

WYBRANE SPRAWNOŚCI UKŁADU ZE STEROWANIEM PROPORCJONALNYM SIŁOWNIKA

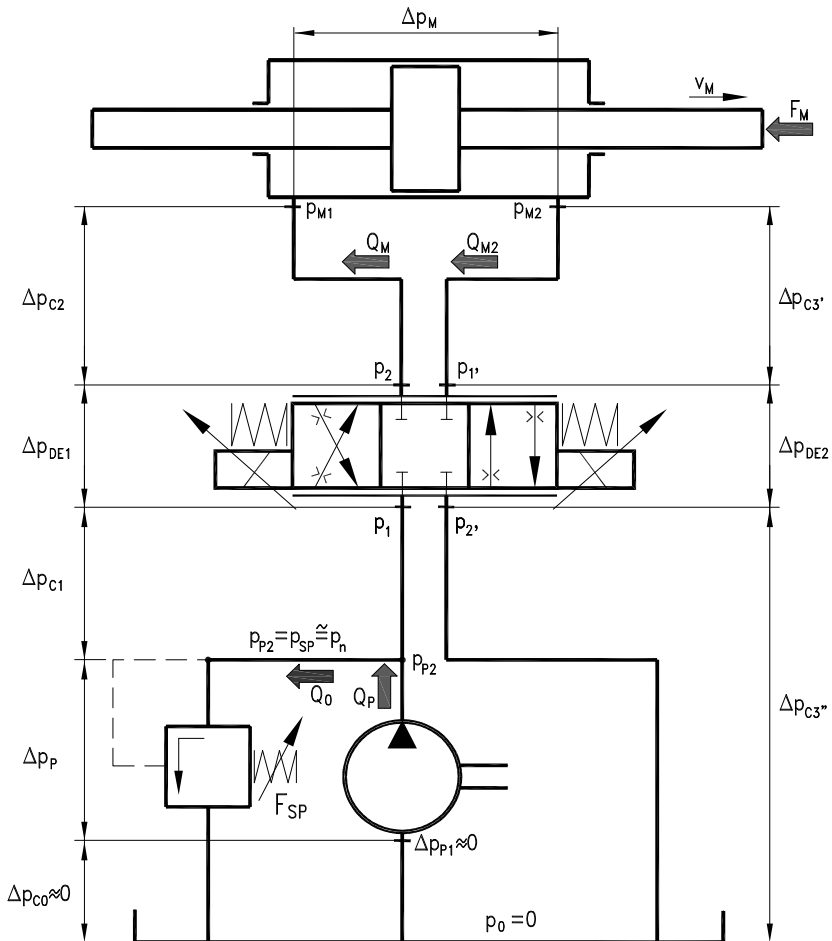
Istnieją obszary nierozpoznane, związane z zachowaniem się elementów w układach hydraulicznych o różnych strukturach. Brak często świadomości dotyczącej proporcji strat energetycznych, objętościowych, ciśnieniowych i mechanicznych występujących w elementach. Zagadnienia związane ze sprawnością energetyczną są istotne dla poprawy funkcjonalności i podniesienia jakości hydrostatycznych układów napędowych, charakteryzujących się, obok niewątpliwych zalet, stosunkowo niską sprawnością w porównaniu z innego rodzaju napędami. Sprawność energetyczna przekładni hydrostatycznych zwłaszcza ze sterowaniem dławieniowym prędkości silnika, a także sprawność układów serwomechanizmów hydraulicznych, może być w rzeczywistości wyższa od wartości najczęściej podawanych w literaturze przedmiotu. Możliwość obliczania rzeczywistej sprawności całkowitej układu hydraulicznego jako funkcji wielu parametrów o niej decydujących staje się narzędziem całościowej oceny jakości projektowanego układu. W artykule porównano sprawności układów o sterowaniu proporcjonalnym siłownika ze sprawnością układu o sterowaniu objętościowym pompą o zmiennej wydajności. Pokazano również dwa schematy badanych układów hydrostatycznych, przedstawiono ich zasadę działania oraz problematykę badań strat w elementach i sprawności energetycznej układów składających się z zespołu zasilającego, zespołu sterowania i siłownika.

Słowa kluczowe: układ hydrostatyczny, laboratoryjne stanowisko badawcze, struktury sterowania, rozdzielacz proporcjonalny, siłownik, sprawność, straty energetyczne.

