

Metoda sumy mocy strat jako sposób określania współczynników k_i strat energetycznych występujących w silniku hydraulicznym

Agnieszka Maczyszyn

1. Wprowadzenie

Od niedawna w literaturze dostępny jest wykres przedstawiający wzrost mocy w silniku hydraulicznym przeciwny do kierunku przepływu mocy w silniku autorstwa prof. Zygmunta Paszoty [7]. Wykres ten klarownie opisuje zależności poszczególnych mocy strat występujących w silniku hydraulicznym i relacje między nimi.

Zgodnie z rysunkiem 1, o mocach strat i o sprawności energetycznej decydują parametry wyjściowe silnika czyli prędkość kątowna ω_M i moment M_M silnika. Są to wielkości niezależne od silnika i od układu w zakresie pola pracy silnika $0 \leq \omega_M < \omega_{Mmax}$, $0 \leq M_M < M_{Mmax}$ [3, 4]. Natomiast parametry wejściowe silnika, czyli natężenie Q_M strumienia zasilającego silnik (chłonność silnika) i spadek Δp_M ciśnienia w silniku – są wielkościami zależnymi [7]. Spojrzenie Z. Paszoty umożliwia przedstawienie sprawności η_M całkowitej silnika hydraulicznego, czyli stosunku mocy użytecznej P_{Mu} na wale silnika, wymaganej przez napędzaną silnikiem maszynę, do mocy P_{Mc} konsumowanej przez silnik jako funkcji momentu M_M na wale silnika, prędkości n_M obrotowej wału i lepkości ν cieczy roboczej:

$$\eta_M = \frac{P_{Mu}}{P_{Mc}} = f(M_M, n_M, \nu)$$

W pracy [2], w której rozpoczęto opracowywanie biblioteki współczynników k_i strat energetycznych występujących w różnych typach pomp i silników hydraulicznych, konieczne było zastosowanie metody sumy mocy umożliwiającej, w oparciu o znajomość poszczególnych mocy strat występujących w badanej maszynie, określenie współczynników k_i .

Aby opracować bilans energetyczny silnika hydraulicznego stosowanego w hydrostatycznym układzie napędowym należy (zgodnie z rysunkiem 1) moce strat energetycznych dodawać do mocy wyjściowej silnika, ponieważ to parametry mocy wyjściowej decydują o mocy poszczególnych strat [7]. Takie podejście pozwoliło na opracowanie metody sumy mocy [2], która umożliwia określenie współczynników k_i strat energetycznych występujących w silniku hydraulicznym.

Praca [2] inauguruje tworzenie biblioteki współczynników k_i strat energetycznych w różnych typach pomp i silników hydraulicznych.

Streszczenie: W artykule pokazano zastosowanie metody sumy mocy strat w ocenie strat energetycznych występujących w silniku hydraulicznym obrotowym w sytuacji, gdy nie dysponujemy wszystkimi danymi laboratoryjnymi lub gdy korzystamy z danych zawartych w kartach katalogowych. Metoda ta pozwala na określenie współczynników k_i strat energetycznych występujących w silniku. Metoda sumy mocy jest oparta na spojrzeniu proponowanym przez Z. Paszotę w pracach [3–9]. Metoda polega na dodawaniu strumienia mocy strat energetycznych występujących w silniku do strumienia mocy wyjściowej i porównaniu tej sumy z mocą wejściową. Zastosowanie metody sumy mocy strat przedstawiono na przykładzie silnika hydraulicznego A6VM.

