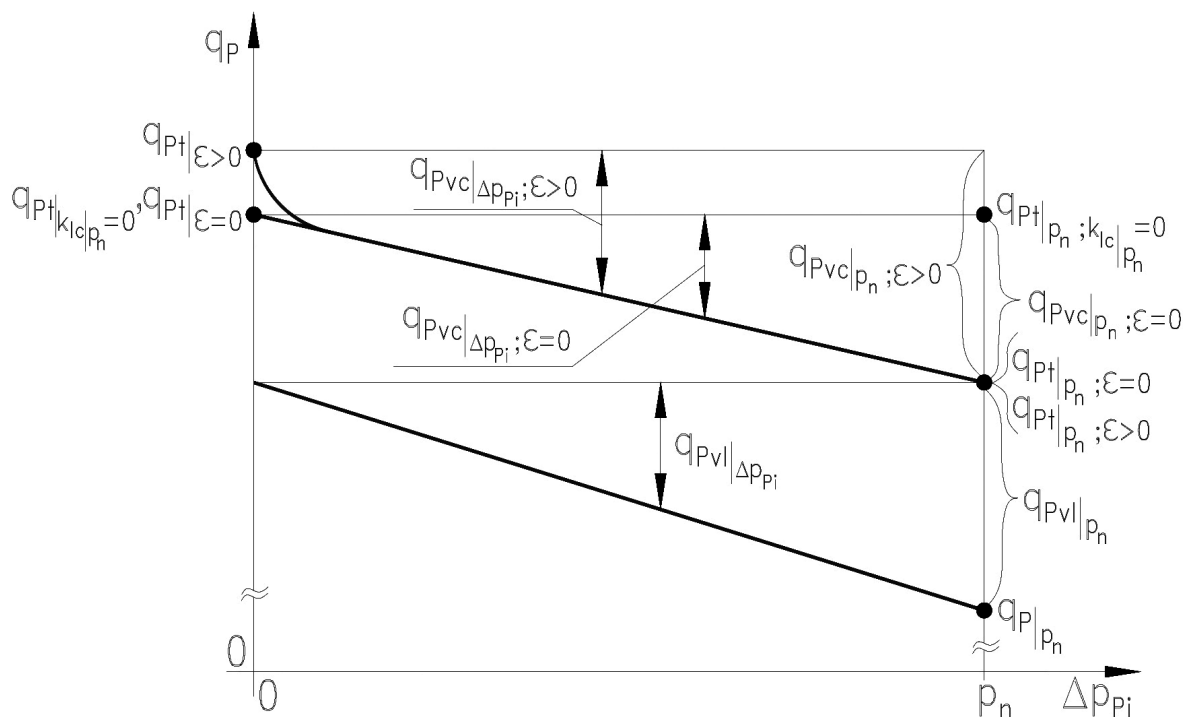
$$P_{pi} = P_{Pui} + \Delta P_{Pvl} + \Delta P_{Pvc} = P_u + \Delta P_{Pp} + \Delta P_{Pvl} + \Delta P_{Pvc};$$

moc P_{pc} konsumowana przez pompę na wale:

$$P_{pc} = P_{pi} + \Delta P_{Pm} = P_u + \Delta P_{Pp} + \Delta P_{Pvl} + \Delta P_{Pvc} + \Delta P_{Pm}.$$

Proponowany wykres eliminuje wykres Sankeya podziału mocy w pompie, będący przyczyną błędnej oceny strat w badaniach energetycznych pompy.





Rys. 2. Podział strat objętościowych $q_{Pv} = q_{Pvl} + q_{Pvc}$ na obrót wału, występujących w komorach roboczych pompy, strat zależnych od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach, na natężenie $q_{Pvl|\Delta p_{Pi}}$ strat objętościowych przecieków cieczy roboczej (niezależnych od współczynnika ϵ zapowietrzenia cieczy) oraz straty objętościowe $q_{Pvc|\Delta p_{Pi}}$ ściskania cieczy, podział dokonany przy współczynniku $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy:

$q_{P|pn}$ – wydajność pompy na obrót wału wymagana przez zasilany pompą układ hydrostatyczny przy $\Delta p_{Pi} = p_n$;

$q_{Pt|pn}$ – wymagane wielkości aktywnej objętości cieczy roboczej wypieranej przez pompę przy $\Delta p_{Pi} = p_n$, określone przy założeniu współczynnika ściśliwości cieczy $k_{1c|pn} = 0$ bądź przy założeniu współczynnika zapowietrzenia cieczy $\epsilon = 0$ lub $\epsilon > 0$,

q_{Pt} – wymagane wielkości teoretycznej objętości roboczej na obrót wału, czyli aktywnej objętości cieczy wypieranej przez pompę przy $\Delta p_{Pi} = 0$, określone przy założeniu $k_{1c|pn} = 0$ bądź przy założeniu $\epsilon = 0$ lub $\epsilon > 0$.

Aktywna objętość robocza $q_{Pt|pn}$ na obrót wału wynika z sumy $q_{Pt|pn} = q_{P|pn} + q_{Pvl|pn}$ wydajności $q_{P|pn}$ pompy na obrót wału i natężenia $q_{Pvl|pn}$ strat objętościowych przecieków przy $\Delta p_{Pi} = p_n$; przy założeniu cieczy nieściśliwej, tzn. przy założeniu $k_{1c|pn} = 0$, wielkość aktywnej objętości $q_{Pt|pn; k_{1c|pn} = 0}$ (równa objętości $q_{Pt|k_{1c|pn} = 0}$) jest ponadto powiększona o wielkość $q_{Pvc|pn; \epsilon = 0}$ strat objętościowych ściskania cieczy niezapowietrzonej (przy $\epsilon = 0$).

