

Napędy hydrostatyczne jako maszyny bezpieczne i energooszczędne

Zygmunt Paszota

Napędy i sterowania hydrostatyczne na statkach i na obiektach oceanotechnicznych są szeroko stosowane od dziesięcioleci.

Przykładowo, na zbiornikowcach, ze względu na niebezpieczeństwo wybuchu, regułą jest wyposażanie w napęd hydrostatyczny ich urządzeń pokładowych – wciągarek kotwicznych, automatycznych wciągarek cumowniczych i innych. Zawory ładunkowe, rozmieszczone wzdłuż statku, posiadają zdalne sterowanie hydrostatyczne z centralnego pulpitu. System pomp transportowych (wirowych) przeznaczonych do wyładunku ropy napędzany jest często silnikami hydraulicznymi wyporowymi zanurzonymi w zbiornikach.

Na masowcach napęd hydrostatyczny posiadają duże pokrywy luków ładowni, żurawie pokładowe i inne urządzenia pokładowe.

Zbiornikowce i masowce (a także inne statki) posiadają także napęd i sterowanie hydrostatyczne urządzeń sterowych, zaworów zęzowych, balastowych, transportu paliwa, żurawi pomocniczych, zamknięć otworów kadłubowych, również sterowanie hydrostatyczne skoku śrub nastawnych napędu głównego statku. Na zbiornikowcach i masowcach stosowane są hydrostatyczne napędy centralne równoczesnego napędu i sterowania kilkadziesiąt urządzeń o mocy kilku megawatów.

Specyfiką statków do przewozu ładunków wtocznych są do chwili obecnej urządzenia transportu posiadające napęd hydrostatyczny. Typowym przykładem jest rampa rufowa o długości do 50 m i szerokości do 22 m w pobliżu kadłuba, a także ramy wewnętrzne między pokładami.

Na kontenerowcach typowym urządzeniem są żurawie pokładowe o udźwigu do 450 kN i wysięgu do 30 m i większym, posiadające napęd hydrostatyczny indywidualny w trzech niezależnych zamkniętych obwodach układu podnoszenia, obrotu i zmiany wysięgu.

Statki rybackie o długości do 30 m wyposażone są we wciągarki trałowe, sieciowe i pomocnicze napędzane hydrostatycznie. Trawlery wielozadaniowe o długości do 50 m, sejnery do połowu ryb w ławicach w toni oceanu (do 85 m) posiadają m.in. wciągarki z napędem hydrostatycznym; napęd ten służy w żurawicach i wciągarkach pomocniczych, w zamknięciach pokryw lukowych i innych urządzeniach napędzanych w układzie centralnym.

Na platformach, statkach wiertniczych, wydobywczych i pomocniczych, np. na holownikach oceanicznych, ze względu na niebezpieczeństwo wybuchu, urządzenia pokładowe i technologiczne posiadają przeważnie napęd i sterowanie hydrostatyczne.

Powyższe przykłady zastosowania napędu hydrostatycznego na jednostkach pływających nie oznaczają jednak, że napęd hydrostatyczny urządzeń okrętowych i oceanotechnicznych będzie na nich dominował również w przyszłości.

Streszczenie: Projektanci i producenci napędu hydrostatycznego nie dysponują możliwością dokładnego określenia jego sprawności energetycznej zmieniającej się szeroko w polu pracy napędzanego urządzenia, a więc w pełnym zakresie zmiany prędkości i obciążenia silnika hydraulicznego oraz lepkości zastosowanego czynnika roboczego. Dotyczy to zarówno określania strat i sprawności maszyn wyporowych (pompy i silnika hydraulicznego) zastosowanych w układzie napędowym, jak również strat i sprawności energetycznej wynikających z zastosowanej struktury sterowania silnika. Zainstalowana moc napędu jest w związku z tym zbyt duża. Proponuje się zastosowanie metody opartej na ocenie współczynników k_i strat energetycznych w pompie, silniku hydraulicznym i w całym układzie. Współczynniki te umożliwiają ocenę sprawności pompy, silnika i układu oraz pola pracy układu o wybranej strukturze sterowania silnika. Metoda jest dokładna w założeniu i prosta w zastosowaniu.