WSTĘP

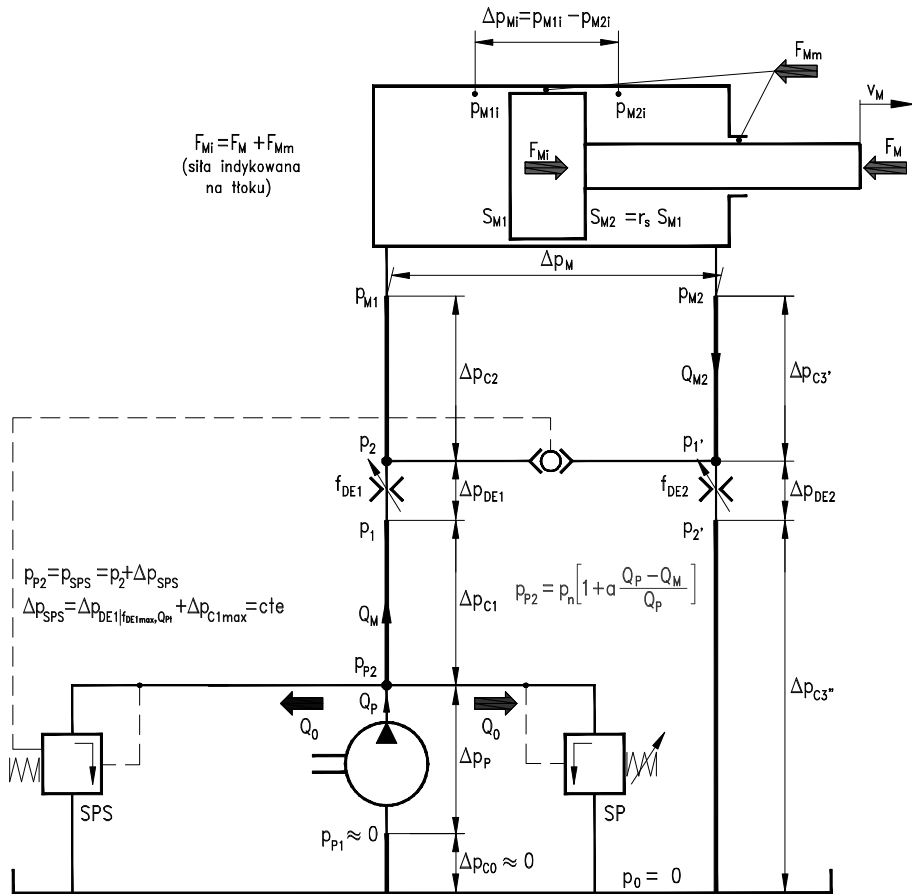
W poszukiwaniu rozwiązań energooszczędnych opracowuje się i doskonalą metody obliczeniowe sprawności energetycznej układów wykorzystujące wspomaganie komputerowe.

Układy hydrostatyczne odgrywają w nowoczesnych maszynach bardzo ważną rolę. Duża liczba obecnie budowanych maszyn ma mniej lub bardziej rozbudowane układy napędowe hydrostatyczne lub elektrohydrostatyczne, a w wielu z nich układy te stanowią najważniejszą ich część. Elementy wykonawcze, jakimi są silniki hydrauliczne liniowe – siłowniki, znalazły między innymi szerokie zastosowanie w maszynach i urządzeniach lądowych oraz okrętowych. Niezaprzeczalnymi zaletami siłowników są: możliwość realizacji ruchu postępowego, niezawodność, prostota konstrukcji, stosunek siły użytecznej do masy elementu [1].



Rys. 1. Schemat badanego układu zasilanego przy stałym ciśnieniu – struktura $p = cte$
Fig. 1. Diagram of the tested system supplied at a constant pressure – the structure of $p = cte$

Najczęściej spotykanym układem sterowania proporcjonalnego silnika hydraulicznego liniowego jest system (rys. 1), w którym rozdzielacz proporcjonalny zasilany jest pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym stabilizującym stały poziom ciśnienia zasilania $p = cte$. Układ ten uzyskuje wysoką sprawność energetyczną, bliską sprawności układu bez sterowania dławieniowego, jedynie w punkcie o maksymalnych wartościach współczynnika \bar{M}_M obciążenia i współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości silnika. Przy obniżającym się obciążeniu silnika, a szczególnie przy jednoczesnym obniżaniu się prędkości silnika, sprawność η układu gwałtownie maleje [9, 10, 11].



Rys. 2. Schemat badanego układu z rozdzielaczem proporcjonalnym zasilanym pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym w systemie zmiennego ciśnienia – $p = var$ [10]

Fig. 2. Diagram of the tested system with proportional valve fed by a constant capacity pump cooperating with the controlled overflow valve in a variable pressure system – $p = var$ [10]

Istnieją możliwości zmniejszania strat energetycznych w elementach układu o sterowaniu proporcjonalnym (w pompie, w zespole sterowania dławieniowego i w silniku hydraulicznym, szczególnie w silniku liniowym), a więc możliwości podwyższania sprawności energetycznej układu z rozdzielaczem dławiącym.