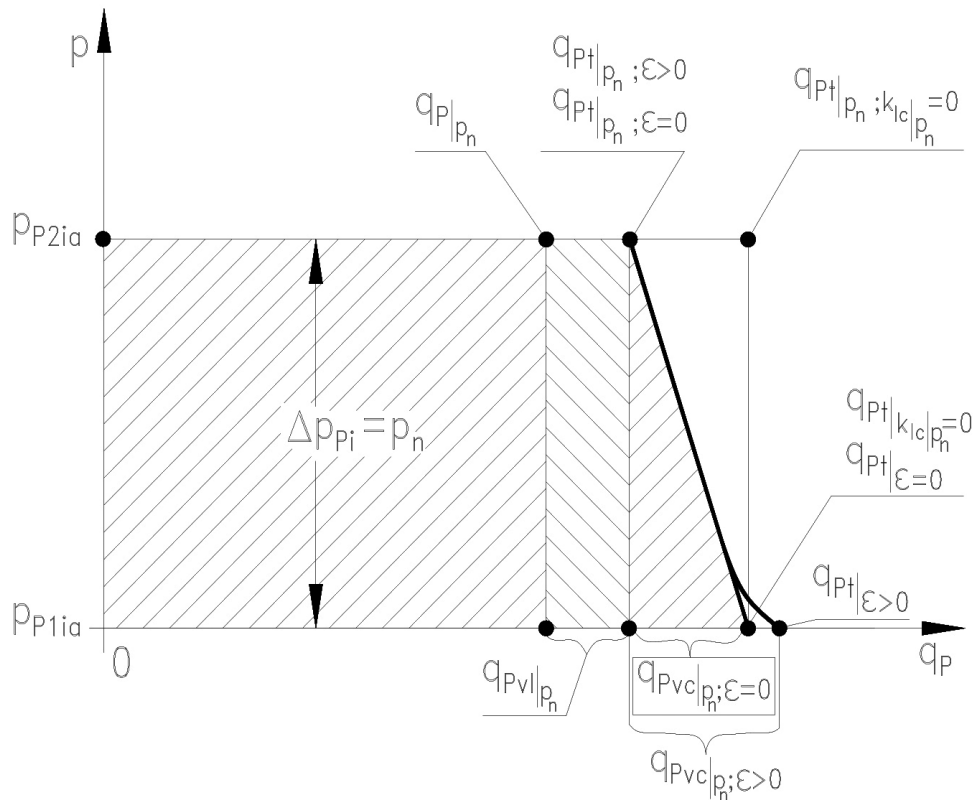
Teoretyczna objętość robocza q_{Pt} na obrót wału, czyli aktywna objętość cieczy wypierana przez pompę przy $\Delta p_{Pi} = 0$, wynika z sumy $q_{Pt} = q_{Pt|pn} + q_{Pvc|pn}$ aktywnej objętości roboczej $q_{Pt|pn}$ i strat objętościowych $q_{Pvc|pn}$ ściskania cieczy niezapowietrzonej ($\epsilon = 0$) lub zapowietrzonej ($\epsilon > 0$). Objętość q_{Pt} wynika więc z sumy $q_{Pt} = q_{P|pn} + q_{Pvl|pn} + q_{Pvc|pn}$ wydajności $q_{P|pn}$ pompy na obrót wału, natężenia $q_{Pvl|pn}$ strat objętościowych przecieków cieczy i strat objętościowych $q_{Pvc|pn}$ ściskania cieczy niezapowietrzonej ($\epsilon = 0$) lub zapowietrzonej ($\epsilon > 0$) w komorach roboczych przy $\Delta p_{Pi} = p_n$.

Współczynnik $k_{1c|pn}$; $\epsilon = 0$ ściśliwości oleju hydraulicznego w równaniu (5) jest współczynnikiem ściśliwości oleju niezapowietrzonego. Przy ciśnieniu nominalnym $p_n = 32$ MP współczynnik ten jest rzędu $k_{1c|32\text{ Mpa}; \epsilon = 0} = 0,020$.

Przy danej wydajności $q_{P|pn}$ na obrót wału pompy, wymaganej od pompy przy ciśnieniu nominalnym ($\Delta p_{Pi} = p_n$) przez zasilany nią układ hydrostatyczny, a jednocześnie przy rosnącej wielkości strat objętościowych q_{Pvc} ściskania cieczy w trakcie jednego obrotu wału pompy w określonej całości $q_{Pv} = q_{Pvl} + q_{Pvc}$ strat objętościowych, zmniejsza się wielkość momentu M_{Pi} indykowanego w komorach roboczych oraz wielkość momentu M_p na wale pompy. Nieuwzględnienie strat q_{Pvc} w obliczeniach

momentu M_{Pi} i potraktowanie q_{Pvc} w ramach $q_{Pv} = q_{Pvl} + q_{Pvc}$, jako q_{Pvl} skutkuje zwiększeniem obliczonego momentu M_{Pi} i, w rezultacie, zmniejszeniem obliczonego momentu $M_{Pm} = M_p - M_{Pi}$ strat w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy. Wynika to z faktu, że straty objętościowe q_{Pvl} przecieków skutkują, w uproszczeniu, dwukrotnie większym wpływem niż ta sama wielkość strat objętościowych q_{Pvc} ściskania na wielkość obliczonego momentu M_{Pi} indykowanego w komorach roboczych.

Rysunek 2 przedstawia i opisuje podział strat objętościowych $q_{Pv} = q_{Pvl} + q_{Pvc}$ na obrót wału w komorach roboczych pompy, strat zależnych od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia



Rys. 3. Pole pracy indykowanej w komorach roboczych pompy wyporowej w trakcie jednego obrotu wału pompy, decydujące o wielkości momentu M_{pi} indykowanego w komorach, przy indykowanym przyroście Δp_{pi} ciśnienia w komorach równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy pompy – $\Delta p_{pi} = p_n$, określone przy współczynniku $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy:

- $q_{P|p_n}$ – wydajność pompy na obrót wału wymagana przez zasilany pompą układ hydrostatyczny przy $\Delta p_{pi} = p_n$;
- $q_{P_t|p_n}$ – wymagane wielkości aktywnej objętości cieczy roboczej wypieranej przez pompę przy $\Delta p_{pi} = p_n$, określone przy założeniu współczynnika ściśliwości cieczy $k_{lc}|p_n = 0$ bądź przy założeniu współczynnika zapowietrzenia cieczy $\epsilon = 0$ lub $\epsilon > 0$;
- q_{P_t} – wymagane wielkości teoretycznej objętości roboczej na obrót wału, czyli aktywnej objętości cieczy wypieranej przez pompę przy $\Delta p_{pi} = 0$, określone przy założeniu $k_{lc}|p_n = 0$ bądź przy założeniu $\epsilon = 0$ lub $\epsilon > 0$;
- $q_{P_{vl}|p_n}$ – natężenie strat objętościowych przecieków cieczy w komorach roboczych przy $\Delta p_{pi} = p_n$;
- $q_{P_{vc}|p_n}$ – obliczone przy $\Delta p_{pi} = p_n$ straty objętościowe ściskania cieczy w komorach przy założeniu $\epsilon = 0$ lub $\epsilon > 0$;

$q_{P|p_n} p_n$ – fragment pola pracy indykowanej, będący iloczynem wydajności $q_{P|p_n}$ i przyrostu $\Delta p_{pi} = p_n$ ciśnienia;

$q_{P_{vl}|p_n} p_n$ – fragment pola pracy indykowanej, będący iloczynem natężenia $q_{P_{vl}|p_n}$ strat objętościowych przecieków (w okresie wypierania cieczy przez pompę przy $\Delta p_{pi} = p_n$) i przyrostu $\Delta p_{pi} = p_n$ ciśnienia w komorach;

$(q_{P_{vc}|p_n} p_n)/2$ – fragment pola pracy indykowanej, będący, w uproszczeniu, połową iloczynu strat objętościowych $q_{P_{vc}|p_n}$ ściskania cieczy przy $\Delta p_{pi} = p_n$ i przyrostu $\Delta p_{pi} = p_n$ ciśnienia w komorach.