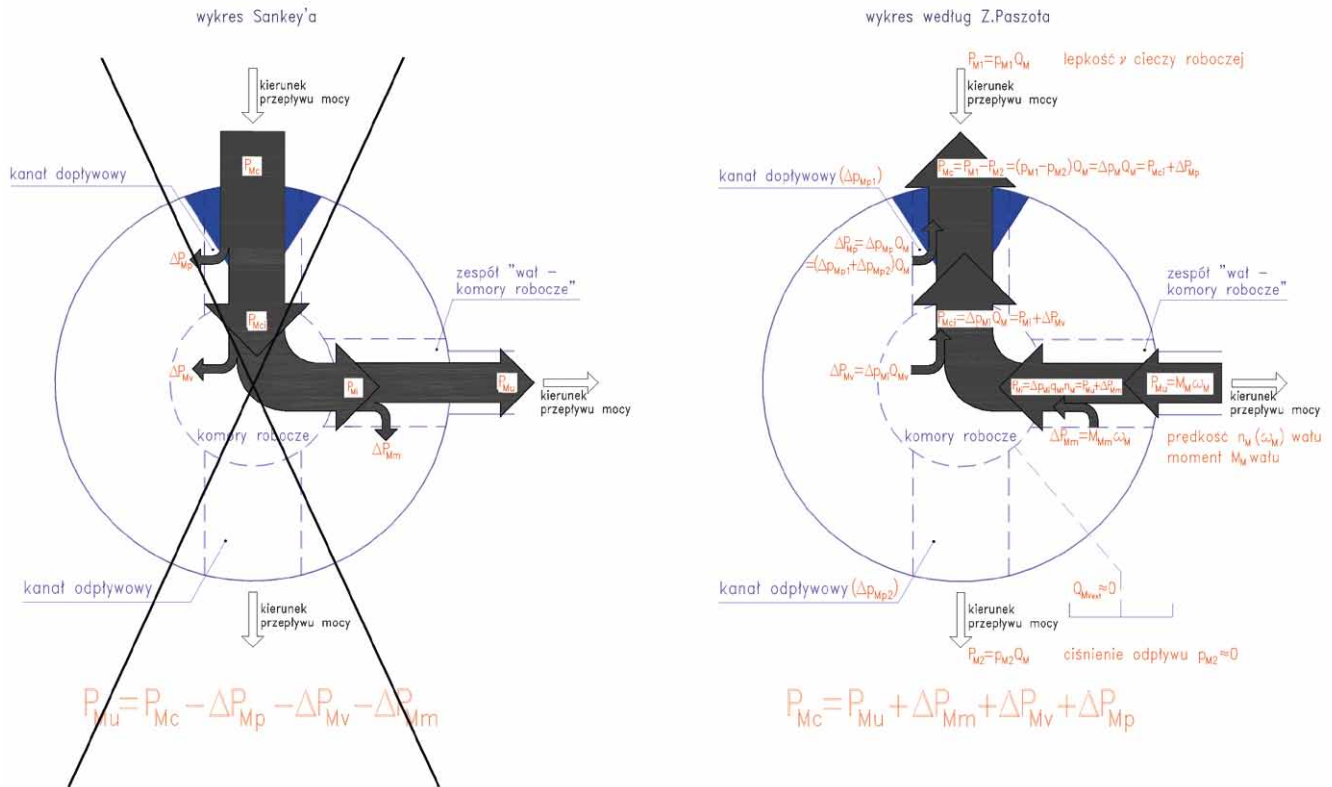
Słowa kluczowe: napęd hydrostatyczny, moce strat energetycznych, silnik hydrauliczny obrotowy

Abstract: The article shows how to use the method sum of power loss. This method allows to determine the coefficients k_i energy losses in the hydraulic motor in a situation where we do not have all the laboratory data, or when we use the data contained in the data sheets. The method sum of power loss is a method based on the look proposed by Z. Paszotę in [3–9]. The method consists in adding power flow of energy losses in the machine to power flow output, as shown in Figure 1. The method sum of power loss is shown on the example of the hydraulic rotational motor A6VM.

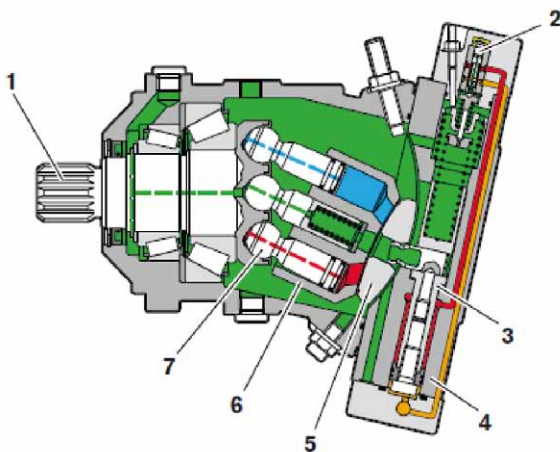
Keywords: hydrostatic drive, power of energy losses, hydraulic rotational motors

2. Silnik hydrauliczny A6VM

W silniku A6VM tłokowym osiowym, w wykonaniu firmy Bosch Rexroth, przedstawionym na rysunku 2, którego podstawowe parametry pracy zawarto w tabeli 1, tłoki usytuowane są w kierunku osiowym w wirującym bloku cylindrowym. Silniki tłokowe osiowe posiadają przeważnie nieparzystą ilość tłoków. W czasie obrotu bloku cylindrowego 6 znajdujące się w nim tłoki 7, tworząc z cylindrami komorę roboczą, łączą się kolejno z przestrzeniami dopływową i odpływową silnika hydraulicznego za pośrednictwem otworów znajdujących się w przestrzeni



Rys. 1. Wykres wzrostu mocy w silniku hydraulicznym przeciwnego do kierunku przepływu mocy, zastępujący wykres Sankey'a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy [7]



Rys. 2. Widok [12] i przekrój [10] silnika tłokowego osiowego typu A6VM o zmiennej chłonności na obrót z przechylnym blokiem cylindrów, produkcji firmy Bosch Rexroth: 1 - wał napędowy; 2 - tłok sterujący; 3 - zespół skoku tłoka sterującego; 4 - korpus, w którym umieszczony jest tłok sterujący; 5 - rozdzielacz; 6 - blok cylindrów; 7 - tłok (nurnik)

Tabela 1. Zestawienie podstawowych parametrów silnika A6VM [11]

	q_{Mt} [m ³ /obr]	n_{Mt} [s ⁻¹]	v_n [mm ² s ⁻¹]	P_n [MPa]	M_{Mt} [Nm]	P_{Mc} [kW]
A6VM55	54,8 · 10 ⁻⁶	70,0	22	40	348,9	153,4

czołowej bloku cylindrowego 6. Przy ruchu nurnika w lewo następuje powiększanie się komory roboczej, która łączy się z przestrzenią dopływową – ciśnieniową – i napełnia się cieczą. Przy ruchu nurnika w prawo następuje zmniejszanie się komory roboczej, ciecz jest wypierana do przestrzeni odpływowej – niskociśnieniowej. Podczas pracy silnika część jego komór jest napełniana cieczą roboczą, podczas gdy z innych komór ciecz jest wytlaczana do przewodu odpływowego. W silniku zastosowano sferyczną odmianę rozdzielacza 5, w którym przestrzenie połączone są z kanałami w korpusie silnika oraz z otworem dopływowym i otworem odpływowym. W silniku występują przecieki z gałęzi wysokociśnieniowej do gałęzi niskociśnieniowej, głównie w rozdzielaczu 5 silnika.