Słowa kluczowe: napęd i sterowanie hydrostatyczne, ocena strat energetycznych, metodyka badań sprawności energetycznej, poszukiwanie rozwiązań energooszczędnych.

HYDROSTATIC DRIVES AS SAFE AND ENERGY SAVING MACHINES

Abstract: *Designers and manufacturers of hydrostatic drives have not a tool for precise determination of their energy efficiency changing in a wide range in the driven device operating field, i.e. in the full range of the hydraulic motor speed and load and the working medium viscosity. This applies both to determining of losses and energy efficiency of displacement machines (pump and hydraulic motor) used in the drive system, and to losses and energy efficiency of the motor control system structure. Therefore, the installed drive power is too large. A method is proposed, based on the evaluation of coefficients k_i of energy losses in the pump, hydraulic motor and the whole system. The coefficients allow to evaluate the pump, motor and system energy efficiency and the operating field of a system with a selected motor control system structure. The method is precise by definition and simple in use.*

Key words: *hydrostatic drive and control, evaluation of energy losses, methodology of the energy efficiency investigations, search for the energy saving solutions.*

W 2006 r. firma MacGREGOR, obok żurawi pokładowych z napędem hydrostatycznym, wprowadziła pierwszy żuraw pokładowy z napędem elektrycznym [1]. W 2010 r. firma ta wyposażyła tylko w żurawie elektryczne 30 t 8 masowców 16 900 DWT zamówionych w Chinach przez polskiego armatora Polsteam (poprzednio Polska Żegluga Morska) [2]. Podkreślone przez producenta korzyści w porównaniu z żurawami o napędzie hydrostatycznym to np.:

- szybsze i bardziej dokładne pozycjonowanie haka, redukujące czas załadunku o 20% i zmniejszające czas pobytu w porcie;
- o 30–35% mniejsza moc napędu.

Proponuje się również zastosowanie napędu i sterowania elektrycznego pokryw luków na masowcach, pełne wyposażenie w sterowania elektryczne urządzeń na statkach do przewozu ładunków wtocznych.

Producenci urządzeń okrętowych z napędem elektrycznym stwierdzają jednocześnie, że sprawność energetyczna tego napędu jest wyraźnie wyższa od sprawności napędu hydrostatycznego.

Można zrozumieć powyższe porównanie zainstalowanej mocy i sprawności energetycznej dwóch rodzajów napędu w sytuacji, gdy dotychczas projektant żurawia pokładowego z napędem hydrostatycznym nie dysponuje możliwością dokładnego określania sprawności energetycznej napędu zmieniającej się szeroko w polu pracy napędzanego urządzenia, a więc w pełnym zakresie zmiany prędkości i obciążenia silnika hydraulicznego, a także w zakresie zmiany lepkości zastosowanego w układzie czynnika roboczego (oleju hydraulicznego). Dotyczy to zarówno określania strat i sprawności energetycznej maszyn wyporowych (pompy i silnika hydraulicznego) zastosowanych w układzie napędowym, jak również strat i sprawności energetycznej wynikających z zastosowanej struktury sterowania silnika.

W przekładni hydrostatycznej następuje zamiana energii mechanicznej w energię ciśnienia cieczy lepkiej – co ma miejsce w pompie wyporowej, w silniku hydraulicznym – zamiana energii ciśnienia cieczy w energię mechaniczną. Tym dwóm konwersjom energii w maszynach wyporowych towarzyszą straty energetyczne występujące ponadto w przewodach i w zespole sterowania, wynikające z zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika hydraulicznego. Niezwykle ważną jest prawidłowa ocena poziomu i proporcji strat energetycznych, umożliwiająca jednocześnie poszukiwanie rozwiązań energooszczędnych zarówno pompy i silnika, jak również całego hydrostatycznego układu napędowego.

Określanie strat energetycznych na przykładzie badań silnika hydraulicznego obrotowego

Zacytujemy tu fragmenty pracy [17], uzupełniając je dodatkowymi uwagami.