W porównaniu z wielkością $q_{P_t|p_n}$, teoretyczna objętość robocza q_{P_t} jest większa o wielkość $q_{P_{vc}|p_n}$ strat objętościowych ściskania cieczy niezapowietrzonej ($\epsilon = 0$) lub zapowietrzonej ($\epsilon > 0$) przy $\Delta p_{pi} = p_n$. Nieuwzględnienie ściśliwości cieczy, tzn. przyjęcie, że wielkość $q_{P_t|p_n; k_{lc}|p_n} = 0$ jest równa wielkości $q_{P_t|k_{lc}|p_n} = 0$, skutkuje w obliczeniach nieuzasadnionym powiększeniem pola pracy indykowanej w komorach i, w efekcie, nieuzasadnionym powiększeniem obliczonego momentu M_{pi} indykowanego w komorach.

w komorach, na natężenie $q_{P_{vl}}|\Delta p_{pi}$ strat objętościowych na obrót wału wynikających z przecieków cieczy roboczej (oleju hydraulicznego) oraz na straty $q_{P_{vc}}|\Delta p_{pi}$ objętościowe ściskania cieczy w trakcie jednego obrotu wału, podział dokonany przy współczynniku $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy.

Rysunek przedstawia także wielkości $q_{P_t|p_n}$ aktywnej objętości cieczy roboczej wypieranej przez pompę w trakcie jednego obrotu wału przy $\Delta p_{pi} = p_n$, objętości określonej przy założeniu cieczy nieściśliwej, tzn. przy założeniu współczynnika $k_{lc}|p_n = 0$ ściśliwości cieczy, bądź przy założeniu cieczy ściśliwej ze współ-

czynnikiem $\epsilon = 0$ lub $\epsilon > 0$ zapowietrzenia cieczy, a także wielkości q_{P_t} teoretycznej objętości roboczej wypieranej przy $\Delta p_{pi} = 0$, określonej również przy założeniu $k_{lc}|p_n = 0$ bądź przy założeniu $\epsilon = 0$ lub $\epsilon > 0$, wielkości q_{P_t} będącej aktywną objętością cieczy wypieraną przez pompę przy $\Delta p_{pi} = 0$.

Wielkości $q_{P_t|p_n; \epsilon = 0}$ lub $q_{P_t|p_n; \epsilon > 0}$ wynikają z sumy wielkości $q_{P|p_n}$ wydajności pompy na obrót wału, wymaganej od pompy przez zasilany nią układ hydrostatyczny przy $\Delta p_{pi} = p_n$, oraz, przy założeniu cieczy ściśliwej, natężenia $q_{P_{vl}}|p_n$ strat objętościowych na obrót wału, wynikających z przecieków w ko-

morach roboczych przy $\Delta p_{p_i} = p_n$ (przecieków niezależnych od zapowietrzenia cieczy, a więc takich samych przy $\varepsilon = 0$ i $\varepsilon > 0$). Przy założeniu cieczy nieściśliwej, tzn. przy założeniu współczynnika $k_{lclp_n} = 0$ ściśliwości cieczy, wielkość $q_{Pt|p_n; k_{lclp_n} = 0}$ (równa wielkości $q_{Pt|k_{lclp_n} = 0}$) wynika z sumy wielkości $q_{P|p_n}$ wydajności pompy na obrót wału (wymaganej od pompy przez układ hydrostatyczny), natężenia $q_{Pv|p_n}$ przecieków oraz strat $q_{Pvc|p_n; \varepsilon = 0}$ ściskania cieczy niezapowietrzonej, tzn. przy $\varepsilon = 0$.

Suma $q_{P|p_n} + q_{Pv|p_n} + q_{Pvc|p_n}$ wydajności $q_{P|p_n}$ pompy na obrót wału (wymaganej od pompy przez zasilany nią układ hydrostatyczny przy $\Delta p_{p_i} = p_n$), natężenia $q_{Pv|p_n}$ przecieków cieczy w komorach roboczych przy $\Delta p_{p_i} = p_n$ i strat $q_{Pvc|p_n}$ ściskania cieczy, wynikających ze ściśliwości cieczy niezapowietrzonej ($\varepsilon = 0$) lub zapowietrzonej ($\varepsilon > 0$) w komorach roboczych przy $\Delta p_{p_i} = p_n$, decyduje o teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} na obrót wału, czyli o aktywnej objętości cieczy wypieranej przez pompę przy $\Delta p_{p_i} = 0$:

$$q_{Pt} = q_{P|p_n} + q_{Pv|p_n} + q_{Pvc|p_n} \quad (6)$$

Wielkość $q_{Pt|k_{lclp_n} = 0}$ teoretycznej objętości roboczej na obrót wału, określona przy założeniu cieczy nieściśliwej, tzn. przy założeniu współczynnika $k_{lclp_n} = 0$ ściśliwości cieczy, oraz wielkość $q_{Pt|\varepsilon = 0}$ teoretycznej objętości roboczej na obrót wału, określona przy założeniu cieczy niezapowietrzonej, tzn. przy $\varepsilon = 0$, wynikają z sumy wielkości $q_{Pt|p_n; \varepsilon = 0}$ (równiej $q_{Pt|p_n; \varepsilon > 0}$) oraz wielkości $q_{Pvc|p_n; \varepsilon = 0}$ strat objętościowych ściskania cieczy niezapowietrzonej.

Wielkość $q_{Pt|\varepsilon > 0}$ teoretycznej objętości roboczej na obrót wału, określona przy założeniu cieczy zapowietrzonej, tzn. przy $\varepsilon > 0$, wynika z sumy wielkości $q_{Pt|p_n; \varepsilon > 0}$ (równiej $q_{Pt|p_n; \varepsilon = 0}$) oraz wielkości $q_{Pvc|p_n; \varepsilon > 0}$ strat objętościowych ściskania cieczy zapowietrzonej.

Rysunek 3 przedstawia i opisuje pole pracy indykowanej w komorach roboczych pompy wyporowej, pracy wykonanej w trakcie jednego obrotu wału pompy. Wykonana w komorach praca decyduje o wielkości momentu M_{p_i} indykowanego w komorach.

