

Straty i sprawność energetyczna silników i układów napędowych

Zygmunt Paszota

Zastąpienie wykresu Sankeya spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy wykresem wzrostu mocy przeciwnego do kierunku przepływu mocy otwiera nową perspektywę badań silników i układów napędowych

Wprowadzenie

Straty i sprawność energetyczna każdego silnika napędowego muszą być przedstawiane jako funkcje wielkości fizycznych niezależnych od występujących w silniku strat. Takimi wielkościami są prędkość i obciążenie wymagane przez napędzaną silnikiem maszynę lub urządzenie, zmieniające się w polu pracy napędu. Prędkość i obciążenie silnika decydują o chwilowej mocy użytecznej silnika oraz w zróżnicowany sposób o występujących w silniku odmianach i wielkościach strat.

Tymczasem straty i sprawność energetyczna hydrostatycznych silników i układów napędowych oceniane są przez badaczy i producentów jako funkcje parametrów, które same zależą od strat. Przykładem złej interpretacji może być przedstawianie sprawności energetycznej hydrostatycznych obrotowych silników wyporowych jako zależności od natężenia strumienia cieczy zasilającej silnik oraz od spadku ciśnienia w silniku.

Podobnie przedstawiana jest sprawność energetyczna silników przepływowych – turbin.

Przyczyną takiej sytuacji jest tradycyjne, szeroko rozpowszechnione, lecz jednocześnie mylne spojrzenie na przebieg mocy w silnikach i w układach napędowych reprezentowane wykresem Sankeya spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy.

Konieczne jest zastąpienie wykresu Sankeya proponowanym wykresem wzrostu mocy w silniku i w układzie napędowym przeciwnego do kierunku przepływu mocy [1–24].

Proponowane spojrzenie na straty i sprawność energetyczną powinno być zastosowane w rozważaniu wszystkich odmian silników i układów napędowych, między innymi:

- tłokowych silników spalinowych;
- silników przepływowych – turbin;
- silników elektrycznych;
- hydrostatycznych silników wyporowych;
- okrętowych śrub napędowych.

Celem artykułu jest pokazanie problemów wynikających z powyższych postulatów na przykładzie pracy silnika wyporowego pracującego w hydrostatycznym układzie napędowym.

Aby umożliwić obiektywną ocenę zachowania energetycznego różnych odmian i wielkości silników i układów, należy opisywać oraz porównywać straty i sprawność energetyczną jako zależne od współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości i współczynnika \bar{M}_M

Streszczenie: Straty i sprawność energetyczna każdego silnika napędowego muszą być przedstawiane jako funkcje wielkości fizycznych niezależnych od występujących w silniku strat. Takimi wielkościami są prędkość i obciążenie wymagane przez napędzaną silnikiem maszynę lub urządzenie, zmieniające się w polu pracy napędu. Prędkość i obciążenie silnika decydują o chwilowej mocy użytecznej silnika oraz w zróżnicowany sposób o występujących w silniku odmianach i wielkościach strat.

Tymczasem straty i sprawność energetyczna hydrostatycznych silników i układów napędowych oceniane są przez badaczy i producentów jako funkcje parametrów, które same zależą od strat. Podstawową przyczyną takiej sytuacji jest tradycyjne, szeroko rozpowszechnione i jednocześnie mylne, spojrzenie na przebieg mocy w silnikach i w układach napędowych reprezentowane wykresem Sankeya spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy.

Konieczne jest zastąpienie wykresu Sankeya proponowanym wykresem wzrostu mocy w silniku i w układzie napędowym przeciwnego do kierunku przepływu mocy. Proponowane spojrzenie na straty i sprawność energetyczną powinno być zastosowane w rozważaniu wszystkich odmian silników i układów napędowych. Celem artykułu jest pokazanie problemów wynikających z powyższych postulatów na przykładzie pracy silnika wyporowego pracującego w hydrostatycznym układzie napędowym.

Aby umożliwić obiektywną ocenę zachowania energetycznego różnych odmian i wielkości silników i układów napędowych, należy opisywać oraz porównywać straty i sprawność energetyczną jako zależne od współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości i współczynnika \bar{M}_M obciążenia silnika zmieniających się w polu ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) pracy układu napędowego.

Przedstawione propozycje otwierają nową perspektywę nieuniknionych badań silników i układów napędowych, umożliwiającą obiektywne porównywanie sprawności energetycznej różnych odmian silników i układów.

Słowa kluczowe: silniki i układy napędowe, straty i sprawność energetyczna, zastąpienie wykresu Sankeya, otwarcie nowego pola badań

obciążenia silnika zmieniających się w polu ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) pracy układu napędowego.

Przedstawione propozycje otwierają nową perspektywę nieuniknionych badań silników i układów napędowych, umożliwiającą obiektywne porównywanie sprawności energetycznej różnych odmian silników i układów napędowych.

Parametry niezależne i zależne pracy silnika i układu napędowego na przykładzie pracy silnika wyporowego w hydrostatycznym układzie napędowym

Praca silnika hydraulicznego, obrotowego bądź liniowego, jako elementu układu napędu i sterowania hydrostatycznego, elementu związanego bezpośrednio z napędzaną układem maszyną (urządzeniem), musi sprostać parametrom wymaganym w danej chwili przez napędzaną układem maszyną (prędkości ω_M (n_M) wału bądź v_M tłoczyska, jak i obciążeniu M_M wału bądź F_M tłoczyska), a także warunkom wynikającym z wymaganego kierunku ruchu maszyny.

Parametry mechaniczne pracującego silnika (prędkość ω_M (n_M) lub v_M bądź obciążenie M_M lub F_M) zmieniają się w granicach od zera do wartości maksymalnych ω_{Mmax} (n_{Mmax}) lub v_{Mmax} , bądź M_{Mmax} , lub F_{Mmax} .

Wymagana aktualna prędkość ω_M (n_M) lub v_M i wymagane aktualne obciążenie M_M lub F_M napędzanej maszyny wynikają z cyklu jej pracy i postawionych maszynie zadań. Aktualne wielkości prędkości i obciążenia napędzanej maszyny są wielkościami niezależnymi od rodzaju i struktury sterowania układu napędzającego maszyną (np. układu elektrycznego lub hydrostatycznego).

Aktualna prędkość i aktualne obciążenie maszyny napędzanej układem hydrostatycznym mają bezpośredni lub pośredni wpływ na straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe występujące w silniku hydraulicznym, w pompie i w pozostałych elementach układu o określonej strukturze sterowania prędkości silnika, na straty, które są również rezultatem lepkości zastosowanej cieczy roboczej (oleju hydraulicznego).

Aktualna prędkość ω_M (n_M) lub v_M i aktualne obciążenie M_M lub F_M napędzanej maszyny mają, w konsekwencji, wpływ na aktualną chłonność Q_M i na aktualny spadek Δp_M ciśnienia w silniku hydraulicznym, a także (w zależności od zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika) na aktualną wydajność Q_P oraz ciśnienie p_{P2} tłoczenia pompy zastosowanej w układzie napędowym.