„[...] Ocena zachowania energetycznego silnika hydraulicznego to ocena jego sprawności całkowitej $\eta_M = f(n_M, M_M, v)$, a więc ocena sprawności całkowitej η_M w funkcji prędkości n_M i obciążenia M_M wału silnika oraz w funkcji lepkości v cieczy roboczej. Jest to równocześnie ocena wielkości i proporcji strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych występujących w silniku, czyli strat decydujących o sprawności mechanicznej η_{Mm} , objętościowej η_{Mv} i ciśnieniowej η_{Mp} silnika, których iloczyn $\eta_M = \eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$ decyduje o sprawności całkowitej η_M silnika. Straty energetyczne i odpowiadające im sprawności η_{Mm} , η_{Mv} i η_{Mp} powinny być określone w funkcji parametrów decy-

dujących bezpośrednio o poszczególnych stratach i o poszczególnych sprawnościach.

Jednakże projektanci i producenci silników hydraulicznych obrotowych oraz hydrostatycznych układów napędowych nie dysponują dotychczas narzędziem właściwego określania ich zachowania energetycznego w polu ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) zmiany współczynników prędkości i obciążenia wału silnika hydraulicznego oraz w zakresie $v_{min} \leq v \leq v_{max}$ zmiany lepkości cieczy roboczej zastosowanej w układzie.

Producenci silników hydraulicznych obrotowych powszechnie błędnie oceniają ich sprawności energetyczne i parametry pracy:

- sprawność całkowitą η_M silnika w funkcji prędkości obrotowej n_M wału i spadku Δp_M ciśnienia w silniku (np. [11–14]);
- sprawność całkowitą η_M silnika jako iloczyn sprawności objętościowej η_{Mv} i tzw. „sprawności mechaniczno-hydraulicznej” η_{Mmh} silnika, wszystkich trzech określanych w funkcji tych samych parametrów (np. [11, 12]);
- prędkość obrotową n_M wału silnika w funkcji chłonności Q_M silnika i sprawności objętościowej η_{Mv} silnika określonej z kolei w funkcji spadku Δp_M ciśnienia w silniku (np. [11, 13]);
- moment M_M na wale silnika w funkcji spadku Δp_M ciśnienia w silniku i tzw. „sprawności mechaniczno-hydraulicznej” η_{Mmh} silnika (np. [11–14]);
- chłonność Q_M silnika w funkcji prędkości obrotowej n_M wału i sprawności objętościowej η_{Mv} określonej z kolei w funkcji spadku Δp_M ciśnienia w silniku (np. [11–13]);
- moc użyteczną P_{Mu} wału silnika w funkcji chłonności Q_M silnika i spadku Δp_M ciśnienia w silniku oraz w funkcji sprawności całkowitej η_M silnika określonej z kolei w funkcji prędkości obrotowej n_M wału i spadku Δp_M ciśnienia w silniku (np. [11–13]).

Badacze silników hydraulicznych błędnie oceniają straty powstające w silniku:

- moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku w funkcji spadku Δp_M ciśnienia w silniku i prędkości n_M wału silnika;
- sumę momentu M_{Mm} strat mechanicznych i tzw. „momentu strat ciśnieniowych” (wynikającego ze strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w silniku) – w funkcji spadku Δp_M ciśnienia w silniku i prędkości obrotowej n_M wału silnika;
- natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku w funkcji spadku Δp_M ciśnienia w silniku (lub w funkcji momentu M_M na wale silnika) i w funkcji prędkości obrotowej n_M wału silnika.

Metody oceny strat i sprawności energetycznej obrotowych silników hydraulicznych, stosowane dotychczas w badaniach naukowych i w praktyce przemysłowej, dają błędne rezultaty, ponieważ obarczone są wpływem samych strat na parametry, w funkcji których straty i sprawności są oceniane.

Nieliczne są informacje producentów właściwie przedstawiające zależność sprawności całkowitej $\eta_M = f(n_M, M_M)$ silnika, czyli w funkcji prędkości n_M i momentu M_M wału silnika przy określonej lepkości v cieczy oraz przedstawiające wpływ lepkości v na sprawność całkowitą η_M (np. [10]).

Powszechny jest brak informacji o zależnościach strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych w silniku od lepkości kinematycznej v cieczy roboczej zastosowanej w hydrostatycznym układzie napędowym.