Moment M_{p_i} indykowany w komorach roboczych jest rezultatem sumy trzech prac:

- pracy będącej iloczynem wydajności $q_{P|p_n}$ na obrót wału i indykowanego przyrostu $\Delta p_{p_i} = p_n$ ciśnienia – $q_{P|p_n} \times p_n$;
- pracy będącej iloczynem strat objętościowych $q_{Pv|p_n}$ przecieków i indykowanego przyrostu $\Delta p_{p_i} = p_n$ ciśnienia – $q_{Pv|p_n} \times p_n$;
- pracy będącej, w uproszczeniu, połową iloczynu strat objętościowych $q_{Pvc|p_n}$ ściskania cieczy i indykowanego przyrostu $\Delta p_{p_i} = p_n$ ciśnienia – $(q_{Pvc|p_n} \times p_n)/2$.

Uproszczony wzór opisujący moment indykowany M_{p_i} ma postać:

$$M_{P_i|\Delta p_{p_i}=p_n; b_p=1} = \left(q_{P|p_n} + q_{Pv|p_n} + \frac{q_{Pvc|p_n}}{2} \right) \frac{p_n}{2\Pi} \quad (7)$$

Nieuwzględnienie ściśliwości cieczy, tzn. przyjęcie, że wielkość $q_{Pt|p_n; k_{lclp_n} = 0}$ wypieranej cieczy jest równa teoretycznej objętości roboczej $q_{Pt|k_{lclp_n} = 0}$ określonej przy $\Delta p_{p_i} = 0$, skutkuje w obliczeniach nieuzasadnionym powiększeniem obliczonego pola pracy indykowanej w komorach roboczych w trakcie jednego obrotu wału pompy i, w efekcie, nieuzasadnionym powiększeniem obliczonego momentu M_{p_i} indykowanego w komorach.

4. Moment M_{Pm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy wyporowej jako funkcja przyrostu Δp_{p_i} ciśnienia w komorach roboczych

W nawiązaniu do prac [5–7] rysunek 4 przedstawia obraz momentu $M_{Pm|\Delta p_{p_i}; b_p; v}$ strat mechanicznych w pompie wyporowej jako funkcji przyrostu Δp_{p_i} ciśnienia w komorach roboczych.

Proponowane modele matematyczne opisujące moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie, nawiązujące do modeli teoretycznych momentu strat mechanicznych, mają postać:

- w pompie o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} ($b_p = 1$) na obrót wału:

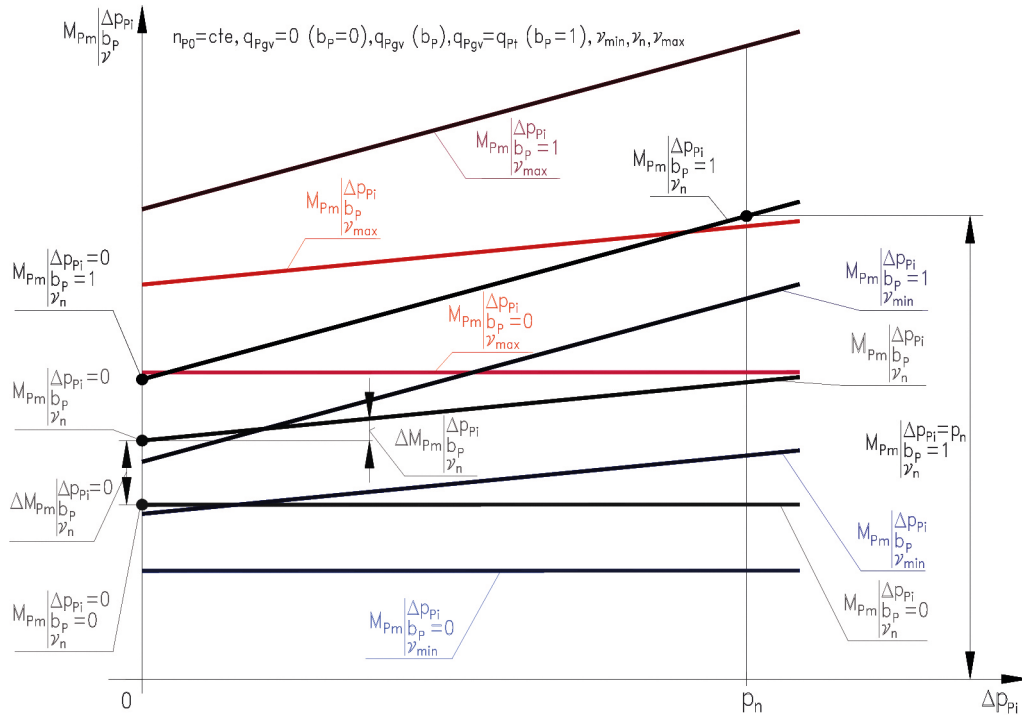
$$\begin{aligned} M_{Pm|\Delta p_{p_i}, v} &= k_{4.1} M_{Pt} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}} + k_{4.2} M_{Pt} \frac{\Delta p_{p_i}}{p_n} = \\ &= \left[k_{4.1} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}} + k_{4.2} \frac{\Delta p_{p_i}}{p_n} \right] M_{Pt} = \\ &= \left[k_{4.1} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}} + k_{4.2} \frac{\Delta p_{p_i}}{p_n} \right] \frac{q_{Pt} p_n}{2\Pi} \end{aligned} \quad (8)$$

gdzie:

$$k_{4.1} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{p_i}=0, b_p=1, v_n}}{M_{Pt}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{p_i}=0, b_p=1, v_n}}{\frac{q_{Pt} p_n}{2\Pi}} \quad (9)$$

$$k_{4.2} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{p_i}, b_p=1, v_n}}{M_{P_i}} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{p_i}, b_p=1, v_n}}{\frac{q_{Pt} \Delta p_{p_i}}{2\Pi}} \quad (10)$$

$$= \frac{M_{Pm|\Delta p_{p_i}, b_p=1, v_n} - M_{Pm|\Delta p_{p_i}=0, b_p=1, v_n}}{\frac{q_{Pt} \Delta p_{p_i}}{2\Pi}} =$$



Rys. 4. Moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}; b_p; \gamma}$ v strat mechanicznych w pompie tłokowej (osiowej lub promieniowej) posiadającej obudowę (karter) wypełnioną cieczą, o zmiennej wydajności $q_{Pgv} = b_p q_{Pt}$ na obrót wału, jako funkcja przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy – interpretacja graficzna modelu teoretycznego; wydajność q_{Pgv}

na obrót wału (współczynnik b_p zmiany wydajności na obrót wału): $q_{Pgv} = 0$ ($b_p = 0$), $q_{Pgv} = 0$ ($b_p = 0$), $q_{Pgv} = q_{Pt}$ ($b_p = 1$); lepkość ν_{min} , ν_n i ν_{max} cieczy. Moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}; b_p; \gamma}$ v strat mechanicznych w pompie nieposiadającej obudowy (karteru) wypełnionej cieczą jest praktycznie niezależny od lepkości ν cieczy, a określany jest przy lepkości ν_n odniesienia cieczy.