3. Metoda sumy mocy

Przy określaniu współczynników k_i strat energetycznych w silniku A6VM55 korzystano z tabel zawierających wyniki badań laboratoryjnych [11], w których podano następujące wielkości: spadek ciśnienia Δp_M w silniku; prędkość n_M obrotową silnika jako stosunek zmiany aktualnej prędkości n_M obrotowej do teoretycznej (maksymalnej) prędkości n_{Mt} obrotowej; chłonność q_{Mt} silnika na obrót wału oraz współczynnik b_M zmiany

chłonności silnika dany stosunkiem zmiennej chłonności q_{Mgv} na obrót wału do teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału, sprawność η_M całkowitą; sprawność η_{mh} „mechaniczno-hydrauliczną”; sprawność η_{Mv} objętościową. Pomiary przeprowadzono przy stałej lepkości cieczy $\nu = 22 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$.

Zgodnie z rysunkiem 1, moc P_{Mc} cieczy roboczej konsumowana przez silnik jest sumą mocy użytecznej P_{Mu} (wymaganej na wale silnika przez napędzane nim urządzenie), mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze”, mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych i mocy ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w kanałach silnika:

$$P_{Mc} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm} + \Delta P_{Mv} + \Delta P_{Mp}$$

Powyższe równanie stało się punktem wyjścia w opracowanym algorytmie, który przedstawiony został w pracy [2]. Obliczając poszczególne składowe mocy strat występujące w silniku, możliwym stało się wyznaczenie strat występujących w maszynie, a na ich podstawie – precyzyjne obliczenie współczynników k_i strat.

3.1. Moc P_{Mc} konsumowana przez silnik

Moc P_{Mc} pobierana od cieczy przez silnik hydrauliczny wynika z iloczynu spadku Δp_M ciśnienia w silniku i chłonności Q_M silnika:

$$P_{Mc} = \Delta p_M Q_M$$

Chłonność Q_M silnika, wymagana przez silnik od napędzającej go cieczy, musi być większa od natężenia równego iloczynowi $q_{Mt} n_M$ (wynikającego z teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału i z prędkości obrotowej n_M wału silnika wymaganej przez napędzane silnikiem urządzenie) z powodu występowania strat objętościowych w komorach roboczych silnika. Chłonność Q_M jest więc równa sumie natężenia $q_{Mt} n_M$ oraz natężenia Q_{Mv} strat objętościowych:

$$Q_M = q_{Mt} n_M + Q_{Mv}$$

Do poznania wielkości chłonności Q_M silnika o zmiennej chłonności q_{Mgv} na obrót wału można użyć wzoru będącego ilorzem iloczynu chłonności q_{Mgv} na obrót i prędkości obrotowej n_M wału silnika wymaganej przez napędzane silnikiem urządzenie do znanej sprawności objętościowej η_{Mv} silnika:

$$Q_M = \frac{q_{Mgv} n_M}{\eta_{Mv}} = \frac{q_{Mt} b_M n_M}{\eta_{Mv}}$$

Znając spadek Δp_M ciśnienia w silniku oraz chłonność Q_M silnika, możemy obliczyć moc P_{Mc} cieczy roboczej konsumowanej przez silnik.

3.2. Moc P_{Mu} użyteczna silnika

Moc P_{Mu} użyteczną silnika możemy obliczyć z przekształconej zależności na sprawność η_M całkowitą silnika hydraulicznego, czyli:

$$P_{Mu} = \eta_M P_{Mc}$$

Z matematycznego punktu widzenia powyższy zapis jest poprawny, choć świadczy on o spojrzeniu Sankey'owskim, wynika on jednak z konieczności określenia wartości mocy P_{Mu} użytecznej, w której zawarta jest wartość momentu M_M na wale silnika.