Jeśli w efekcie rosnącej, wymaganej przez napędzaną maszyną (urządzenie) w jej cyklu pracy, prędkości roboczej ω_M (n_M) lub v_M silnika hydraulicznego, bądź w efekcie rosnącego, wymaganego przez maszynę, obciążenia M_M lub F_M silnika, a także w efekcie strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych występujących w elementach hydrostatycznego układu napędowego wykorzystane zostaną maksymalne możliwości pracy układu napędowego, określone maksymalną wydajnością Q_{Pmax} pompy bądź maksymalnym ciśnieniem p_{P2max} w przewodzie tłocznym pompy, ograniczonym do poziomu ciśnienia nominalnego p_n układu, wówczas dalszy wzrost ω_M (n_M) lub v_M , bądź M_M , lub F_M nie będzie możliwy.

Maksymalna wydajność Q_{Pmax} pompy jest niższa od jej wydajności teoretycznej Q_{Pt} . Wydajność teoretyczna Q_{Pt} pompy wynikałaby z iloczynu teoretycznej wydajności q_{Pt} na obrót wału pompy i z prędkości n_{P0} wału pompy nieobciążonej. Wydajność Q_{Pmax} pompy wynika natomiast z prędkości n_P pompy obciążonej, która jest niższa od prędkości n_{P0} . W pompie występują jednocześnie straty objętościowe.

Ciśnienie nominalne p_n układu jest maksymalnym dopuszczalnym ciśnieniem p_{P2max} ciągłej jego pracy określanym w przewodzie tłocznym pompy.

Maksymalne wartości ω_{Mmax} (n_{Mmax}) lub v_{Mmax} prędkości i M_{Mmax} lub F_{Mmax} obciążenia silnika hydraulicznego zasto-

sowanego w hydrostatycznym układzie napędowym są ograniczone wydajnością maksymalną Q_{Pmax} pompy i ciśnieniem p_n nominalnym pracy układu (pompy), a także występującymi wówczas stratami mechanicznymi, objętościowymi i ciśnieniowymi w pozostałych elementach układu, które są również rezultatem lepkości cieczy roboczej. Wartości ω_{Mmax} (n_{Mmax}) lub v_{Mmax} , bądź M_{Mmax} , lub F_{Mmax} są więc wielkościami zależnymi.

Aktualne parametry mechaniczne pracy silnika hydraulicznego zastosowanego w hydrostatycznym układzie napędowym, tzn. aktualna prędkość ω_M (n_M) lub v_M i aktualne obciążenie M_M lub F_M silnika są w silniku wielkościami niezależnymi, decydującymi o stratach, a także o parametrach hydraulicznych silnika, którymi są aktualna chłonność Q_M silnika i aktualny spadek Δp_M ciśnienia w silniku (zależne ponadto od strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych w silniku). Aktualna chłonność Q_M silnika i aktualny spadek Δp_M ciśnienia są w silniku wielkościami zależnymi.

W polu pracy ($0 \leq \omega_M$ (n_M) $< \omega_{Mmax}$ (n_{Mmax}), $0 \leq M_M < M_{Mmax}$) lub ($0 \leq v_M < v_{Mmax}$, $0 \leq F_M < F_{Mmax}$) silnika hydraulicznego (hydrostatycznego układu napędowego) należy rozważać ciśnienia i natężenia występujące w układzie, a także straty energetyczne w silniku, w pompie (i w całym układzie), moce strat energetycznych i sprawności energetyczne elementów układu a w efekcie – moment M_P , którym pompa układu obciąża napędzający ją silnik (elektryczny, spalinowy), jak również prędkość n_P , z którą ten silnik napędza pompę, jako funkcje aktualnej prędkości ω_M (n_M) lub v_M i aktualnego obciążenia M_M lub F_M wymaganych przez napędzaną układem maszyną (urządzenie).

Spadek prędkości n_P , z którą silnik (elektryczny, spalinowy) napędza pompę, związany jest ze wzrostem momentu M_P , którym pompa obciąża silnik. Spadek ten zależy od charakterystyki pracy silnika, który nie wchodzi w skład hydrostatycznego układu napędowego. Prędkość n_P napędu pompy należy więc traktować jako parametr niezależny od układu (od pompy).

Współczynniki bezwymiarowe parametrów pracy silnika hydraulicznego, współczynniki strat energetycznych w elementach układu

Sprawność energetyczną elementów i całego hydrostatycznego układu napędowego opisuje się modelami matematycznymi jako funkcje wielkości bezwymiarowych, a więc jako funkcje współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości oraz współczynnika \bar{M}_M obciążenia silnika hydraulicznego (hydrostatycznego układu napędowego).

Aktualna prędkość kątowna ω_M (obrotowa n_M) wymagana od silnika obrotowego bądź liniowa v_M wymagana od silnika liniowego pracującego w hydrostatycznym układzie napędowym zastąpione są w modelach matematycznych sprawności energetycznej bezwymiarowym współczynnikiem prędkości silnika:

$$\bar{\omega}_M = \frac{\omega_M}{\omega_{Mt}} = \frac{n_M}{n_{Mt}} = \frac{\omega_M q_{Mt}}{2\pi Q_{Pt}} = \frac{n_M q_{Mt}}{Q_{Pt}}$$

bądź

$$\bar{\omega}_M = \frac{v_M}{v_{Mt}} = \frac{v_M S_{M1}}{Q_{Pt}}$$

Współczynnik $\bar{\omega}_M$ prędkości silnika hydraulicznego obrotowego jest stosunkiem aktualnej prędkości kątowej ω_M (obrotowej n_M), wymaganej od silnika przez napędzaną nim maszynę, do

$$\text{teoretycznej prędkości kątowej } \omega_{Mt} = \frac{2\Pi Q_{Pt}}{q_{Mt}}$$

$$(\text{teoretycznej prędkości obrotowej } n_{Mt} = \frac{Q_{Pt}}{q_{Mt}}),$$

która wynikałaby z teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy napędzającej silnik i z teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału silnika. Prędkość ω_{Mt} (n_{Mt}) byłaby możliwa do osiągnięcia przy założeniu, że w hydrostatycznym układzie napędowym (w tym w pompie i w silniku hydraulicznym) nie występują straty objętościowe, zaś pompa napędzana jest silnikiem (elektrycznym, spalinowym) pracującym ze stałą prędkością obrotową $n_p = n_{p0}$ niezależną od jego obciążenia.

Teoretyczna prędkość kątowa ω_{Mt} (obrotowa n_{Mt}) silnika obrotowego jest traktowana jako stała wielkość odniesienia dla aktualnej prędkości kątowej $\bar{\omega}_M$ (obrotowej n_M) pracy silnika.