$$= \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=p_n, b_p=1, \nu_n} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p=1, \nu_n}}{\frac{q_{Pt} p_n}{2\Pi}} =$$

$$= \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=p_n, b_p=1, \nu_n} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p=1, \nu_n}}{M_{Pt}}$$

$$= \left[(k_{4.1.1} + k_{4.1.2} b_p) \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{vm}} + k_{4.2} b_p \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} \right] \frac{q_{Pt} p_n}{2\Pi}$$

gdzie:

$$k_{4.1.1} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p=0, \nu_n}}{M_{Pt}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p=0, \nu_n}}{\frac{q_{Pt} p_n}{2\Pi}} \quad (12)$$

- w pompie o geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{Pgv} ($q_{Pgv} = b_p q_{Pt}$) na obrót wału:

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_p, \nu} =$$

$$= (k_{4.1.1} + k_{4.1.2} b_p) M_{Pt} \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{vm}} + k_{4.2} M_{Pt} b_p \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} =$$

$$= \left[(k_{4.1.1} + k_{4.1.2} b_p) \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{vm}} + k_{4.2} b_p \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} \right] M_{Pt} = \quad (11)$$

$$k_{4.1.2} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p=1, \nu_n} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p=0, \nu_n}}{M_{Pt}} =$$

$$= \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p=1, \nu_n} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_p=0, \nu_n}}{\frac{q_{Pt} p_n}{2\Pi}} \quad (13)$$

$$\begin{aligned}
 k_{4.2} &= \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi}, b_p, v_n}}{M_{P_i}} = \\
 &= \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi}, b_p, v_n}}{b_p q_{Pt} \Delta p_{P_i}} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi}, b_p=1, v_n}}{q_{Pt} \Delta p_{P_i}} = \\
 &= \frac{M_{Pm|\Delta p_{pi}=p_n, b_p=1, v_n} - M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n}}{\frac{q_{Pt} P_n}{2\Pi}} = \\
 &= \frac{M_{Pm|\Delta p_{pi}=p_n, b_p=1, v_n} - M_{Pm|\Delta p_{pi}=0, b_p=1, v_n}}{M_{P_t}}
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

5. Porównanie mocy strat energetycznych w pompie waporowej, określonych bez uwzględnienia bądź z uwzględnieniem mocy ściskania oleju hydraulicznego – badania pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8-15]

Określmy sumę mocy strat objętościowych i mechanicznych wynikających z przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy waporowej o zmiennej wydajności na obrót wału, przy indykowanym przyroście Δp_{pi} ciśnienia w komorach równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy pompy ($\Delta p_{pi} = p_n$), przy współczynniku $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy i przy stosunku $v/v_n = 1$ lepkości v oleju hydraulicznego do lepkości odniesienia v_n .

Wykorzystamy w tym celu wzór (4)

$$\Delta P_{P_{vl}} + \Delta P_{P_{vc}} + \Delta P_{Pm|\Delta p_{pi}} = P_{P_c} - P_{P_{ui}} - \Delta P_{P_p} - \Delta P_{Pm|\Delta p_{pi}} = 0$$

w którym zastąpimy sumę mocy użytecznej $P_{P_{ui}}$ pompy oraz mocy ΔP_{P_p} strat ciśnieniowych w kanałach mocą $P_{P_{ui}}$ użyteczną w komorach roboczych ($P_{P_{ui}} = P_{P_u} + \Delta P_{P_p}$) (rys. 1):

$$\Delta P_{P_{vl}} + \Delta P_{P_{vc}} + \Delta P_{Pm|\Delta p_{pi}} = P_{P_c} - P_{P_{ui}} - \Delta P_{Pm|\Delta p_{pi}} = 0 \tag{15}$$

Rezultat określony wzorem (15) porównamy z wynikami badań strat objętościowych i mechanicznych wynikających z przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w komorach ocenionych zaproponowaną metodą określania stopnia zapowietrzenia cieczy w pompie waporowej o zmiennej wydajności [10, 11]:

- nie uwzględniając strat objętościowych $q_{P_{vc}|p_n}$ ściskania oleju, tzn. traktując $q_{P_{vc}|p_n}$ jako składnik sumy $q_{P_{vl}|p_n} + q_{P_{vc}|p_n}$ strat objętościowych przecieków oleju w komorach;
- z uwzględnieniem strat objętościowych $q_{P_{vc}|p_n}$ ściskania oleju w komorach.

Oprzemy się na wynikach badań pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8-15].

Rys. 5 przedstawia przykład zależności $q_p = f(\Delta p_{pi})$ wydajności q_p na obrót wału badanej pompy od indykowanego przyro-

stu Δp_{pi} ciśnienia w komorach roboczych, przy współczynniku $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy i przy lepkości $v_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$. Jest to przykład poszukiwania teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} na obrót wału oraz oceny podziału natężenia q_{Pv} strat objętościowych na straty objętościowe $q_{P_{vl}}$ wynikające z przecieków oleju w komorach roboczych i straty objętościowe $q_{P_{vc}}$ wynikające ze ściśliwości niezapowietrzonego lub zapowietrzonego oleju.

Rysunek 6 przedstawia obraz zależności przyrostu $\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi} = p_n; b_p; \epsilon; v_n}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy od geometrycznej objętości roboczej $q_{P_{gv}}$ (od współczynnika b_p zmiany wydajności pompy) przy założonych wartościach modułu B sprężystości oleju oraz współczynnika ϵ zapowietrzenia oleju. Przebieg odpowiadający współczynnikowi zapowietrzenia oleju $\epsilon = 0,0135$ odpowiada przyrostowi $\Delta M_{Pm|\Delta p_{pi} = p_n; b_p; \epsilon; v_n}$ momentu strat mechanicznych proporcjonalnemu do momentu M_{P_i} indykowanego w komorach roboczych.

Suma mocy strat objętościowych i mechanicznych wynikających z przyrostu $\Delta p_{pi} = p_n$ ciśnienia w komorach roboczych określona wzorem (15) oraz określona w efekcie bezpośredniego wyznaczenia poszczególnych mocy strat przy nieuwzględnieniu i z uwzględnieniem strat ściskania oleju w komorach przedstawiona jest poniżej.

1. Suma $\Delta P_{P_{vl}|p_n} + \Delta P_{P_{vc}|p_n} + \Delta P_{Pm|p_n}$ mocy strat określona wzorem (15)

Dane wynikające z badań pompy:

- wydajność $q_{P|p_n} = 55,009 \text{ cm}^3/\text{obr}$;
- indykowany przyrost ciśnienia $\Delta p_{pi} = p_n = 32,17 \text{ MPa}$;
- prędkość obrotowa $n_{P|p_n} = 24,73 \text{ obr/s}$;
- moment na wale przy $\Delta p_{pi} = p_n$
 $M_{P|p_n} = 308,79 \text{ Nm}$;
- moment na wale przy $\Delta p_{pi} = 0$
 $M_{P|\Delta p_{pi} = 0} = M_{Pm|\Delta p_{pi} = 0} = 6,376 \text{ Nm}$.