Podstawową przyczyną błędnych ocen są utarte poglądy na sposób prowadzenia badań oraz na sposób określania strat energetycznych w pompach i silnikach hydraulicznych. Sposób ten

wynika m.in. z perspektywy tradycyjnego odczytywania przez badających bilansu energetycznego hydrostatycznego układu napędowego ilustrowanego wykresem Sankey'a [3–9]. Dotychczasowy niezadowolający stan jest również efektem stosowania uproszczonych ocen co do istoty zależności poszczególnych strat od parametrów pracy silnika lub pompy i od lepkości cieczy roboczej.

Celem „[...]” jest więc zdefiniowanie w silniku hydraulicznym obrotowym parametrów pracy, rozwijanych mocy, występujących strat i sprawności energetycznej, a także pokazanie ich złożonych zależności. W oparciu o analizę przedstawionych definicji i zależności wyciągnięte zostaną wnioski dotyczące badań charakterystyk energetycznych silników [...]”.

„[...]” Po zastąpieniu, w równaniu (44), η_{Mm} zależnością (11), η_{Mv} zależnością (23) i η_{Mp} zależnością (37), otrzymujemy wyrażenie opisujące sprawność η_M silnika jako iloczyn poszczególnych sprawności opisanych decydującymi o nich stratami oraz parametrami, wśród których Δp_{Mi} i Q_M są jednocześnie funkcjami strat:

$$\eta_M = f(M_M, n_M, \nu) = \eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp} = \frac{M_M}{M_M + M_{Mm}} \frac{q_{Mt} n_M}{q_{Mt} n_M + Q_{Mv}} \frac{\Delta p_{Mi}}{\Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp}} \quad (46)$$

gdzie:

$$M_{Mm} = f(M_M, n_M, \nu) \text{ (równanie (2))},$$

$$Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu) \text{ (równanie (14))},$$

$$\Delta p_{Mp} = f(Q_M, \nu) \text{ (równanie (25))},$$

$$z \quad \Delta p_{Mi} = \frac{2\Pi(M_M + M_{Mm})}{q_{Mt}} \text{ (równanie (6))}$$

$$Q_M = q_{Mt} n_M + Q_{Mv} \text{ (równanie (16))}.$$

Spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowany w komorach roboczych (równanie (6)) jest funkcją momentu M_M obciążającego wał i momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał–komory robocze”. Chłonność Q_M w kanałach silnika (równanie (16)) jest funkcją prędkości n_M wału silnika i natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych.

Wzór (46) pokazuje bezpośrednią zależność momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał–komory robocze” od momentu M_M i od prędkości obrotowej n_M wału silnika oraz od lepkości ν cieczy roboczej.

Wzór (46) pokazuje złożoną zależność natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych od momentu M_M obciążającego wał i od momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał–komory robocze” (spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowany w komorach roboczych zależy od M_M i od M_{Mm} , a wpływa bezpośrednio na Q_{Mv}), a także od prędkości n_M wału (wpływającej w zróżnicowany sposób na moment M_{Mm} strat mechanicznych i na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych). Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych jest zależne od zróżnicowanego wpływu lepkości ν cieczy roboczej: pośrednio – poprzez

wpływ ν na moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał–komory robocze” i bezpośrednio – poprzez wpływ ν na natężenie Q_{Mv} strat w komorach.

Wzór (46) pokazuje także złożoną zależność strat Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach od prędkości obrotowej n_M wału i od natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych. Natężenie Q_{Mv} strat wpływa bowiem na chłonność Q_M silnika (równanie (16)), a jednocześnie Q_{Mv} w złożony sposób zależy od momentu M_M obciążającego wał i od momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał–komory robocze” silnika. Straty Δp_{Mp} ciśnienia w kanałach są również zależne od zróżnicowanego wpływu lepkości ν cieczy roboczej: pośrednio – poprzez wpływ ν na moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał–komory robocze” i poprzez wpływ ν na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych oraz bezpośrednio – poprzez wpływ ν na straty Δp_{Mp} ciśnienia w kanałach.

