

# 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  $\omega_M$  ( $n_M$ ) 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  $\omega_M$  ( $n_M$ ) lub  $v_M$  bądź obciążenie  $M_M$  lub  $F_M$ ) zmieniają się w granicach od zera do wartości maksymalnych  $\omega_{Mmax}$  ( $n_{Mmax}$ ) lub  $v_{Mmax}$ , bądź  $M_{Mmax}$ , lub  $F_{Mmax}$ .

Wymagana aktualna prędkość  $\omega_M$  ( $n_M$ ) 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  $\omega_M$  ( $n_M$ ) 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  $\Delta p_M$  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  $\omega_M$  ( $n_M$ ) 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  $\omega_M$  ( $n_M$ ) 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  $\omega_{Mmax}$  ( $n_{Mmax}$ ) 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  $\omega_{Mmax}$  ( $n_{Mmax}$ ) 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  $\omega_M$  ( $n_M$ ) 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  $\Delta p_M$  ciśnienia w silniku (zależne ponadto od strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych w silniku). Aktualna chłonność  $Q_M$  silnika i aktualny spadek  $\Delta p_M$  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  $\omega_M$  ( $n_M$ ) 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 kątowa  $\omega_M$  (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  $\omega_M$  (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  $\omega_{Mt}$  ( $n_{Mt}$ ) 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  $\omega_{Mt}$  (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.

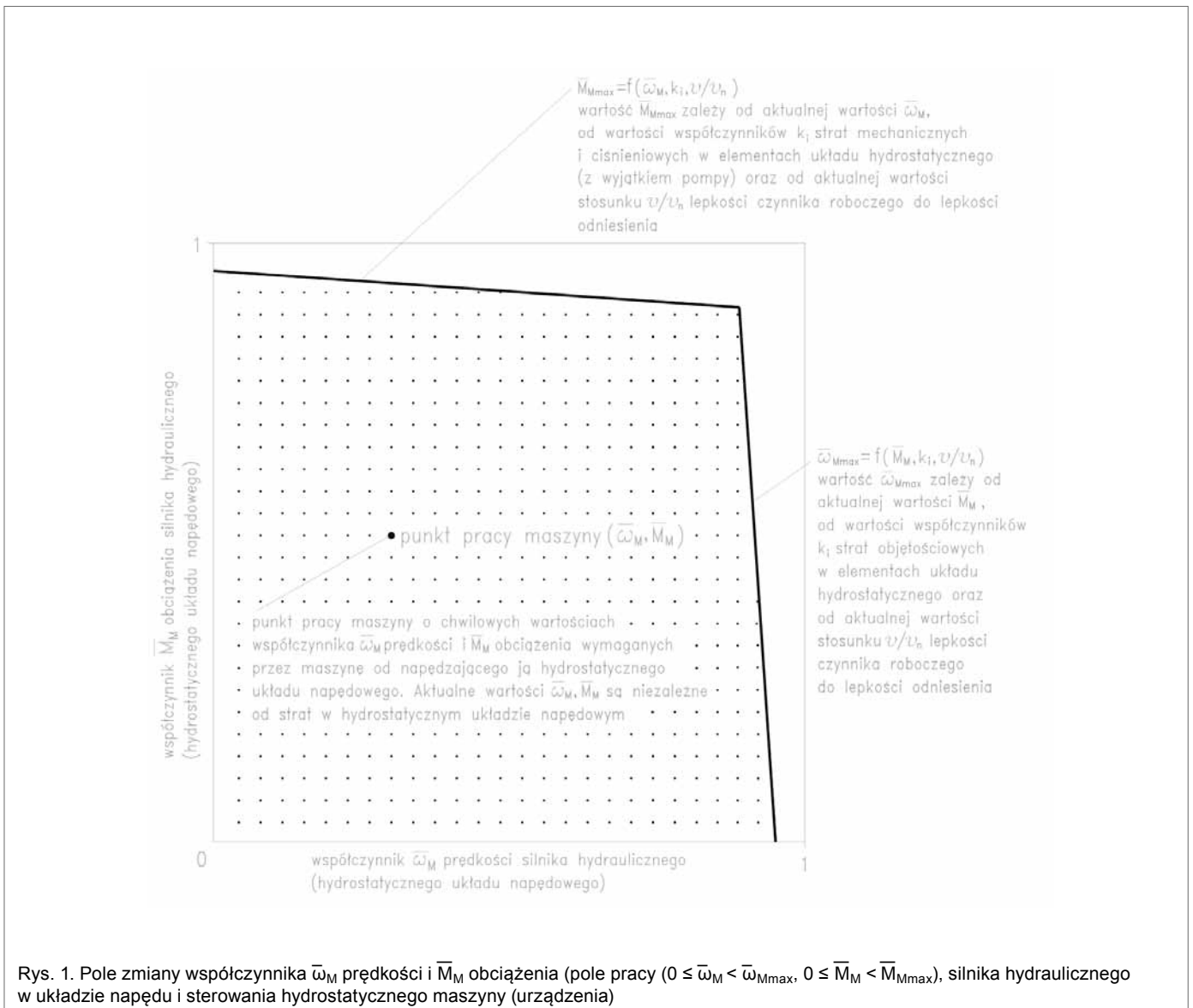
Katalog współczynników  $k_i$  strat energetycznych występujących w różnych typach pomp i silników hydraulicznych stosowanych w układzie napędu hydrostatycznego, pracujących przy różnych poziomach wydajności teoretycznej  $Q_{Pt}$  pompy i ciśnienia nominalnego  $p_n$  układu, przy lepkości  $\nu_n$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