Moc użyteczna w komorach roboczych pompy:

$$\begin{aligned}
 P_{P_{ui}|p_n} &= q_{P|p_n} \times p_n \times n_{P|p_n} = \\
 &= 55,009 \text{ cm}^3/\text{obr} \times 32,17 \text{ MPa} \times 24,73 \text{ obr/s} = 43\,763 \text{ W}
 \end{aligned}$$

Moc strat mechanicznych w pompie nieobciążonej:

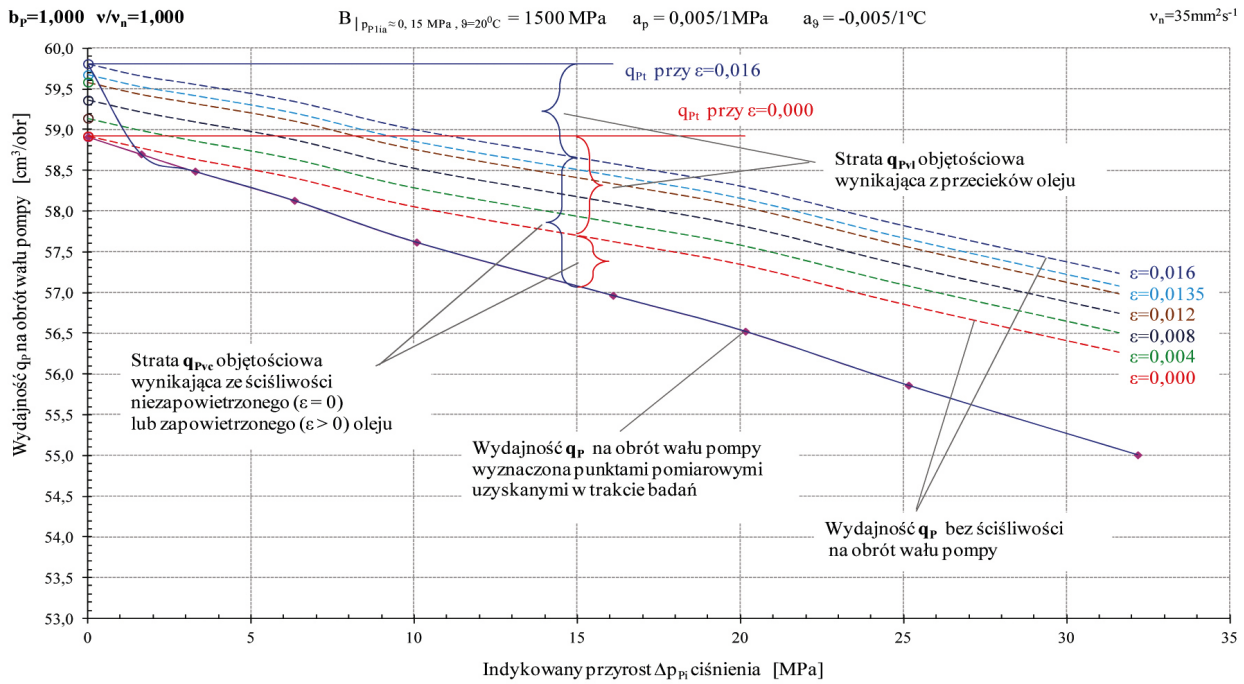
$$\begin{aligned}
 \Delta P_{Pm|\Delta p_{pi} = 0} &= M_{Pm|\Delta p_{pi} = 0} \times 2\Pi n_{P|p_n} = \\
 &= 6,376 \text{ Nm} \times 2\Pi \times 24,73 \text{ obr/s} = 991 \text{ W}
 \end{aligned}$$

Moc konsumowana na wale pompy:

$$\begin{aligned}
 P_{P_c|p_n} &= M_{P|p_n} \times 2\Pi n_{P|p_n} = \\
 &= 308,73 \text{ Nm} \times 2\Pi \times 24,73 \text{ obr/s} = 47\,972 \text{ W}
 \end{aligned}$$

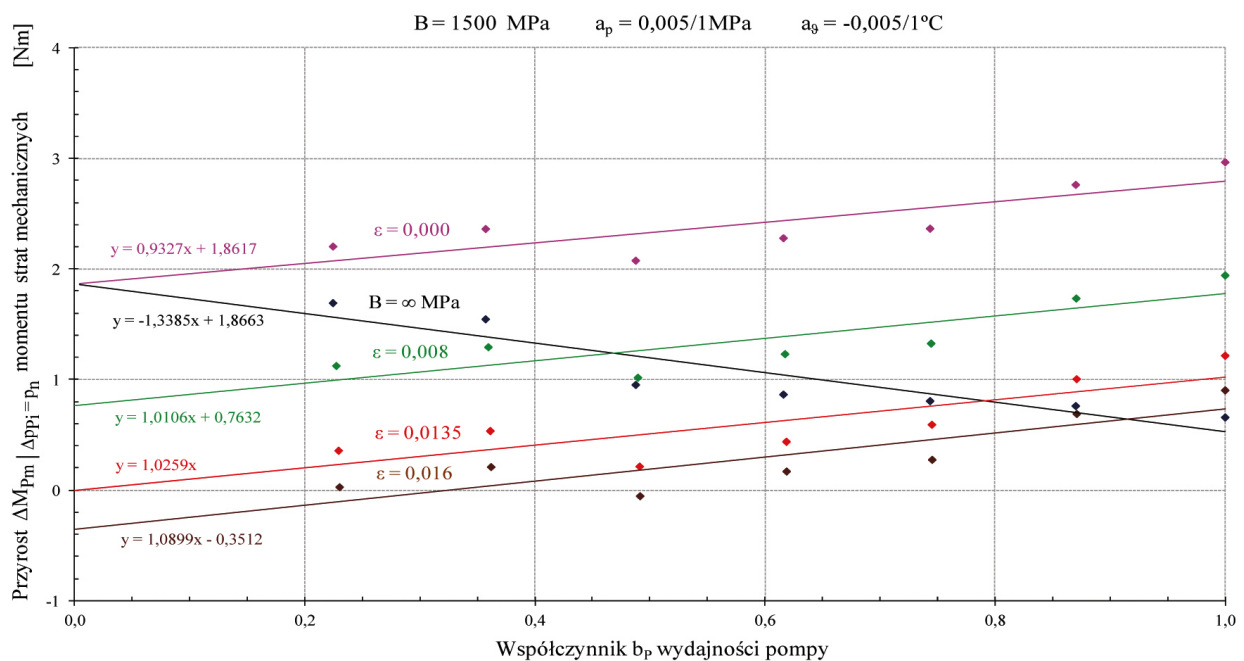
Suma mocy strat:

$$\begin{aligned}
 \Delta P_{P_{vl}|p_n} + \Delta P_{P_{vc}|p_n} + \Delta P_{Pm|p_n} &= \\
 &= P_{P_c|p_n} - P_{P_{ui}|p_n} - \Delta P_{Pm|\Delta p_{pi} = 0} = \\
 &= 47\,972 \text{ W} - 43\,763 \text{ W} - 981 \text{ W} = 3\,218 \text{ W}
 \end{aligned}$$