Wpływ lepkości ν cieczy roboczej na:

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

Zależność poszczególnych odmian strat od lepkości ν cieczy roboczej należy przedstawiać w wyrażeniach opisujących zależność tych strat od innych parametrów, które bezpośrednio na nie wpływają ($M_{Mm} = f(M_M, n_M, \nu)$, $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu)$, $\Delta p_{Mp} = f(Q_M, \nu)$).

Złożony jest więc obraz charakterystyki sprawności całkowitej $\eta_M = f(M_M, n_M, \nu)$ silnika hydraulicznego jako iloczynu $\eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$ trzech sprawności silnika poprawnie opisanych charakterystykami jego sprawności mechanicznej $\eta_{Mm} = f(M_M, n_M, \nu)$, objętościowej $\eta_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu)$ i ciśnieniowej $\eta_{Mp} = f(\Delta p_{Mi}, Q_M, \nu)$.

Obraz ten należy uzupełnić oceną pola ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) pracy silnika, a więc oceną zakresu zmiany parametrów n_M i M_M . W polu ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) pracy silnika, jego aktualna prędkość n_M i obciążenie M_M wynikają z wymagań stawianych przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie) i są niezależne od strat występujących w silniku hydraulicznym i w napędzającym silnik układzie hydrostatycznym.

Natomiast graniczne wartości n_{Mmax} ($\bar{\omega}_{Mmax}$) i M_{Mmax} (\bar{M}_{Mmax}) pola pracy silnika hydraulicznego zależą od maksymalnych możliwości układu napędzającego ten silnik. Wartości n_{Mmax} ($\bar{\omega}_{Mmax}$) i M_{Mmax} (\bar{M}_{Mmax}) decydują równocześnie o odpowiadającej im sprawności energetycznej η_M silnika i sprawności η całego układu. Możliwości układu wynikają z wydajności teoretycznej Q_{P} pompy i z ciśnienia p_n nominalnego pracy układu, a także ze strat energetycznych, które występują w silniku, w pompie, w przewodach oraz są skutkiem zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika. Na graniczne wartości n_{Mmax} ($\bar{\omega}_{Mmax}$) i M_{Mmax} (\bar{M}_{Mmax}) ma więc również wpływ lepkość ν czynnika roboczego zmieniająca się w granicach $\nu_{min} \leq \nu \leq \nu_{max}$. Na pole pracy silnika hydraulicznego zasilanego układem hydrostatycznym ma także wpływ charakterystyka $n_P = f(M_P)$ silnika (elektrycznego lub spalinowego) napędzającego pompę układu.

Ocenę charakterystyki sprawności całkowitej $\eta_M = f(M_M, n_M, \nu)$ silnika hydraulicznego jako iloczynu $\eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$ trzech

sprawności silnika należy oprzeć na modelach matematycznych strat i sprawności z wykorzystaniem zdefiniowanych współczynników k_i strat energetycznych występujących w silniku i w napędzającym silnik układzie. Proponowana ocena sprawności silnika dokonywana jest łącznie z oceną sprawności energetycznej hydrostatycznego układu napędowego, w którym silnik jest zastosowany.

W proponowanej metodzie oceny charakterystyki energetycznej silnika hydraulicznego, a także pompy i pozostałych elementów hydrostatycznego układu napędowego, opartej na modelach matematycznych strat, każdy rodzaj strat jest funkcją parametrów bezpośrednio na straty wpływających i od tych strat niezależnych.

Oceniane są wielkości współczynników k_i strat odnoszące straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe w silniku hydraulicznym, w pompie i w pozostałych elementach układu do wielkości odniesienia: ciśnienia nominalnego p_n układu napędowego, teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy napędzającej układ, teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} i teoretycznego momentu M_{Mt} wału silnika. Współczynniki k_i strat określane są przy lepkości ν_n odniesienia cieczy roboczej. Jednocześnie określane jest wpływ stosunku ν/ν_n lepkości (lepkości zmieniającej się w zakresie $\nu_{min} \leq \nu \leq \nu_{max}$) na wartości współczynników k_i strat.

Metoda umożliwia ocenę wielkości i proporcji strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych w silniku, w pompie i w układzie oraz ich zależność od lepkości ν cieczy.