3.3. Moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w silniku

Moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym jest sumą mocy ΔP_{Mp1} strat ciśnieniowych w kanale dopływowym i mocy ΔP_{Mp2} strat ciśnieniowych w kanale odpływowym silnika:

$$\Delta P_{Mp} = \Delta P_{Mp1} + \Delta P_{Mp2}$$

W ogólnym przypadku, moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych jest iloczynem straty Δp_{Mp} ciśnieniowej i natężenia Q_M strumienia cieczy:

$$\Delta P_{Mp} = \Delta p_{Mp} Q_M$$

Zgodnie z powyższym, wzór opisujący moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym przyjmie postać:

$$\Delta P_{Mp} = \Delta P_{Mp1} + \Delta P_{Mp2} = \Delta p_{Mp1} Q_M + \Delta p_{Mp2} Q_{M2}$$

W silniku obrotowym natężenie Q_{M2} strumienia cieczy w kanale odpływowym jest praktycznie równe natężeniu strumienia cieczy w kanale dopływowym (czyli chłonności Q_M silnika) $\rightarrow Q_{M2} = Q_M$, możemy zatem zapisać, że moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w silniku jest równa:

$$\Delta P_{Mp} = (\Delta p_{Mp1} + \Delta p_{Mp2}) Q_M = \Delta p_{Mp} Q_M$$

W celu wyznaczenia strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach silnika (opory przepływu oraz straty w rozdzielaczu) skorzystano z danych laboratoryjnych J. Koralewskiego zawartych w [1], przyjęto wielkość strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach silnika równą wartościom strat występujących w pompie A7V.58. DR.1.R.P.F.00, będącej bliźniaczą jednostką silnika A6VM. Podyktowane to jest również faktem, iż materiały [11], w których przedstawiono dane laboratoryjne, dotyczą całego typoszeregu silników, których chłonność na obrót mieści się w przedziale: $28,1 \cdot 10^{-6} \div 200 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{obr}$, a prędkość obrotowa zmienia się w zakresie: $88,33 \div 45,83 \text{ obr/s}$.

Wielkość strat Δp_{pp} ciśnieniowych w kanałach pompy A7V.58.DR.1.R.P.F.00 wyniosła [1], uwzględniając lepkość $\nu = 22 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$, przy której badano silnik hydrauliczny:

$$\Delta p_{pp} = k_3 p_n \left(\frac{Q_p}{Q_{pt}} \right)^{a_{qp}} \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{vp}} =$$

$$= 0,0012 \cdot 32 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{1472,5 \cdot 10^{-6}}{1472,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{1,76} \cdot \left(\frac{22}{35} \right)^{0,26}$$

$$\Delta p_{p|Q_p=Q_{pt};v} = 0,034 [\text{MPa}]$$

Zatem straty Δp_{Mp} ciśnieniowe w kanałach silnika A6VM55 będą wynosiły, zgodnie ze wzorem:

$$\Delta p_{Mp} = k_8 p_n \left(\frac{Q_M}{Q_{Pt}} \right)^{a_{Qp}} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vp}}$$

z uwagi na fakt, iż badania silnika A6VM55 przeprowadzono przy jednej stałej wartości lepkości oleju hydraulicznego wy-

noszącej $v = 22 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$, wyrażenie $\left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vp}}$ przyjęto równe

jeden. Wykładnik potęgowy a_{Qp} wpływu natężenia Q_M cieczy w kanałach na straty ciśnieniowe Δp_{Mp} przyjęto równy 1,78, opierając się na badaniach [1], które przeprowadzono przy zmieniającej się lepkości oleju hydraulicznego w zakresie od $14,53 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ do $91,16 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$. Uwzględniając zmianę prędkości z n_{pt} do n_{Mt} silnika oraz chłonności:

$$\Delta p_{Mp} = \Delta p_{p|Q_p=Q_{pt};v} \left(\frac{Q_M}{Q_{Pt}} \right)^{1,78}$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{Mp} &= 0,034 [\text{MPa}] \cdot \left(\frac{54,8 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3 / \text{obr}] \cdot 70 [\text{s}^{-1}]}{58 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3 / \text{obr}] \cdot 25 [\text{s}^{-1}]} \right)^{1,78} = \\ &= 0,192 [\text{MPa}] \end{aligned}$$

Współczynnik k_8 strat ciśnieniowych w kanałach wewnętrznych silnika hydraulicznego A6VM55, przy natężeniu przepływu równym teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy, względem ciśnienia p_n nominalnego układu wyniesie:

$$k_8 = \frac{\Delta p_{Mp|Q_M=Q_{pt};v}}{p_{Mn}} = \frac{0,192 [\text{MPa}]}{40 [\text{MPa}]} = 0,005$$

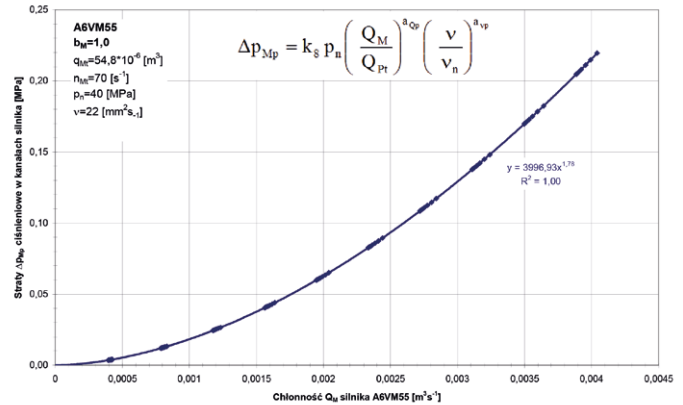
Znając wartość współczynnika k_8 , można wyznaczyć wartość strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach silnika z zależności:

$$\Delta p_{Mp} = k_8 p_n \left(\frac{Q_M}{Q_{Pt}} \right)^{a_{Qp}} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vp}}$$

Obliczone w powyższy sposób wartości strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach silnika A6VM55 jako funkcja chłonności Q_M silnika przedstawione zostały na rysunku 3.