Rys. 5. Zależność wydajności q_p pompy na obrót wału od indykowanego przyrostu Δp_{pi} ciśnienia w jej komorach roboczych, przy współczynniku $b_p = 1$ zmiany wydajności pompy; q_{pt} teoretycznej objętości roboczej na obrót wału (określone przy $\Delta p_{pi} = 0$) oraz podział natężenia $q_{pv} = q_{pvl} + q_{pvc}$ strat objętościowych na obrót wału na straty objętościowe

w q_{pvl} wynikające z przecieków oleju w komorach i straty objętościowe q_{pvc} wynikające ze ściśliwości niezapowietrzonego (lub zapowietrzonego) oleju wynikają z wielkości współczynnika ϵ zapowietrzenia oleju ($\epsilon = 0+0,016$); współczynnik lepkości $\nu/v_n = 1$, temperatura oleju $\nu = 43^\circ\text{C}$ (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00) [8, 9]



Rys. 6. Obraz zależności przyrostu $\Delta M_{Pm}|_{\Delta p_{pi} = p_n}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00) od geome-

trycznej objętości roboczej q_{pgv} (od b_p), przy założonych wartościach modułu B sprężystości oleju oraz współczynnika ϵ zapowietrzenia oleju [10, 11]

2. Suma $\Delta P_{P_{vl}|p_n} + \Delta P_{P_{m}|p_n}$ mocy strat określonych przy nieuwzględnieniu strat objętościowych ściskania oleju w komorach

Dane wynikające z badań pompy:

- wydajność $q_{p|p_n} = 55,009 \text{ cm}^3/\text{obr}$;
 - wydajność teoretyczna $q_{pt} = 58,914 \text{ cm}^3/\text{obr}$;
 - straty objętościowe przecieków $q_{P_{vl}|p_n} = q_{pt} - q_{p|p_n} = 3,905 \text{ cm}^3/\text{obr}$;
 - indykowany przyrost ciśnienia $\Delta p_{p_i} = p_n = 32,17 \text{ MPa}$;
 - prędkość obrotowa $n_{p|p_n} = 24,73 \text{ obr/s}$;
 - przyrost momentu strat mechanicznych $\Delta M_{P_{m}|p_n} = 0,533 \text{ Nm}$.
- Moc strat objętościowych przecieków w komorach roboczych:

$$\Delta P_{P_{vl}|p_n} = q_{P_{vl}|p_n} \times p_n \times n_{p|p_n} = 3,905 \text{ cm}^3/\text{obr} \times 32,17 \text{ MPa} \times 24,73 \text{ obr/s} = 3107 \text{ W}$$

Moc strat mechanicznych w zespole „komory robocze – wał” wynikających z przyrostu $\Delta M_{P_{m}|p_n}$ momentu strat:

$$\Delta P_{P_{m}|p_n} = \Delta M_{P_{m}|p_n} \times 2\Pi n_{p|p_n} = 0,533 \text{ Nm} \times 2\Pi \times 24,73 \text{ obr/s} = 83 \text{ W}$$

Suma mocy strat:

$$\Delta P_{P_{vl}|p_n} + \Delta P_{P_{m}|p_n} = 3107 \text{ W} + 83 \text{ W} = 3190 \text{ W}$$

3. Suma $\Delta P_{P_{vl}|p_n} + \Delta P_{P_{vc}|p_n} + \Delta P_{P_{m}|p_n}$ mocy strat określonych z uwzględnieniem strat objętościowych ściskania oleju w komorach przy współczynniku zapowietrzenia $\epsilon = 0,0135$ (przy współczynniku ściśliwości $k_{lc|p_n} = 0,034$)

Dane wynikające z badań pompy:

- wydajność $q_{p|p_n} = 55,009 \text{ cm}^3/\text{obr}$;
- wydajność teoretyczna $q_{pt} = 59,668 \text{ cm}^3/\text{obr}$;
- straty objętościowe ściskania $q_{P_{vc}|p_n} = 2,026 \text{ cm}^3/\text{obr}$;
- straty objętościowe przecieków $q_{P_{vl}|p_n} = 2,633 \text{ cm}^3/\text{obr}$;
- indykowany przyrost ciśnienia $\Delta p_{p_i} = p_n = 32,17 \text{ MPa}$;
- prędkość obrotowa $n_{p|p_n} = 24,73 \text{ obr/s}$;
- przyrost momentu strat mechanicznych $\Delta M_{P_{m}|p_n} = 1,026 \text{ Nm}$.

Moc strat objętościowych ściskania w komorach roboczych określona uproszczonym wzorem:

$$\Delta P_{P_{vc}|p_n} = \frac{q_{P_{vc}|p_n} \times p_n}{2} \times n_{p|p_n} = \frac{2,026 \text{ cm}^3/\text{obr} \times 32,17 \text{ MPa}}{2} \times 24,73 \text{ obr/s} = 806 \text{ W}$$

Moc strat objętościowych przecieków w komorach roboczych:

$$\Delta P_{P_{vl}|p_n} = q_{P_{vl}|p_n} \times p_n \times n_{p|p_n} = 2,633 \text{ cm}^3/\text{obr} \times 32,17 \text{ MPa} \times 24,73 \text{ obr/s} = 2095 \text{ W}$$

Moc strat mechanicznych w zespole „komory robocze – wał” wynikających z przyrostu $\Delta M_{P_{m}|p_n}$ momentu strat:

$$\Delta P_{P_{m}|p_n} = \Delta M_{P_{m}|p_n} \times 2\Pi n_{p|p_n} = 1,026 \text{ Nm} \times 2\Pi \times 24,73 \text{ obr/s} = 159 \text{ W}$$

Suma mocy strat:

$$\Delta P_{P_{vc}|p_n} + \Delta P_{P_{vl}|p_n} + \Delta P_{P_{m}|p_n} = 806 \text{ W} + 2095 \text{ W} + 159 \text{ W} = 3060 \text{ W}$$

Suma 3218 W mocy strat objętościowych $\Delta P_{P_{vl}|p_n}$ i $\Delta P_{P_{vc}|p_n}$ w komorach roboczych i mocy $\Delta P_{P_{m}|p_n}$ strat mechanicznych w zespole „komory robocze – wał”, strat wynikających z przyrostu $\Delta p_{p_i} = p_n$ ciśnienia w komorach roboczych, określona wzorem (15), wynika z bilansu mocy $P_{Pu|p_n}$ użytecznej pompy, mocy $P_{Pc|p_n}$ konsumowanej przez pompę oraz mocy ΔP_{P_p} strat ciśnieniowych w kanałach i mocy $\Delta P_{P_{m}|\Delta p_{p_i}} = 0$ strat mechanicznych w zespole „komory robocze – wał” pompy nieobciążonej. Jest to bilans obciążony najmniejszym błędem.