Współczynnik prędkości silnika hydraulicznego liniowego jest stosunkiem aktualnej prędkości liniowej v_M , wymaganej od silnika przez napędzaną nim maszynę, do

$$\text{teoretycznej prędkości liniowej } v_{Mt} = \frac{Q_{Pt}}{S_{M1}},$$

która wynikałaby z teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy napędzającej silnik i z powierzchni czynnej S_{M1} tłoka silnika w jego komorze dopływowej. Prędkość v_{Mt} możliwa byłaby do osiągnięcia przy założeniu, że w hydrostatycznym układzie napędowym (w tym w pompie i w silniku hydraulicznym) nie występują straty objętościowe, zaś pompa napędzana jest silnikiem (elektrycznym, spalinowym) pracującym ze stałą prędkością obrotową $n_p = n_{p0}$ niezależną od jego obciążenia.

Teoretyczna prędkość liniowa v_{Mt} silnika liniowego jest traktowana jako stała wielkość odniesienia dla aktualnej prędkości liniowej v_M pracy silnika.

Aktualny moment M_M wymagany od silnika obrotowego bądź aktualna siła F_M wymagana od silnika liniowego pracującego w hydrostatycznym układzie napędowym zastąpione są bezwymiarowym współczynnikiem \bar{M}_M obciążenia silnika:

$$\bar{M}_M = \frac{M_M}{M_{Mt}} = \frac{2\Pi M_M}{q_{Mt} p_n}$$

bądź

$$\bar{M}_M = \frac{F_M}{F_{Mt}} = \frac{F_M}{S_{M1} p_n}.$$

Współczynnik \bar{M}_M obciążenia silnika hydraulicznego obrotowego jest stosunkiem aktualnego momentu M_M , wymaganego od silnika przez napędzaną nim maszynę, do

$$\text{momentu teoretycznego } M_{Mt} = \frac{q_{Mt} p_n}{2\Pi},$$

który wynikałby z teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału silnika i z ciśnienia nominalnego p_n układu hydrostatycznego, w którym silnik jest zastosowany. Moment M_{Mt} byłby możliwy do osiągnięcia przy założeniu, że w silniku hydraulicznym

i w pozostałych elementach układu (z wyjątkiem pompy) nie występują straty mechaniczne i ciśnieniowe, zaś w przewodzie tłocznym pompy panuje ciśnienie p_{p2max} równe ciśnieniu nominalnemu p_n układu.

Moment teoretyczny M_{Mt} silnika obrotowego jest traktowany jako stała wielkość odniesienia dla aktualnego momentu M_M pracy silnika.

Współczynnik \bar{M}_M obciążenia silnika hydraulicznego liniowego jest stosunkiem aktualnej siły F_M , wymaganej od silnika przez napędzaną nim maszynę, do

$$\text{siły teoretycznej } F_{Mt} = S_{M1} p_n,$$

która wynikałaby z powierzchni czynnej S_{M1} tłoka silnika w jego komorze dopływowej i z ciśnienia nominalnego p_n układu. Siła F_{Mt} byłaby możliwa do osiągnięcia przy założeniu, że w silniku hydraulicznym i w pozostałych elementach hydrostatycznego układu napędowego (z wyjątkiem pompy) nie występują straty mechaniczne i ciśnieniowe, zaś w przewodzie tłocznym pompy panuje ciśnienie p_{p2max} równe ciśnieniu nominalnemu p_n układu.

Siła teoretyczna F_{Mt} silnika liniowego jest traktowana jako stała wielkość odniesienia dla aktualnej siły F_M pracy silnika.

Straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe występujące w silniku hydraulicznym, w pompie i w pozostałych elementach hydrostatycznego układu napędowego opisane są w modelach matematycznych strat, mocy strat i sprawności energetycznych współczynnikami k_i odnoszącymi je do wielkości wynikających z parametrów charakterystycznych układu napędu hydrostatycznego:

- wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy;
- ciśnienia nominalnego p_n pracy układu;
- wydajności teoretycznej q_{Pt} na obrót pompy;
- chłonności teoretycznej q_{Mt} na obrót silnika hydraulicznego obrotowego bądź powierzchni czynnej S_{M1} tłoka w komorze dopływowej silnika liniowego.

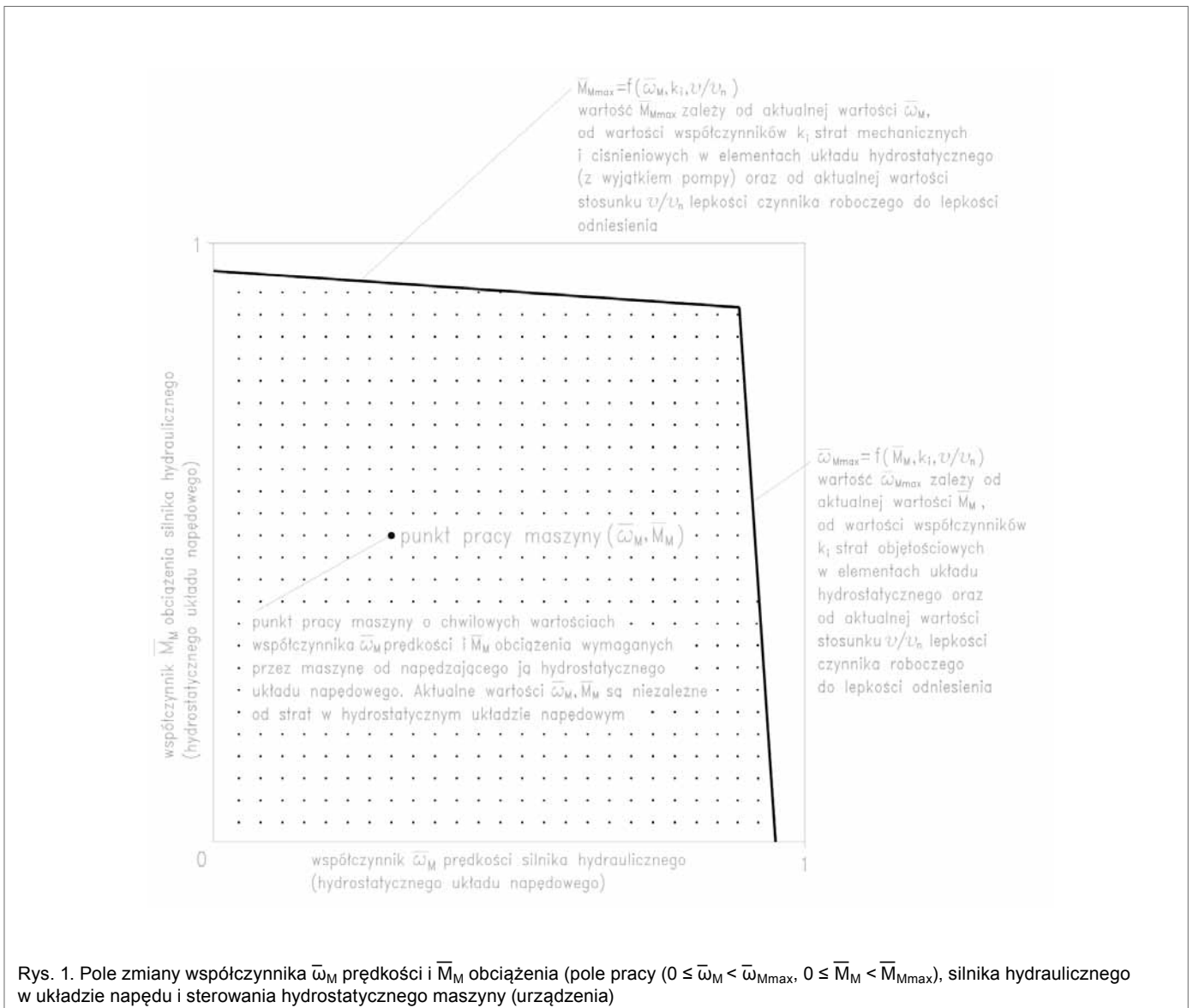
Katalog współczynników k_i strat energetycznych występujących w różnych typach pomp i silników hydraulicznych stosowanych w układzie napędu hydrostatycznego, pracujących przy różnych poziomach wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy i ciśnienia nominalnego p_n układu, przy lepkości ν_n odniesienia cieczy roboczej, jest podstawą oceny energetycznej poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych i wielkości tych maszyn wporowych.