3.4. Moc ΔP_{Mv} strat objętościowych w silniku

Moc ΔP_{Mv} strat objętościowych w silniku jest iloczynem natężenia Q_{Mv} strat objętościowych (głównie natężenia przecieków wewnętrznych między roboczymi komorami dopływowymi a odpływowymi) oraz spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego



Rys. 3. Straty Δp_{Mp} ciśnieniowe w kanałach silnika A6VM55 jako funkcja chłonności Q_M silnika

między ciśnieniem p_{Mi} w komorach dopływowych silnika a ciśnieniem p_{M2i} w komorach odpływowych silnika:

$$\Delta P_{Mv} = Q_{Mv} \Delta p_{Mi} = Q_{Mv} (p_{Mi} - p_{M2i})$$

Spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika wraz ze stratami Δp_{Mp} ciśnieniowymi w kanałach silnika daje nam spadek Δp_M ciśnienia w silniku:

$$\Delta p_M = \Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp}$$

Przekształcając powyższą zależność, możemy wyznaczyć spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika:

$$\Delta p_{Mi} = \Delta p_M - \Delta p_{Mp}$$

W celu obliczenia natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika, możemy wykorzystać zależność:

$$Q_{Mv} = Q_M - b_M Q_{Mt} n_{Mt}$$

Chcąc wyznaczyć współczynnik k_9 strat objętościowych Q_{Mv} w silniku hydraulicznym należy skorzystać ze wzoru:

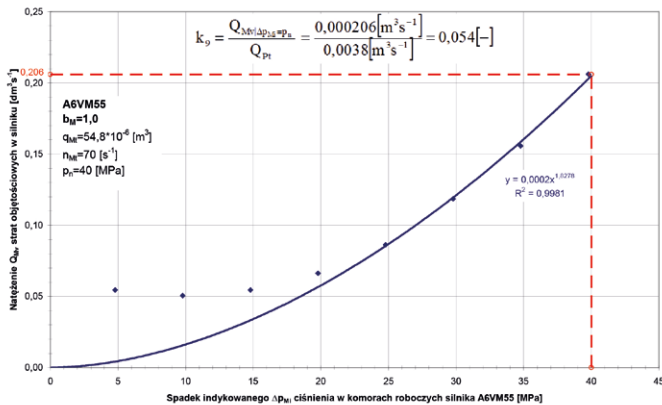
$$k_9 = \frac{Q_{Mv|\Delta p_{Mi}=p_n}}{Q_{Pt}}$$

do którego wartości zostały odczytane z rysunku 4.

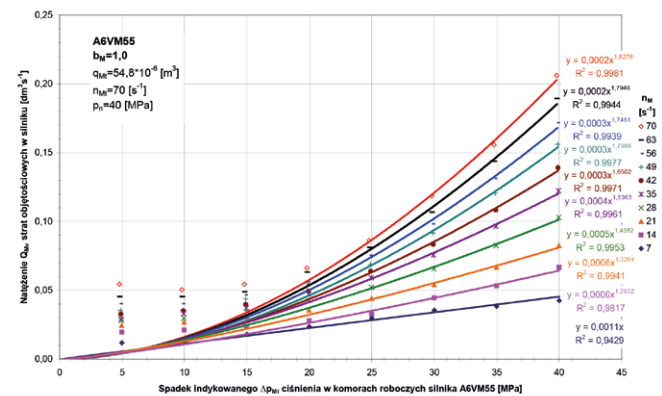
$$k_9 = \frac{0,000206 [\text{m}^3\text{s}^{-1}]}{0,0038 [\text{m}^3\text{s}^{-1}]} = 0,054 [-]$$

Znając wartość spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych oraz wartość natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w silniku, można obliczyć wartości mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych występujących w silniku.

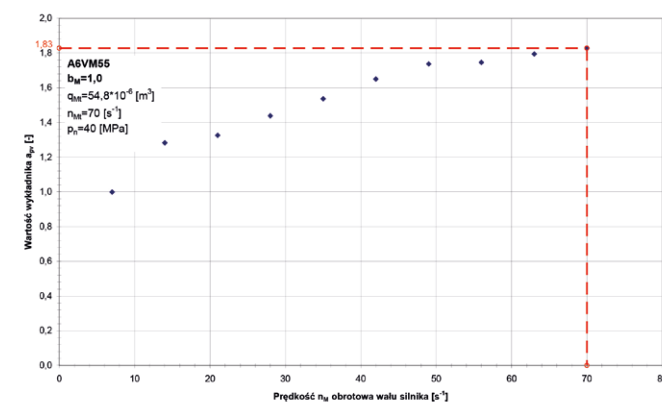
Wykreślając zależność natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika jako funkcję spadku indyko-



Rys. 4. Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika A6VM55 jako funkcja spadku indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika



Rys. 5. Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika A6VM55 jako funkcja spadku indykowanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika, przy ustalonych prędkościach n_M obrotowych wału silnika



Rys. 6. Wartość wykładnika a_{pv} (w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia Q_{Mv} strat objętościowych od spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika hydraulicznego) jako funkcja prędkości n_M obrotowej wału silnika A5VM55

wanego Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika przy ustalonych prędkościach n_M obrotowych wału (rysunek 5), otrzymamy dane pozwalające określić wykładnik a_{pv} , który został przedstawiony na rysunku 6.