Znajomość współczynników k_i strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych daje możliwość uzyskania, dzięki zastosowaniu metody numerycznej, obrazu charakterystyki sprawności całkowitej hydrostatycznego układu napędowego w polu ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) pracy silnika i przy wybranym stosunku ν/ν_n lepkości cieczy.

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

Metoda jest dokładna w założeniu i prosta w zastosowaniu. Upraszcza badania laboratoryjne pomp, silników hydraulicznych i układów napędowych. Pozwala na poszukiwanie energooszczędnych konstrukcji maszyn waporowych. Umożliwia ocenę całkowitej sprawności energetycznej napędu oraz poszukiwanie energooszczędnych struktur hydrostatycznych układów napędowych.

Wnioski

1. Metody oceny strat i sprawności energetycznej obrotowych silników hydraulicznych, stosowane dotychczas w badaniach naukowych i w praktyce przemysłowej, dają błędne rezultaty, ponieważ obciążone są wpływem samych strat na parametry, w funkcji których straty i sprawności są oceniane [15, 17, 19].
2. Podstawową przyczyną błędnych ocen są utarte poglądy na sposób prowadzenia badań oraz na sposób określania strat energetycznych w pompach i silnikach hydraulicznych. Sposób ten wynika m.in. z perspektywy tradycyjnego odczytywania przez badających bilansu energetycznego hydrostatycznego układu napędowego ilustrowanego wykresem Sankey'a [3–6, 15, 17, 19].

3. W badaniach strat i sprawności energetycznej silnika hydraulicznego (pompy i hydrostatycznego układu napędowego) należy zastąpić wykres Sankey'a wykresem kierunku wzrostu strumienia mocy od wału silnika hydraulicznego do wału pompy [3–6, 15, 17, 19].
4. Złożony jest obraz charakterystyki sprawności całkowitej $\eta_M = f(M_M, n_M, \nu)$ silnika jako iloczynu $\eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$ trzech sprawności silnika poprawnie opisanych charakterystykami sprawności mechanicznej $\eta_{Mm} = f(M_M, n_M, \nu)$, objętościowej $\eta_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu)$ i ciśnieniowej $\eta_{Mp} = f(\Delta p_{Mi}, Q_{Mv}, \nu)$. Obraz ten należy uzupełnić oceną pola ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) pracy silnika, a więc oceną zakresu zmiany parametrów n_M i M_M . Graniczne wartości $n_{Mmax}(\bar{\omega}_{Mmax})$ i $M_{Mmax}(\bar{M}_{Mmax})$ pola pracy silnika hydraulicznego zależą od maksymalnych możliwości układu napędzającego ten silnik. Możliwości te wynikają z wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy, ciśnienia nominalnego p_n układu, strat energetycznych we wszystkich elementach układu, strat, które wynikają również z zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika.
5. Ocenę charakterystyki sprawności całkowitej $\eta_M = f(M_M, n_M, \nu)$ silnika jako iloczynu $\eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$ trzech sprawności silnika należy oprzeć na modelach matematycznych strat i sprawności z wykorzystaniem zdefiniowanych współczynników k_i strat energetycznych występujących w silniku i w napędzającym silnik układzie. Proponowana ocena sprawności silnika dokonywana jest łącznie z oceną całkowitej sprawności energetycznej pompy i hydrostatycznego układu napędowego, w którym silnik jest zastosowany.
6. Oceniane są wielkości współczynników k_i strat odnoszące straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe w silniku hydraulicznym, w pompie i w całym układzie do wielkości odniesienia: wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy napędzającej układ, ciśnienia nominalnego p_n układu, teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} i teoretycznego momentu M_{Mt} wału silnika. Współczynniki k_i strat określane są przy lepkości ν_n odniesienia cieczy roboczej. Jednocześnie określane jest wpływ stosunku ν/ν_n lepkości (lepkości zmieniającej się w zakresie $\nu_{min} \leq \nu \leq \nu_{max}$) na wartość współczynników k_i strat.
7. Metoda umożliwia ocenę wielkości i proporcji strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych w silniku (w pompie i w układzie) oraz ich zależność od lepkości ν cieczy.
8. Znajomość współczynników k_i strat daje możliwość uzyskania, dzięki zastosowaniu metody numerycznej, obrazu charakterystyki sprawności całkowitej $\eta_M = f(\bar{\omega}_M, \bar{M}_M, \nu/\nu_n)$ silnika $\eta_P = f(\bar{\omega}_M, \bar{M}_M, \nu/\nu_n)$, pompy i sprawności $\eta = f(\bar{\omega}_M, \bar{M}_M, \nu/\nu_n)$ napędu hydrostatycznego w określanym jednocześnie polu ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) pracy silnika i napędu oraz przy wybranym stosunku ν/ν_n lepkości cieczy.
9. Metoda jest dokładna w założeniu i prosta w zastosowaniu. Upraszcza badania laboratoryjne pomp, silników hydraulicznych i układów. Pozwala na poszukiwanie energooszczędnych konstrukcji maszyn waporowych. Umożliwia ocenę całkowitej sprawności energetycznej napędu oraz poszukiwanie energooszczędnych struktur hydrostatycznych układów napędowych.
10. Proponowana metoda jest propozycją dla projektantów i producentów pomp, silników hydraulicznych oraz układów napędu i sterowania hydrostatycznego. Jest ona w trakcie opracowywania.