Pole pracy silnika w układzie napędowym

Pole pracy silnika wporowego obrotowego bądź liniowego, pracującego w układzie napędu hydrostatycznego, przedstawione jest na rysunku 1. Pole pracy określone jest w płaszczyźnie zmian parametrów mechanicznych pracy silnika, tzn. współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości i współczynnika \bar{M}_M obciążenia silnika, które są niezależne od silnika i od układu.

Przebieg granicznych wartości $\bar{\omega}_{Mmax} = f(\bar{M}_M)$ lub $\bar{M}_{Mmax} = f(\bar{\omega}_M)$ pola pracy silnika hydraulicznego wynika z maksymalnych możliwości jego zasilania, którymi dysponuje hydrostatyczny układ napędowy. Wartości $\bar{\omega}_{Mmax}$ i \bar{M}_{Mmax} są zależne od strat w silniku i w układzie.

Osiągnięta w układzie, zastosowaną strukturą sterowania prędkości silnika, maksymalna chłonność Q_{Mmax} silnika powinna być równa lub bliska chwilowej maksymalnej wydajno-



ści Q_{Pmax} pompy (wynikającej z jej wydajności teoretycznej Q_{Pt} , ze spadku prędkości obrotowej n_P wału pompy i z natężenia Q_{PV} strat objętościowych w pompie).

Możliwy do zapewnienia przez układ, maksymalny spadek Δp_{Mmax} ciśnienia w silniku powinien być równy lub bliższy poziomowi ciśnienia nominalnego p_n układu, określanemu w przewodzie tłocznym pompy, pomniejszonemu o straty ciśnieniowe Δp_C w przewodach układu. (W strukturze sterowania dławieniowego szeregowego prędkości silnika, maksymalne pole szczeliny nastawialnego zaworu dławiącego, rozdzielacza proporcjonalnego bądź serwowaworu powinno umożliwiać zminimalizowanie spadku $\Delta p_{DEIQMmax}$ ciśnienia przy nastawianym $Q_{Mmax} \approx Q_{Pmax}$).

A więc przebieg granicznych wartości $\bar{\omega}_{Mmax}$ współczynnika prędkości silnika hydraulicznego jest funkcją aktualnej (chwilowej) wartości współczynnika \bar{M}_M obciążenia silnika, współczynników k_i strat objętościowych w elementach układu hydrostatycznego (i współczynnika k_2 spadku Δn_P prędkości obrotowej wału pompy) oraz funkcją stosunku ν/ν_n aktualnej lepkości ν cieczy roboczej do lepkości ν_n odniesienia.

Z kolei przebieg granicznych wartości \bar{M}_{Mmax} współczynnika obciążenia silnika hydraulicznego jest funkcją aktualnej (chwilowej) wartości współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości silnika, współczynników k_i strat mechanicznych i ciśnieniowych w elementach układu hydrostatycznego (z wyjątkiem pompy) oraz stosunku ν/ν_n aktualnej lepkości ν cieczy roboczej do lepkości ν_n odniesienia.

Kierunek wzrostu mocy w układzie napędowym

Wykres Sankeya jest podstawową przyczyną niewłaściwego oceniania strat w układach napędowych.

Wykres Sankeya opisujący straty energetyczne w układzie napędowym sugeruje ocenę mocy wyjściowej (użytecznej) układu jako różnicy między wielkością mocy wejściowej a sumą mocy strat występujących w układzie. W efekcie straty energetyczne w układzie są oceniane jako funkcje parametrów opisujących moc wejściową.

Zgodnie z proponowanym przez autora wykresem wzrostu mocy w układzie napędowym przeciwnego do kierunku prze-

plywu mocy, moc wejściowa układu napędowego wynika z sumy mocy wyjściowej i sumy mocy strat występujących w układzie. Straty energetyczne w układzie są oceniane jako funkcje parametrów opisujących moc wyjściową.

Pełny obraz strat energetycznych w układzie napędowym to obraz mocy strat występujących w poszczególnych elementach układu. Moc na wale pompy zasilającej hydrostatyczny układ napędowy wynika z sumy mocy na wale obrotowego silnika hydraulicznego (bądź mocy na tłoczysku silnika liniowego) i mocy poszczególnych strat występujących w strumieniu mocy płynącym od wału pompy do wału (bądź tłoczyska) silnika hydraulicznego.

Wielkość mocy rośnie, w związku z koniecznością zrównoważenia mocy strat energetycznych, w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy. Tak więc obraz mocy strat energetycznych musi być budowany w kierunku od wału silnika obrotowego lub tłoczyska silnika liniowego do wału pompy zasilającej układ.

Moc silnika hydraulicznego, pompy, a także moce strat występujących w elementach układu napędowego (strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych) powinny być określane jako funkcje parametrów niezależnych od strat i jednocześnie bezpośrednio decydujących o stratach.

Moce strat energetycznych w elementach układu, a także moce elementów muszą być starannie zdefiniowane.

Wykres wzrostu mocy w obrotowym waporowym silniku hydraulicznym, zastępujący wykres Sankeya

Rysunek 2 przedstawia wykres, proponowany przez autora, wzrostu mocy w obrotowym waporowym silniku hydraulicznym przeciwnego do kierunku przepływu mocy, zastępujący wykres Sankeya spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy.