3.5. Moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze” silnika

Zgodnie z równaniem stanowiącym podstawę opracowanego algorytmu moc P_{Mc} cieczy roboczej konsumowanej przez silnik jest sumą mocy P_{Mu} użytecznej i mocy strat występujących w silniku. Moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze” możemy więc, po przekształceniu, obliczyć jako:

$$\Delta P_{Mm} = P_{Mc} - P_{Mu} - \Delta P_{Mv} - \Delta P_{Mp}$$

Moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym jest mocą strat związanych z siłami tarcia mechanicznego i z siłami bezwładności elementów ruchomych w zespole konstrukcyjnym przenoszącym moc mechaniczną od elementów ruchomych w komorach roboczych do wału silnika obrotowego.

Moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych jest iloczynem momentu M_{Mm} strat mechanicznych oraz prędkości kątowej ω_M wału silnika:

$$\Delta P_{Mm} = M_{Mm} \cdot \omega_M$$

Zatem moment M_{Mm} strat mechanicznych wyznaczony z powyższej zależności będzie równy:

$$M_{Mm} = \frac{\Delta P_{Mm}}{\omega_M}$$

Moment M_{Mi} indykowany w komorach roboczych silnika jest równy sumie momentu M_M obciążającego wał silnika i momentu M_{Mm} strat mechanicznych:

$$M_{Mi} = M_M + M_{Mm}$$

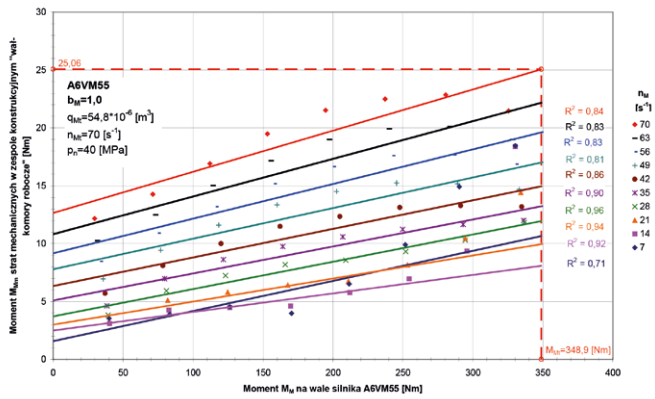
Moment M_{Mi} indykowany w komorach roboczych silnika może zostać również wyliczony z zależności:

$$\frac{q_{Mi} \Delta p_{Mi}}{2\pi} = M_{Mi}$$

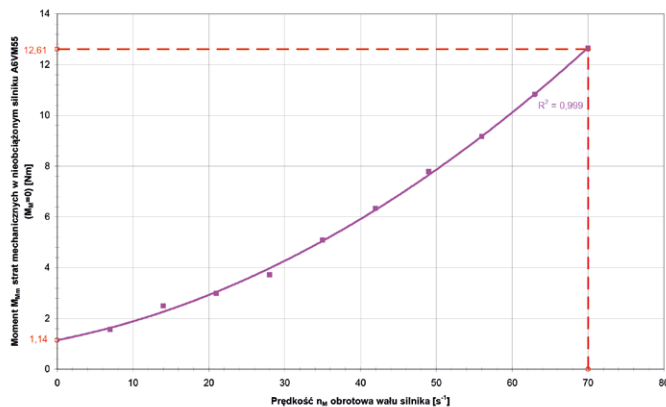
Wartość momentu M_{Mm} strat w silniku o geometrycznej (zmiennej) chłonności na obrót wału obliczono zgodnie z zależnościami podanymi przez Z. Paszotę w [5]:

$$M_{Mm|/M_M, n_M, b_M, v} = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_M}{n_{Mt}} b_M \right) M_{Mi} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}} + k_{7.2} M_M = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_M}{n_{Mt}} b_M \right) \frac{q_{Mi} p_n}{2\pi} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}} + k_{7.2} M_M$$

Uwzględniając stałą lepkość oleju hydraulicznego, człon $\left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}}$ przyjęto równy 1, zatem wzór opisujący moment M_{Mm} strat przyjmie następującą postać:



Rys. 7. Moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze” jako funkcja momentu M_M na wale silnika A6VM55



Rys. 8. Moment strat mechanicznych w nieobciążonym silniku ($M_M = 0$) jako funkcja prędkości n_M obrotowej wału silnika A6VM55

$$M_{Mm|M_M=n_M, n_M=b_M, v} = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_M}{n_{Mn}} b_M \right) M_{Mt} + k_{7.2} M_M$$

Współczynnik $k_{7.1.1}$ obliczono z zależności:

$$k_{7.1.1} = \frac{M_{Mm|M_M=0, n_M=b_M, v}}{M_{Mt}} = \frac{M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{\frac{q_{Mt} p_n}{2\pi}}$$

dla którego wartość momentu M_{Mm} strat mechanicznych odczytano z rysunku 8.