### **Pole pracy silnika w układzie napędowym**

Pole pracy silnika wyporowego 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  $\Delta p_{Mmax}$  ciśnienia w silniku powinien być równy lub bliższy poziomowi ciśnienia nominalnego  $p_n$  układu, określanemu w przewodzie tłocznym pompy, pomniejszonemu o straty ciśnieniowe  $\Delta p_C$  w przewodach układu. (W strukturze sterowania dławieniowego szeregowego prędkości silnika, maksymalne pole szczeliny nastawialnego zaworu dławiącego, rozdzielacza proporcjonalnego bądź serwowaworu powinno umożliwiać zminimalizowanie spadku  $\Delta p_{DE|QMmax}$  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  $\Delta n_P$  prędkości obrotowej wału pompy) oraz funkcją stosunku  $v/v_n$  aktualnej lepkości  $\nu$  cieczy roboczej do lepkości  $\nu_n$  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  $v/v_n$  aktualnej lepkości  $\nu$  cieczy roboczej do lepkości  $\nu_n$  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  $\Delta P_{Mm}$  strat mechanicznych) występują w zespole „wał – komory robocze”.

Straty objętościowe (i moc  $\Delta P_{Mv}$  strat objętościowych) występują w komorach roboczych.

Straty ciśnieniowe (i moc  $\Delta P_{Mp}$  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  $\nu$  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  $\Delta p_{Mi}$  ciśnienia indykowany w komorach roboczych ma bezpośredni wpływ na natężenie  $Q_{Mv}$  strat objętościowych, a jednocześnie  $\Delta p_{Mi}$  zależy od  $M_M$  i  $M_{Mm}$  oraz od  $q_{Mt}$  ( $q_{Mgv}$ )). Natężenie  $Q_{Mv}$  strat objętościowych zależy w zróżnicowany sposób od lepkości  $\nu$  cieczy roboczej: pośrednio poprzez wpływ  $\nu$  na moment  $M_{Mm}$  strat mechanicznych w zespole „wał – komory robocze” oraz bezpośrednio poprzez wpływ  $\nu$  na natężenie  $Q_{Mv}$  strat w komorach roboczych.