Moc P_{Mc} konsumowana przez silnik hydrauliczny jest sumą mocy użytecznej P_{Mu} i mocy trzech różnych strat występujących w silniku. Straty występują szeregowo, powiększając moc w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy. W efekcie moc w silniku rośnie od mocy użytecznej P_{Mu} na wale do mocy P_{Mc} cieczy roboczej konsumowanej (wymaganej) przez silnik:

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

Straty mechaniczne (i moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych) występują w zespole „wał – komory robocze”.

Straty objętościowe (i moc ΔP_{Mv} strat objętościowych) występują w komorach roboczych.

Straty ciśnieniowe (i moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych) występują w kanałach.

Złożona zależność strat energetycznych w obrotowym waporowym silniku hydraulicznym od prędkości wału, od momentu na wale, od chłonności silnika na obrót wału i od lepkości cieczy roboczej

Występuje bezpośrednia zależność momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze” silnika hydraulicznego od momentu M_M na wale, od prędkości obrotowej n_M wału, od chłonności q_{Mt} (lub q_{Mgv}) silnika na obrót wału, a także od lepkości ν cieczy roboczej.

Ma miejsce złożona zależność natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika od momentu M_M na wale i od momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole „wał – komory robocze” silnika (spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowany w komorach roboczych ma bezpośredni wpływ na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych, a jednocześnie Δp_{Mi} zależy od M_M i M_{Mm} oraz od q_{Mt} (q_{Mgv})). Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych zależy w zróżnicowany sposób od lepkości ν cieczy roboczej: pośrednio poprzez wpływ ν na moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole „wał – komory robocze” oraz bezpośrednio poprzez wpływ ν na natężenie Q_{Mv} strat w komorach roboczych.

Można również stwierdzić, że występuje złożona zależność strat ciśnieniowych Δp_{Mp} w kanałach silnika od prędkości obrotowej n_M wału, od chłonności q_{Mt} (q_{Mgv}) silnika na obrót wału i od natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych. Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych wpływa na chłonność Q_M silnika i jednocześnie Q_{Mv} zależy w złożony sposób od momentu M_M obciążającego wał oraz od momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole „wał – komory robocze”. Straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach silnika zależne są także w zróżnicowany sposób od lepkości ν cieczy roboczej: pośrednio poprzez wpływ ν na moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole „wał – komory robocze” i poprzez wpływ ν na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych oraz bezpośrednio poprzez wpływ ν na straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach.

W przeciwieństwie do powszechnie stosowanych, zarówno przez producentów, jak i przez badaczy, metod oceny strat w obrotowym waporowym silniku hydraulicznym, jest niedopuszczalnym tworzenie „sumy” momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze” i „momentu” strat ciśnieniowych Δp_{Mp} w kanałach silnika, a także taka „suma” nie może być oceniona jako bezpośrednio zależna od tych samych parametrów, ponieważ straty te są stratami o różnym charakterze oraz zależą od różnych parametrów:

$$M_{Mm} = f(M_M, n_M, q_{Mt}(q_{Mgv}), \nu),$$

$$\Delta p_{Mp} = f(Q_M, \nu).$$

Wpływ lepkości ν oleju hydraulicznego na straty w silniku hydraulicznym waporowym, to znaczy na:

- moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze”;
 - natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych;
 - straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach
- jest zróżnicowany.

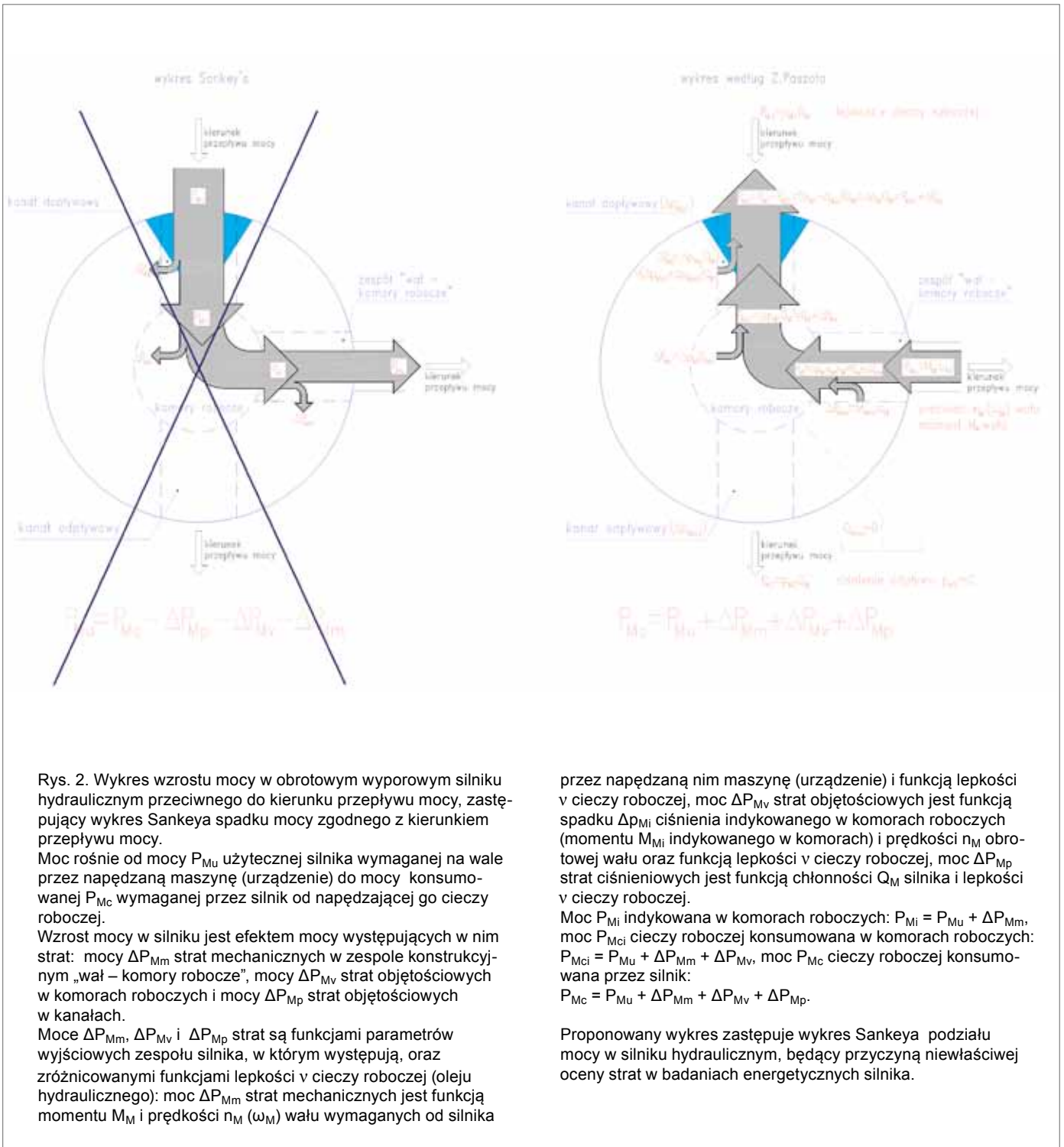
Zależność strat w silniku od lepkości ν oleju hydraulicznego powinna być przedstawiona w wyrażeniach opisujących te straty jako zależności od pozostałych parametrów, które mają na nie bezpośredni wpływ:

$$M_{Mm} = f(M_M, n_M, q_{Mt}(q_{Mgv}), \nu),$$

$$Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu),$$

$$\Delta p_{Mp} = f(Q_M, \nu).$$

Sprawność całkowita η_M silnika, jako funkcja M_M , n_M , q_{Mt} (q_{Mgv}) i ν jest iloczynem sprawności η_{Mm} , η_{Mv} i η_{Mp} :