$$k_{7.1.1} = \frac{1,14 [Nm]}{348,9 [Nm]} = 0,003$$

Współczynnik $k_{7.1.2}$ obliczono z zależności:

$$k_{7.1.2} = \frac{M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mn}, b_M=1, v_n} - M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}}$$

Tabela 2. Zestawienie współczynników k_i strat energetycznych występujących w silniku A6VM55

A6VM55		$v = 22 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$
		$q_{Mt} = 54,8 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$ $b_M \neq \text{const.}$ $n_{Mn} = 70 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ $p_n = 40 \text{ [MPa]}$ $P_{Mc} = 153,4 \text{ [kW]}$
M_{Mm}	$k_{7.1.1} =$	0,003
	$k_{7.1.2} =$	0,033
	$a_{vm} =$	-
Q_{Mv}	$k_{7.2} =$	0,036
	$k_p =$	0,054
	$a_{pv} =$	1,83
Δp_{Mp}	$a_{v-v} =$	-
	$a_{n-v} =$	-
	$k_8 =$	0,005
	$a_{Qp} =$	1,78
	$a_{vp} =$	-

dla którego wartość momentów M_{Mm} strat mechanicznych odczytano z rysunku 8.

$$k_{7.1.2} = \frac{12,61 [Nm] - 1,14 [Nm]}{348,9 [Nm]} = 0,033$$

Współczynnik $k_{7.2}$ obliczono z zależności:

$$k_{7.2} = \frac{M_{Mm|M_M=M_{Mt}, n_M=n_{Mn}, b_M=1, v_n} - M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mn}, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}}$$

dla którego wartość momentu $M_{Mm|M_M=M_{Mt}, n_M=n_{Mn}, b_M=1, v_n}$ strat mechanicznych w silniku obciążonym momentem M_{Mt} teoretycznym odczytano z rysunku 7, natomiast wartość momentu $M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mn}, b_M=1, v_n}$ strat mechanicznych w nieobciążonym silniku odczytano z rysunku 8.

$$k_{7.2} = \frac{25,06 [Nm] - 12,61 [Nm]}{348,9 [Nm]} = 0,036$$

Przedstawiona metoda sumy mocy umożliwiła obliczenie współczynników k_i strat energetycznych występujących w silniku A6VM, które zostały przedstawione w tabeli 2.

3.6. Współczynniki k_i strat energetycznych

Wykładniki a_{vm} , a_{v-v} i a_{pv} mówiące o wpływie lepkości v cieczy roboczej na poszczególne rodzaje strat (m – mechaniczne; v – objętościowe, p – ciśnieniowe) zostały pominięte, gdyż badania

zostały przeprowadzone tylko dla jednej lepkości cieczy roboczej wynoszącej $22 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$.

Współczynnik $k_{7,1}$ momentu M_{Mm} strat mechanicznych stanowi sumę współczynników $k_{7,1,1}$ i $k_{7,1,2}$, dostarcza nam informację o stratach spowodowanych tarciami między elementami konstrukcji (np. łożyska), jak również tarciami między cieczą wypełniającą karter a blokiem cylindrowym, tarciami wirującego bloku cylindrowego a nieruchomym rozdzielaczem.

Współczynnik $k_{7,2}$ momentu M_{Mm} strat mechanicznych mówi o wielkości przyrostu ΔM_{Mm} momentu strat mechanicznych w silniku, będącego skutkiem wzrostu obciążenia, czyli momentu M_M na wale silnika.

Współczynnik k_8 strat Δp_{Mp} ciśnieniowych mówi o wielkości strat występujących w kanałach wewnętrznych i w rozdzielaczu maszyny. Straty te są głównie efektem miejscowych strat ciśnienia, wynikających ze zmiany kierunku i prędkości przepływającego strumienia.

Współczynnik k_9 natężenia strat objętościowych w komorach roboczych silnika hydraulicznego dostarcza nam informacji o stratach związanych przede wszystkim z przeciekami czynnika roboczego przez szczeliny między elementami wyporowymi a ściankami komór roboczych, elementami rozdzielacza (jeżeli został zastosowany) oraz stratami związanymi z efektem zmiany objętości roboczej silnika jak również zmiany wysokości szczelin w wyniku zmian ciśnienia i temperatury.

Wartość wykładnika a_{Qp} mówi o wpływie natężenia Q_M cieczy w kanałach na straty ciśnieniowe Δp_{Mp} .

Wartość wykładnika a_{pv} mówi o wpływie indykowanego spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych. Jego wartość informuje nas zarówno o charakterze przepływu cieczy roboczej, jak i o wpływie zmian szczelin w silniku.