Literatura

- [1] Electric drives improve load cycle performance. MacGREGOR News 154 Autumn 2006, s. 12.
- [2] Electric drives advantages are available to all ship types. MacGREGOR News 161 Autumn 2010, s. 18–19.
- [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” miesięcznik naukowo-techniczny, nr 10(114) Rok X, Październik 2008, s. 142–152, rys. 13, bibliograf. 12 poz.
- [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” miesięcznik naukowo-techniczny, nr 11(115) Rok X, Listopad 2008, s. 116–125, rys. 7, bibliograf. 12 poz.
- [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 (57) 2008, Vol. 15; s. 28–37, rys. 13, bibliogr. 12 poz.
- [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 (58) 2008, Vol. 15; s. 21–29, rys. 7, bibliograf. 13 poz.
- [7] PASZOTA Z.: *Pole pracy układu napędu hydrostatycznego.* Rozdział w monografii pt. „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2009, s. 31–43, rys. 1, bibliograf. 10 poz.
- [8] PASZOTA Z.: *Parametry badań sprawności energetycznej pomp i silników hydraulicznych. Pole pracy układu napędu hydrostatycznego.* „Napędy i Sterowanie” miesięcznik naukowo-techniczny, nr 11(127) Rok XI, Listopad 2009, s. 124–129, rys. 1, bibliograf. 11 poz.
- [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 (62) 2009, Vol. 16; s. 16–21, rys. 1, bibliogr. 11 poz.
- [10] Materiały firmy Hägglunds: Product Manual VIKING EN397-3a 1999.
- [11] Materiały firmy Bosch Rexroth AG: RE 91 604/06.03 I AGVM.
- [12] Materiały firmy Parker Hannifin: Catalogue HY30-8223/UK.
- [13] Materiały firmy SAUER DANFOSS: Technical Information 520L0440·Rev AD·Dec 2009.
- [14] Materiały LABORATOIRE HYDRO LEDUC: Efficiency M series motors.
- [15] 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 Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder 2010”. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010, s. 31–54, rys. 1, bibliograf. 14 poz.
- [16] PASZOTA Z.: *Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym stosowanym w napędzie hydrostatycznym.* Rozdział w monografii pt. „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder 2010”. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010, s. 123–137, rys. 6, bibliograf. 10 poz.
- [17] PASZOTA Z.: *Straty energetyczne w silniku hydraulicznym obrotowym – definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego.* „Napędy i Sterowanie” miesięcznik naukowo-techniczny, nr 10(138) Rok XII, Październik 2010, s. 114–125, rys. 1, bibliograf. 15 poz.
- [18] PASZOTA Z.: *Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym stosowanym w napędzie hydrostatycznym.* „Napędy i Sterowanie” miesięcznik naukowo-techniczny, nr 11(139) Rok XII, Listopad 2010, s. 122–129, rys. 6, bibliograf. 11 poz.
- [19] 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; s. 44–54, rys. 1, bibliograf. 14 poz.

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

artykuł recenzowany

reklama