Rys. 2. Wykres wzrostu mocy w obrotowym woporowym silniku hydraulicznym przeciwnego do kierunku przepływu mocy, zastępujący wykres Sankeya spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy.

Moc rośnie od mocy P_{Mu} użytecznej silnika wymaganej na wale przez napędzaną maszynę (urządzenie) do mocy konsumowanej P_{Mc} wymaganej przez silnik od napędzającej go cieczy roboczej.

Wzrost mocy w silniku jest efektem mocy występujących w nim strat: mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych w zestawie konstrukcyjnym „wał – komory robocze”, mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych i mocy ΔP_{Mp} strat objętościowych w kanałach.

Moc ΔP_{Mm} , ΔP_{Mv} i ΔP_{Mp} strat są funkcjami parametrów wyjściowych zespołu silnika, w którym występują, oraz zróżnicowanymi funkcjami lepkości ν cieczy roboczej (oleju hydraulicznego): moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych jest funkcją momentu M_M i prędkości n_M (ω_M) wału wymaganych od silnika

przez napędzaną nim maszynę (urządzenie) i funkcją lepkości ν cieczy roboczej, moc ΔP_{Mv} strat objętościowych jest funkcją spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych (momentu M_{Mj} indykowanego w komorach) i prędkości n_M obrotowej wału oraz funkcją lepkości ν cieczy roboczej, moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych jest funkcją chłonności Q_M silnika i lepkości ν cieczy roboczej.

Moc P_{Mi} indykowana w komorach roboczych: $P_{Mi} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm}$, moc P_{Mci} cieczy roboczej konsumowanej w komorach roboczych: $P_{Mci} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm} + \Delta P_{Mv}$, moc P_{Mc} cieczy roboczej konsumowanej przez silnik:

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

Proponowany wykres zastępuje wykres Sankeya podziału mocy w silniku hydraulicznym, będący przyczyną niewłaściwej oceny strat w badaniach energetycznych silnika.

$$\eta_M = f(M_M, n_M, q_{Mt} (q_{Mgv}), \nu) =$$

$$= \frac{P_{Mu}}{P_{Mc}} = \frac{M_M \omega_M}{\Delta p_M Q_M} = \frac{2\pi M_M n_M}{\Delta p_M Q_M} = \eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$$

gdzie: P_{Mu} jest mocą użyteczną silnika, P_{Mc} jest mocą konsumowaną silnika, wymaganą przez silnik od napędzającej go cieczy roboczej.

Każda z trzech sprawności, jako czynnik w iloczynie opisującym sprawność całkowitą, jest określona jako funkcja paramet-

trów mających bezpośredni wpływ na odpowiadające jej straty i jako funkcja parametru, do którego te straty zastały „dodane”:

- sprawność mechaniczna η_{Mm} silnika:

$$\eta_{Mm} = \frac{P_{Mu}}{P_{Mi}} = \frac{M_M \omega_M}{(M_M + M_{Mm}) \omega_M} = \frac{2\pi M_M n_M}{2\pi (M_M + M_{Mm}) n_M} =$$

$$= \frac{M_M}{M_M + M_{Mm}} = f(M_M, n_M, q_{Mt} (q_{Mgv}), \nu),$$

gdzie P_{Mi} jest mocą indykowaną w komorach roboczych silnika:

$$P_{Mi} = \Delta p_{Mi} q_{Mt} (q_{Mgv}) n_M = (M_M + M_{Mm}) \omega_M = 2\Pi(M_M + M_{Mm}) n_M ;$$

- sprawność objętościowa η_{Mv} silnika:

$$\eta_{Mv} = \frac{P_{Mi}}{P_{Mci}} = \frac{\Delta p_{Mi} q_{Mt} (q_{Mgv}) n_M}{\Delta p_{Mi} (q_{Mt} (q_{Mgv}) n_M + Q_{Mv})} = \frac{\Delta p_{Mi} q_{Mt} (q_{Mgv}) n_M}{\Delta p_{Mi} Q_M} = \frac{q_{Mt} (q_{Mgv}) n_M}{q_{Mt} (q_{Mgv}) n_M + Q_{Mv}} = \frac{q_{Mt} (q_{Mgv}) n_M}{Q_M} = f(\Delta p_{Mi}, q_{Mt} (q_{Mgv}), n_M, v),$$

gdzie P_{Mci} jest mocą konsumowaną w komorach roboczych silnika, wymaganą przez komory robocze od napędzającej je cieczy roboczej:

$$P_{Mci} = \Delta p_{Mi} (q_{Mt} (q_{Mgv}) n_M + Q_{Mv}) = \Delta p_{Mi} Q_M ;$$

- sprawność ciśnieniowa η_{Mp} silnika:

$$\eta_{Mp} = \frac{P_{Mi}}{P_{Mc}} = \frac{\Delta p_{Mi} (q_{Mt} (q_{Mgv}) n_M + Q_{Mv})}{(\Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp}) (q_{Mt} (q_{Mgv}) n_M + Q_{Mv})} = \frac{\Delta p_{Mi} Q_M}{\Delta p_M Q_M} = \frac{\Delta p_{Mi}}{\Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp}} = \frac{\Delta p_{Mi}}{\Delta p_M} = f(\Delta p_{Mi}, Q_M, v).$$

W celu przedstawienia sprawności objętościowej η_{Mv} silnika jako czynnika w iloczynie $\eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$ opisującym η_M , tzn. w celu przedstawienia sprawności η_{Mv} jako złożonej zależności od parametrów $(M_M, n_M, q_{Mt} (q_{Mgv}), v)$ opisujących η_M , zależnej jednocześnie od strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze”, natężenie $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, q_{Mt} (q_{Mgv}), v)$ strat objętościowych w komorach roboczych powinno być określone z

$$\Delta p_{Mi} = \frac{2\Pi (M_M + M_{Mm})}{q_{Mt} (q_{Mgv})}$$

gdzie moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole „wał – komory robocze” musi być określony z zależności $M_{Mm} = f(M_M, n_M, q_{Mt} (q_{Mgv}), v)$.