4. Podsumowanie

1. W artykule przedstawiono metodę sumy mocy, która służy wyznaczaniu współczynników k_i strat energetycznych występujących w silnikach hydraulicznych w sytuacji, gdy nie dysponujemy wszystkimi danymi laboratoryjnymi lub gdy korzystamy z danych zawartych w kartach katalogowych. Uzyskane w ten sposób współczynniki k_i strat umożliwiają ocenę energetyczną maszyn waporowych z wykorzystaniem spojrzenia na straty proponowanego przez Z. Paszotę w pracach [3–8].
2. Współczynniki k_i strat energetycznych zostały skonstruowane w taki sposób, aby otrzymać względną wartość poszczególnych strat w elemencie układu hydrostatycznego (w pompie, w silniku hydraulicznym, ale także w przewodach i w zespole sterowania dławieniowego prędkości silnika). Umożliwiają one ocenę proporcji i wielkości strat oraz ocenę wartości sprawności energetycznej elementu (objętościowej, ciśnieniowej, mechanicznej), będącej skutkiem strat występujących przy ciśnieniu nominalnym p_n pracy układu, w którym element jest zastosowany. W efekcie, dzięki znajomości współczynników k_i poszczególnych strat, możliwe jest określenie strat i sprawności energetycznej elementów pracujących w układzie napędowym (całkowitej, objętościowej, ciśnieniowej, mechanicznej), a także sprawności całkowitej


układu o określonej strukturze sterowania prędkości silnika jako funkcji współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości i współczynnika \bar{M}_M obciążenia silnika hydraulicznego oraz lepkości ν oleju hydraulicznego [9].

3. Wykorzystany model matematyczny (zdefiniowany w [6]) momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym o geometrycznej chłonności q_{Mgv} na obrót wału zakłada proporcjonalny przyrost momentu $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych w silniku nieobciążonym, wynikający ze wzrostu prędkości n_M wału silnika, zaś w silniku A6VM55 uzyskano przebieg nieproporcjonalny. Z kolei w badaniach innych jednostek [2, 13], np. PTO2-16 ($q_{Mt} = 12,74 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3/\text{obr}]$; $n_M = 21,54 [\text{s}^{-1}]$) przyrost momentu $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych wynikający ze wzrostu prędkości n_M miał przebieg liniowy ($R^2 = 0,995$), a więc potwierdzający model matematyczny momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym. W dalszych badaniach należy zwrócić uwagę na ten problem.
4. Tabela 2, zestawiająca współczynniki k_i strat energetycznych w silniku A6VM55, w przejrzysty sposób dostarcza nam informacji o wielkości i proporcji poszczególnych strat występujących w tym silniku. Zestawienie współczynników k_i strat w przypadku innych typów maszyn waporowych w znacznym stopniu przyczyniłoby się do poprawy jakości i szybkości pracy projektantów układów napędu hydrostatycznego.

Literatura

- [1] KORALEWSKI J.: *Wpływ lepkości na straty energetyczne w pompie tłokowej o zmiennej wydajności*. Raport merytoryczny promotor-skiego projektu badawczego Nr rej. N N504 4684 33, nr umowy 4684/TO2/2007/33.
- [2] MACZYSZYN A.: *Analiza energetyczna konstrukcji waporowych maszyn obrotowych stosowanych w przekładniach hydrostatycznych*. Praca doktorska. Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Gdańsk 2014.
- [3] PASZOTA Z.: *Parametry badań sprawności energetycznej pomp i silników hydraulicznych. Pole pracy układu napędu hydrostatycznego*. „Napędy i Sterowanie” 11/2009.
- [4] PASZOTA Z.: *The operating field of a hydrostatic drive system parameters of the energy efficiency investigations of pumps and hydraulic motor*. „Polish Maritime Research” 4(62)/2009.
- [5] PASZOTA Z.: *Straty energetyczne w silniku hydraulicznym obrotowym – definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego*. Rozdział w monografii p.t.: *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych* pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder 2010”. Instytut Techniki Górniczej „Komag”, Gliwice 2010, s. 31–54.
- [6] PASZOTA Z.: *Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym stosowanym w napędzie hydrostatycznym*. Rozdział w monografii pt.: *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych* pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder 2010”. Centrum Mechanizacji Górniczej „Komag”, Gliwice 2010, s. 123–137.

-
- [7] PASZOTA Z.: *Hydrostatic drives as safe and energy saving machines. The drive investigation method compatible with the diagram of power increase opposite to the direction of power flow.* „Polish Maritime Research” 1(68)/2011.
- [8] 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(73)/2012.
- [9] PASZOTA Z.: *Współczynniki k, strat energetycznych w elementach napędu hydrostatycznego.* Rozdział w monografii pt.: *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych* pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder 2013”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2013, s. 91–113.
- [10] Instrukcja obsługi silnika A6VM firmy Bosch Rexroth RE 91604-01-B/01.2012
- [11] Materiały firmy Bosch-Rexroth API 309-09/92
- [12] Materiały firmy Bosch-Rexroth Sp. z o.o. <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&VHist=g54069,g61367&PageID=m3726> na dzień: 20-12-2013
- [13] CZYŃSKI M.: *Badania laboratoryjne modelu sprawności energetycznej przekładni hydrostatycznej.* Praca doktorska, Politechnika Szczecińska, Wydział Techniki Morskiej, Szczecin 2005.

 dr inż. Agnieszka Maczyszyn – Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Politechnika Gdańska
e-mail: agnieszka.maczyszyn@pg.gda.pl

artykuł recenzowany