Można również stwierdzić, że występuje złożona zależność strat ciśnieniowych  $\Delta p_{Mp}$  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  $\Delta p_{Mp}$  w kanałach silnika zależne są także w zróżnicowany sposób od lepkości  $\nu$  cieczy roboczej: pośrednio poprzez wpływ  $\nu$  na moment  $M_{Mm}$  strat mechanicznych w zespole „wał – komory robocze” i poprzez wpływ  $\nu$  na natężenie  $Q_{Mv}$  strat objętościowych w komorach roboczych oraz bezpośrednio poprzez wpływ  $\nu$  na straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  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  $\Delta p_{Mp}$  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  $\nu$  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  $\Delta p_{Mp}$  w kanałach
- jest zróżnicowany.

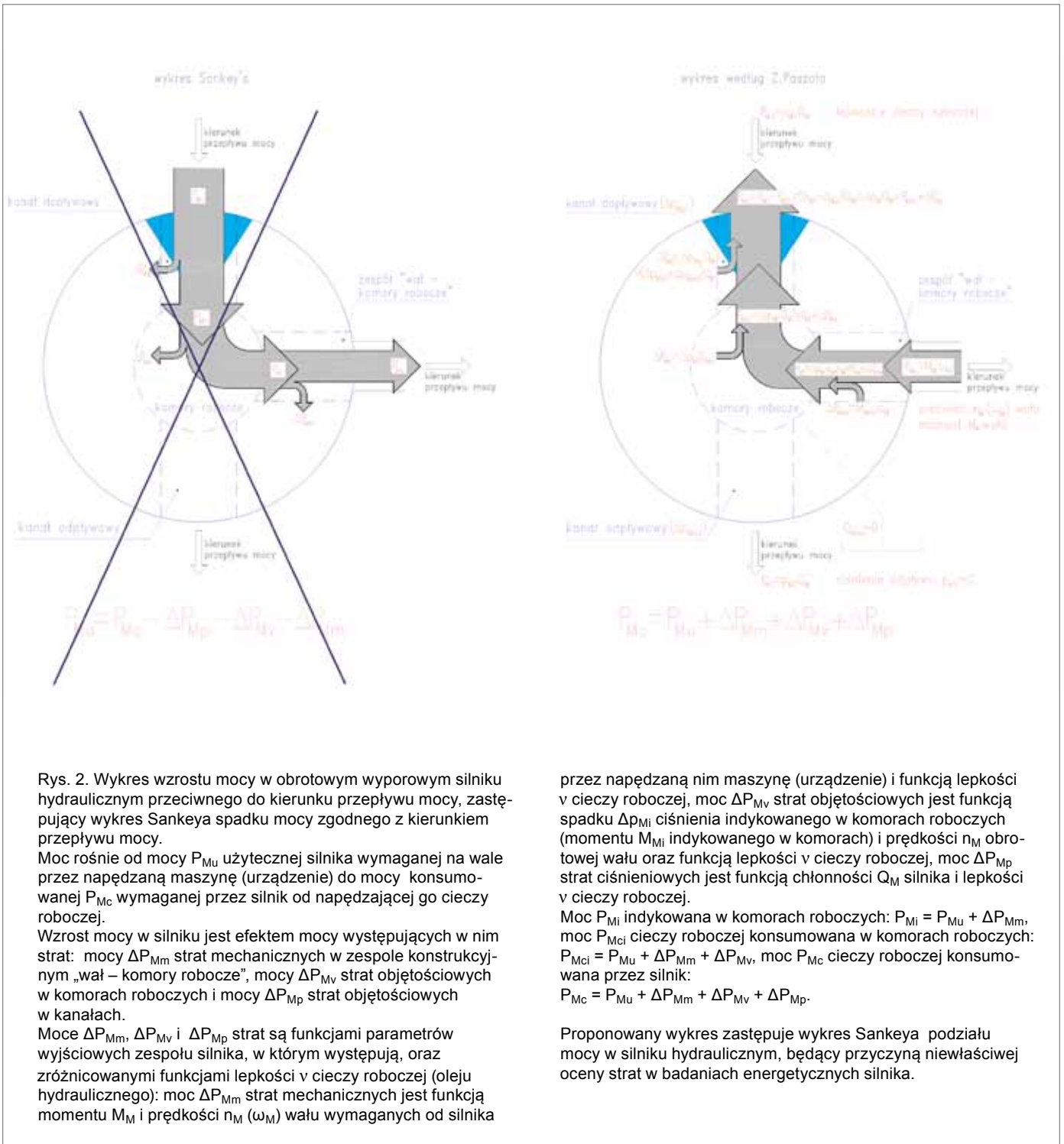
Zależność strat w silniku od lepkości  $\nu$  oleju hydraulicznego powinna być przedstawiona w wyrażeniach opisujących te straty jako zależności od pozostałych parametrów, które mają na nie bezpośredni wpływ:

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

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

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

Sprawność całkowita  $\eta_M$  silnika, jako funkcja  $M_M$ ,  $n_M$ ,  $q_{Mt}$  ( $q_{Mgv}$ ) i  $\nu$  jest iloczynem sprawności  $\eta_{Mm}$ ,  $\eta_{Mv}$  i  $\eta_{Mp}$ :



Rys. 2. Wykres wzrostu mocy w obrotowym wporowym 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  $\Delta P_{Mm}$  strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze”, mocy  $\Delta P_{Mv}$  strat objętościowych w komorach roboczych i mocy  $\Delta P_{Mp}$  strat objętościowych w kanałach.

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

przez napędzaną nim maszynę (urządzenie) i funkcją lepkości  $\nu$  cieczy roboczej, moc  $\Delta P_{Mv}$  strat objętościowych jest funkcją spadku  $\Delta p_{Mi}$  ciśnienia indykowanego w komorach roboczych (momentu  $M_{Mj}$  indykowanego w komorach) i prędkości  $n_M$  obrotowej wału oraz funkcją lepkości  $\nu$  cieczy roboczej, moc  $\Delta P_{Mp}$  strat ciśnieniowych jest funkcją chłonności  $Q_M$  silnika i lepkości  $\nu$  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  $\eta_{Mm}$  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  $\eta_{Mv}$  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  $\eta_{Mp}$  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  $\eta_{Mv}$  silnika jako czynnika w iloczynie  $\eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$  opisującym  $\eta_M$ , tzn. w celu przedstawienia sprawności  $\eta_{Mv}$  jako złożonej zależności od parametrów  $(M_M, n_M, q_{Mt} (q_{Mgv}), v)$  opisujących  $\eta_M$ , 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  $\eta_{Mp}$  silnika jako czynnika w iloczynie  $\eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$  opisującym  $\eta_M$ , tzn. w celu przedstawienia sprawności  $\eta_{Mp}$  jako złożonej zależności od parametrów  $(M_M, n_M, q_{Mt} (q_{Mgv}), v)$  opisujących  $\eta_M$ , 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  $\eta_M$  silnika i  $\eta$  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  $\nu$  cieczy roboczej zmieniającej się w zakresie  $\nu_{min} \leq \nu \leq \nu_{max}$ . 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  $\nu_n$  odniesienia oleju hydraulicznego zastosowanego w układzie. Jednocześnie określane jest wpływ stosunku  $\nu/\nu_n$  lepkości oleju do lepkości odniesienia  $\nu_n$  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  $\nu$  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  $\nu/\nu_n$  lepkości  $\nu$  oleju hydraulicznego do lepkości odniesienia  $\nu_n$  oleju.

Charakterystyki sprawności całkowitej elementów zastosowanych w hydrostatycznym układzie napędowym: pompy  $\eta_p$ , silnika hydraulicznego  $\eta_M$ , przewodów  $\eta_C$  i strukturalnej  $\eta_{st}$  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  $\nu/\nu_n$  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  $\nu/\nu_n$  lepkości  $\nu$  oleju hydraulicznego do lepkości  $\nu_n$  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  $\eta_M$  silnika jako iloczynu sprawności mechanicznej  $\eta_{Mm}$ , sprawności objętościowej  $\eta_{Mv}$  i sprawności ciśnieniowej  $\eta_{Mp}$  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