W celu przedstawienia sprawności ciśnieniowej η_{Mp} silnika jako czynnika w iloczynie $\eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$ opisującym η_M , tzn. w celu przedstawienia sprawności η_{Mp} jako złożonej zależności od parametrów $(M_M, n_M, q_{Mt} (q_{Mgv}), v)$ opisujących η_M , zależnej jednocześnie od strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze” i od strat objętościowych w komorach roboczych silnika, straty ciśnieniowe $\Delta p_{Mp} = f(Q_M, v)$

w kanałach silnika muszą być ocenione z natężeniem Q_M wynikającym ze wzoru

$$Q_M = q_{Mt} (q_{Mgv}) n_M + Q_{Mv},$$

w którym $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$ strat objętościowych musi być określone z

$$\Delta p_{Mi} = \frac{2\Pi (M_M + M_{Mm})}{q_{Mt} (q_{Mgv})}$$

gdzie moment M_{Mm} strat mechanicznych musi być określony z zależności $M_{Mm} = f(M_M, n_M, q_{Mt} (q_{Mgv}), v)$.

Charakterystyka sprawności całkowitej $\eta_M = f(M_M, n_M, q_{Mt} (q_{Mgv}), v)$ jest złożonym obrazem iloczynu $\eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$ trzech sprawności prawidłowo opisanych jako:

- sprawność mechaniczna $\eta_{Mm} = f(M_M, n_M, q_{Mt} (q_{Mgv}), v)$;
- sprawność objętościowa $\eta_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, q_{Mt} (q_{Mgv}), n_M, v)$;
- sprawność ciśnieniowa $\eta_{Mp} = f(\Delta p_{Mi}, Q_M, v)$.

Obraz sprawności całkowitej $\eta_M = f(M_M, n_M, q_{Mt} (q_{Mgv}), v)$ silnika musi być uzupełniony oceną pola ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) pracy w hydrostatycznym układzie napędowym, tzn. oceną zakresu zmiany prędkości n_M i M_M (parametrów $\bar{\omega}_M$ i \bar{M}_M) silnika.

W polu ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) pracy silnika hydraulicznego (i hydrostatycznego układu napędowego), jego chwilowa prędkość n_M ($\bar{\omega}_M$) i obciążenie M_M (\bar{M}_M) wynikają z wymagań stawianych przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie) i są niezależne od strat w silniku i w napędzającym silnik układzie hydrostatycznym.

Jednakże graniczne wartości n_{Mmax} ($\bar{\omega}_{Mmax}$) i M_{Mmax} (\bar{M}_{Mmax}) pola pracy silnika hydraulicznego (i hydrostatycznego układu napędowego) zależą od maksymalnych możliwości układu napędzającego silnik. Wartości n_{Mmax} ($\bar{\omega}_{Mmax}$) i M_{Mmax} (\bar{M}_{Mmax}) określają jednocześnie odpowiadające im wartości sprawności energetycznej η_M silnika i η układu.

Graniczne parametry pracy układu napędu hydrostatycznego wynikają z teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy i z ciśnienia nominalnego p_n układu, a także z występujących wówczas strat energetycznych w silniku hydraulicznym, w przewodach i w pompie oraz ze strat występujących w zespole sterowania dławieniowego prędkości silnika hydraulicznego (jeśli taki zespół jest zastosowany). Dlatego też graniczne wartości n_{Mmax} ($\bar{\omega}_{Mmax}$) i M_{Mmax} (\bar{M}_{Mmax}) są również zależne od lepkości v cieczy roboczej zmieniającej się w zakresie $v_{min} \leq v \leq v_{max}$. Po le pracy hydrostatycznie napędzanego silnika hydraulicznego zależne jest także od charakterystyki $n_p = f(M_p)$ silnika (elektrycznego lub spalinowego) napędzającego pompę zasilającą układ.

Konieczność zastosowania modeli strat energetycznych ze współczynnikami strat w silniku wyporowym i w układzie napędu hydrostatycznego

Ocena sprawności całkowitej silnika hydraulicznego $\eta_M = f(M_M, n_M, q_{Mt} (q_{Mgv}), v)$ jako iloczynu $\eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$ trzech sprawności wynikających z poszczególnych strat może być dokonana jedynie za pomocą modeli matematycznych strat i sprawności, w których zastosowane są zdefiniowane współ-

czynniki k_i strat energetycznych w silniku i w układzie napędzającym silnik.

Ocena sprawności energetycznej silnika hydraulicznego jest dokonywana łącznie z oceną sprawności układu napędu hydrostatycznego, w którym silnik jest zastosowany (łącznie z oceną sprawności energetycznej pompy, przewodów i zespołu sterowania dławieniowego prędkości silnika (jeśli był zastosowany)).

W proponowanej metodzie, opartej na modelach matematycznych strat, każda odmiana strat energetycznych jest funkcją parametrów bezpośrednio na nią wpływających i niezależnych od tych strat.

Określane są wartości współczynników k_i strat energetycznych, odnoszące straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe w silniku hydraulicznym, w pompie i w innych elementach układu do wartości odniesienia układu: ciśnienia nominalnego p_n układu, teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy zasilającej układ, momentu teoretycznego M_{Pt} na wale pompy, momentu teoretycznego M_{Mt} na wale silnika hydraulicznego. Współczynniki k_i określane są przy lepkości ν_n odniesienia oleju hydraulicznego zastosowanego w układzie. Jednocześnie określany jest wpływ stosunku ν/ν_n lepkości oleju do lepkości odniesienia ν_n na każdą odmianę strat.

Metoda umożliwia ocenę wielkości i proporcji strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych w silniku hydraulicznym, w pompie, w przewodach i w zespole sterowania dławieniowego prędkości silnika (jeśli jest zastosowany), a także ich zależność od lepkości ν oleju hydraulicznego.

Badania energetyczne pompy i silnika hydraulicznego jako niezależnych maszyn są ograniczone do określania współczynników k_i występujących w nich strat. Charakterystyki sprawności energetycznych tych maszyn są określane równolegle z określeniem sprawności energetycznej układu hydrostatycznego, w którym są zastosowane.

Znajomość współczynników k_i strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych w elementach układu napędowego umożliwia uzyskanie, za pomocą metody numerycznej, charakterystyk sprawności całkowitej hydrostatycznego układu napędowego, sprawności pompy, sprawności silnika hydraulicznego, sprawności przewodów i sprawności strukturalnej zespołu sterowania dławieniowego prędkości silnika (jeśli jest zastosowany) w polu ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) pracy silnika (układu) przy wybranym stosunku ν/ν_n lepkości ν oleju hydraulicznego do lepkości odniesienia ν_n oleju.