Suma 3190 W mocy strat objętościowych $\Delta P_{P_{vl}|p_n}$ i mechanicznych $\Delta P_{P_{m}|p_n}$, określonych przy nieuwzględnieniu strat objętościowych ściskania oleju w komorach, wynika z dokładności oceny wydajności $q_{p|p_n}$ na obrót wału, wydajności teoretycznej q_{pt} , a więc strat objętościowych $q_{P_{vl}|p_n} = q_{pt} - q_{p|p_n}$ traktowanych jako przecieki.

Suma 3190 W mocy strat stanowi wartość rzędu 0,991 sumy 3218 W strat, co świadczy o dużej dokładności pomiarów i staranności opracowania wyników.

Jednakże nieuwzględnienie zapowietrzenia i ściśliwości oleju (a także nieokreślenie odpowiadającej im wydajności teoretycznej q_{pt} na obrót wału pompy) sprawia, że ocena strat objętościowych $q_{P_{vl}|p_n}$ przecieków w komorach roboczych oraz przyrostu $\Delta M_{P_{m}|p_n}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” jest zdeformowana. Uniemożliwia to właściwą ocenę rozwiązania konstrukcyjnego pompy jako źródła strat objętościowych i mechanicznych.

Suma 3060 W mocy strat $\Delta P_{P_{vl}|p_n} + \Delta P_{P_{vc}|p_n} + \Delta P_{P_{m}|p_n}$ określonych z uwzględnieniem strat objętościowych ściskania oleju w komorach roboczych, z wykorzystaniem współczynnika $\epsilon = 0,0135$ zapowietrzenia oleju (i współczynnika $k_{lc|p_n} = 0,034$ ściśliwości oleju) zaproponowaną metodą [10, 11], z uproszczonym wzorem

$$\Delta P_{P_{vc}|p_n} = \frac{q_{P_{vc}|p_n} \times p_n}{2} \times n_{p|p_n}$$

określającym moc strat objętościowych ściskania oleju w komorach roboczych, stanowi wartość rzędu 0,951 sumy 3218 W mocy strat określonych wzorem (15).

Różnica 3218 W – 3060 W = 158 W stanowi jednocześnie wartość rzędu 0,003 mocy $P_{Pc} = 47\,972 \text{ W}$ konsumowanej przez pompę na wale.


Ważnym zyskiem proponowanej metody jest uzyskanie możliwości oceny wielkości i proporcji strat objętościowych $q_{Pc|p_n}$ ściskania i $q_{P_{vl}|p_n}$ przecieków cieczy w komorach roboczych oraz prawidłowej oceny przyrostu $\Delta M_{P_{m}|p_n}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „komory robocze – wał” pompy.

6. Wnioski

1. Celem pracy było porównanie mocy strat energetycznych w pompie wyporowej o zmiennej wydajności, określonych bez uwzględnienia bądź z uwzględnieniem mocy ściskania oleju hydraulicznego. Ocena mocy ściskania cieczy w pompie stała się możliwa dzięki zastosowaniu, zaproponowanej przez autora, metody określenia stopnia zapowietrzenia cieczy w pompie [10,11].
2. W metodzie określenia stopnia zapowietrzenia cieczy w pompie oraz w ocenie mocy strat objętościowych ściskania w jej komorach roboczych zastosowano uproszczony wzór $(q_{pvc} \times p_n)/2$ opisujący pole pracy indykowanej strat objętościowych q_{pvc} ściskania cieczy w trakcie jednego obrotu wału przy indykowanym przyroście Δp_{pi} ciśnienia w komorach.
3. W oparciu o wyniki badań pompy HYDROMATIK A7V.58.1.R.P.F.00 [8–15], porównano sumę mocy strat objętościowych $\Delta P_{p_{vl}|p_n}$ przecieków i $\Delta P_{p_{vc}|p_n}$ ściskania oraz $\Delta P_{p_{m}|p_n}$ strat mechanicznych wynikających z przyrostu $\Delta p_{pi} = p_n$ ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy:
 - jako różnicę między mocą $P_{p_{c}|p_n}$ konsumowaną na wale a sumą: mocy użytecznej $P_{p_{u}|p_n}$, mocy ΔP_{p_p} strat ciśnieniowych w kanałach oraz mocy $\Delta P_{p_{m}|\Delta p_{pi} = 0}$ strat mechanicznych w pompie nieobciążonej (przy $\Delta p_{pi} = 0$);
 - jako sumę strat ocenionych zaproponowaną metodą [10, 11] określenia stopnia zapowietrzenia cieczy w pompie:
 - bez uwzględnienia strat objętościowych q_{pvc} ściskania oleju w komorach,
 - z uwzględnieniem strat objętościowych q_{pvc} ściskania oleju.

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: ODK SIMP we Wrocławiu, 2012.
- [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, Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP, Wrocław, 16–18 maja 2012.
- [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] PASZOTA Z.: *Method of determining the degree of liquid aeration in a variable capacity displacement pump.* „Polish Maritime Research” 3/2013, Vol. 20.
- [11] PASZOTA Z.: *Metoda określania stopnia zapowietrzenia cieczy w pompie wyporowej o zmiennej wydajności.* „Napędy i Sterowanie” 11/2013.
- [12] KORALEWSKI J.: *Wpływ lepkości i ściśliwości zapowietrzonego oleju na wyznaczenie strat objętościowych w pompie tłokowej o zmiennej wydajności.* „Napędy i Sterowanie” 11/2013.
- [13] 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.
- [14] PASZOTA Z.: *Model matematyczny strat objętościowych ściskania oleju hydraulicznego w pompie wyporowej o zmiennej wydajności.* „Napędy i Sterowanie” 10/2014.
- [15] Paszota Z.: *Mathematical model defining volumetric losses of hydraulic oil compression in a variable capacity displacement pump.* Artykuł zgłoszony do opublikowania w czasopiśmie „Polish Maritime Research”.

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

artykuł recenzowany

reklama