Charakterystyki sprawności całkowitej elementów zastosowanych w hydrostatycznym układzie napędowym: pompy η_p , silnika hydraulicznego η_M , przewodów η_C i strukturalnej η_{st} zespołu sterowania dławieniowego (jeśli jest zastosowany) są określane jako funkcje współczynnika prędkości $\bar{\omega}_M$ i współczynnika \bar{M}_M obciążenia silnika hydraulicznego (układu) i stosunku ν/ν_n oleju hydraulicznego.

Jednocześnie określane jest pole ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) pracy silnika w hydrostatycznym układzie napędowym przy wybranym stosunku ν/ν_n lepkości ν oleju hydraulicznego do lepkości ν_n odniesienia.

Charakterystyki sprawności energetycznej pompy i silnika hydraulicznego o określonych stałych wartościach współczynników k_i strat energetycznych, a także sprawność przewodów są różne w układach hydrostatycznych o różnych strukturach sterowania prędkości silnika.

Metoda w założeniu jest prosta i łatwa w zastosowaniu. Upraszcza ona badania laboratoryjne pomp i silników hydrau-

licznych stosowanych w hydrostatycznych układach napędowych. Umożliwia poszukiwanie oszczędnych energetycznie rozwiązań pomp i silników hydraulicznych. Umożliwia także ocenę całkowitej sprawności energetycznej układu napędowego i znajdowanie energooszczędnych struktur układu napędu hydrostatycznego.

Wnioski

1. Straty i sprawność energetyczna każdego silnika i układu napędowego muszą być przedstawiane jako funkcje wielkości fizycznych niezależnych od strat występujących w silniku i w układzie. Takimi wielkościami są prędkość i obciążenie wymagane przez napędzaną silnikiem maszynę lub urządzenie zmieniające się w polu ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) pracy napędu. Prędkość i obciążenie silnika decydują o chwilowej mocy użytecznej silnika oraz w zróżnicowany sposób o występujących w silniku i w układzie wielkościach strat.
2. W rozważaniach energetycznych każdego silnika i układu napędowego konieczne jest zastąpienie wykresu Sankeya proponowanym wykresem wzrostu mocy przeciwnego do kierunku przepływu mocy.
3. Konieczne jest określenie pola pracy silnika w każdym układzie napędowym, a więc określenie współczynników $\bar{\omega}_M$ prędkości i \bar{M}_M obciążenia silnika zależnych i niezależnych od strat w silniku i w układzie.
4. Przykład pracy obrotowego silnika waporowego pracującego w hydrostatycznym układzie napędowym pokazuje złożoną zależność strat energetycznych w silniku i w układzie od prędkości i obciążenia wału silnika, od chłonności na obrót wału i od lepkości cieczy roboczej. Ocena sprawności całkowitej η_M silnika jako iloczynu sprawności mechanicznej η_{Mm} , sprawności objętościowej η_{Mv} i sprawności ciśnieniowej η_{Mp} może być dokonana jedynie za pomocą modeli matematycznych strat i sprawności, w których zastosowane są zdefiniowane współczynniki strat w silniku i w układzie napędzającym silnik.
5. Przedstawione propozycje otwierają nową perspektywę nieuniknionych badań silników i układów napędowych, umożliwiającą obiektywne porównywanie sprawności energetycznej różnych odmian silników i układów napędowych.

Literatura

- [1] PASZOTA Z.: *Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Część I – Układy ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego*. Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Edwarda Palczaka i Andrzeja Medera. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2008.
- [2] PASZOTA Z.: *Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Część II – Układy ze sterowaniem dławieniowym równoległym i ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego*. Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Edwarda

- Palczaka i Andrzeja Medera. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2008.
- [3] PASZOTA Z.: *Kierunek wzrostu strumienia mocy w układzie napędu i sterowania hydrostatycznego. Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu – Cz. I. Układy ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego.* „Napędy i Sterowanie”, 10/2008.
- [4] PASZOTA Z.: *Kierunek wzrostu strumienia mocy w układzie napędu i sterowania hydrostatycznego. Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu – Cz. II. Układy ze sterowaniem dławieniowym równoległym i ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego.* „Napędy i Sterowanie”, 11/2008.
- [5] PASZOTA Z.: *Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part I – Rotational hydraulic motor speed series throttling control systems.* Polish Maritime Research 3/2008, Vol. 15.
- [6] PASZOTA Z.: *Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part II – Rotational hydraulic motor speed parallel throttling control and volumetric control systems.* Polish Maritime Research 4/2008, Vol. 15.
- [7] PASZOTA Z.: *Pole pracy układu napędu hydrostatycznego.* Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Kozieła i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2009.
- [8] PASZOTA Z.: *Parametry badań sprawności energetycznej pomp i silników hydraulicznych. Pole pracy układu napędu hydrostatycznego.* „Napędy i Sterowanie”, 11/2009.
- [9] PASZOTA Z.: *The operating field of a hydrostatic drive system parameters of the energy efficiency investigations of pumps and hydraulic motors.* Polish Maritime Research 4/2009, Vol. 16.
- [10] PASZOTA Z.: *Straty energetyczne w silniku hydraulicznym obrotowym – definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego.* Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Kozieła i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder 2010”. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010.
- [11] 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 Kozieła i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder 2010”. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010.
- [12] PASZOTA Z.: *Straty energetyczne w silniku hydraulicznym obrotowym – definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego.* „Napędy i Sterowanie”, 10/2010.
- [13] PASZOTA Z.: *Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym stosowanym w napędzie hydrostatycznym.* „Napędy i Sterowanie”, 11/2010.
- [14] PASZOTA Z.: *Energy losses in the hydraulic rotational motor – definitions and relations for evaluation of the efficiency of motor and hydrostatic drive.* Polish Maritime Research 2/2010, Vol. 17.
- [15] PASZOTA Z.: *Theoretical and mathematical models of the torque of mechanical losses in a hydraulic rotational motor for hydrostatic drive.* Polish Maritime Research 3/2010, Vol. 17.
- [16] PASZOTA Z.: *Napędy hydrostatyczne jako maszyny bezpieczne i energooszczędne.* „Napędy i Sterowanie”, 1/2011.
- [17] PASZOTA Z.: *Napędy hydrostatyczne jako maszyny bezpieczne i energooszczędne.* Katalog Konferencji Naukowo-Technicznej „Innowacyjne Maszyny i Technologie – Bezpieczeństwo”, Szczyrk, 3–4 lutego 2011..
- [18] 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 1/2011, Vol. 18.
- [19] 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.
- [20] 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.
- [21] 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: ODK SIMP we Wrocławiu 2012.
- [22] 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.
- [23] 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.
- [24] PASZOTA Z.: *Losses and energy efficiency of drive motors and systems. Replacement of the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow by a diagram of power increase opposite to the direction of power flow opens a new perspective of research of drive motors and systems.* Polish Maritime Research 1/2013, Vol. 20.

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

artykuł recenzowany