Układ hydrostatyczny napędu i sterowania proporcjonalnego silnika hydraulicznego liniowego może być zasilany pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym stabilizującym ciśnienie zasilania rozdzielacza proporcjonalnego na poziomie ciśnienia nominalnego (rys. 1), bądź pompą współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym ciśnieniem na dopływie do odbiornika. Układ zmiennociśnieniowy $p = var$ (rys. 2) umożliwi obniżenie strat w pompie, w zespole sterowania i w silniku hydraulicznym liniowym [9, 10, 11].

W układzie zmiennociśnieniowym $p = \text{var}$ można poważnie obniżyć strukturalne straty ciśnieniowe i objętościowe w zespole sterowania dławieniowego, straty mechaniczne w siłowniku i pompie oraz straty objętościowe w pompie. Opis matematyczny strat i sprawności przedstawiony został w pracach [9, 10, 11].

Zasadniczy wpływ na sprawność układu hydrostatycznego ma jego struktura. Jej wpływ jest rozważany najczęściej przy założeniu idealnej pompy i silnika oraz przypuszczeniu, że występujące w rzeczywistości w pompie i silniku straty energetyczne spowodują dalsze proporcjonalne obniżenie sprawności całkowitej układu. Obraz wzajemnego wpływu strat wszystkich elementów układu hydrostatycznego okazuje się jednak dużo bardziej złożony [7].

ZNACZENIE BADAŃ

Zagadnienia związane ze sprawnością energetyczną są istotne dla poprawy funkcjonalności i podniesienia jakości hydrostatycznych układów napędowych, charakteryzujących się, obok niewątpliwych zalet, stosunkowo niską sprawnością w porównaniu z innymi rodzajami napędami. Prace poświęcone opisaniu wpływu poszczególnych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na sprawność układu hydrostatycznego są cenne. Pozwalają, między innymi, skonfigurować układ zapewniający minimum strat. Poruszany temat jest ważny oraz istotny w dyskusji i opisywaniu rozwoju napędów hydrostatycznych.

Sprawność energetyczna przekładni hydrostatycznych zwłaszcza ze sterowaniem dławieniowym prędkości silnika, a także sprawność układów serwomechanizmów hydraulicznych, może być w rzeczywistości wyższa od wartości najczęściej podawanych w literaturze przedmiotu. Możliwość obliczania rzeczywistej sprawności całkowitej układu hydraulicznego w funkcji wielu parametrów o niej decydujących staje się narzędziem całościowej oceny jakości projektowanego układu. Możliwość takiej oceny jest istotna również ze względu na stosowanie hydrostatycznych układów sterowania i regulacji w różnorodnych maszynach i urządzeniach, a także ze względu na wzrastającą moc napędu hydrostatycznego w dobie rosnących wciąż kosztów wytwarzania energii [2–8].

W układzie o zbyt niskiej sprawności wzrasta obciążenie, przede wszystkim pompy, co prowadzi do zwiększonego ryzyka jej awarii i konieczności naprawy lub wymiany, a także do krótszego okresu eksploatacji. Zbyt niska sprawność układu, wynikająca najczęściej z intensywnego dławienia strumienia cieczy, stanowi też źródło szybkiego pogarszania się cech eksploatacyjnych, zwłaszcza właściwości smarnych oleju hydraulicznego, co jest wynikiem zbyt wysokiej temperatury pracy czynnika roboczego – nośnika mocy w przekładni hydrostatycznej.

Porównanie mocy strat występujących w elementach stanowi informację ułatwiającą projektowanie nowego układu.

Porównanie bilansów energetycznych pod kątem wielkości mocy strat występujących w różnych układach pozwala na szersze spojrzenie przy wyborze optymalnego rozwiązania.

Do zakresu podstawowych badań w napędach i sterowaniach hydrostatycznych można zaliczyć badanie sprawności elementów i układów, z uwzględnieniem szczegółowej analizy źródeł powstawania poszczególnych strat energetycznych.

Sprawność energetyczną, będącą jedną z najważniejszych cech charakteryzujących układ, definiuje się jako stosunek aktualnej, wymaganej przez napędzane urządzenie, mocy użytecznej P_{Mu} silnika hydraulicznego do, odpowiadającej tej wartości P_{Mu} , mocy P_{Pc} pobieranej przez pompę na jej wale od napędzającego ją silnika (elektrycznego, spalinowego). W przypadku niewłaściwego doboru typu układu może to skutkować wzrostem temperatury oleju hydraulicznego, a co za tym idzie, spadkiem jego lepkości, co z kolei powoduje spadek sprawności poszczególnych elementów, jak i wpływa na charakterystyki ruchowe układu. W związku z tym sprawność energetyczna może być czynnikiem decydującym o możliwości zastosowania układu w konkretnym przypadku. Natomiast jej szczegółowa analiza nierzadko prowadzi do udoskonaleń konstrukcyjnych różnych elementów układu. Jednak podnoszenie jakości układów hydrostatycznych nie może następować wyłącznie przez ulepszanie elementów [10].

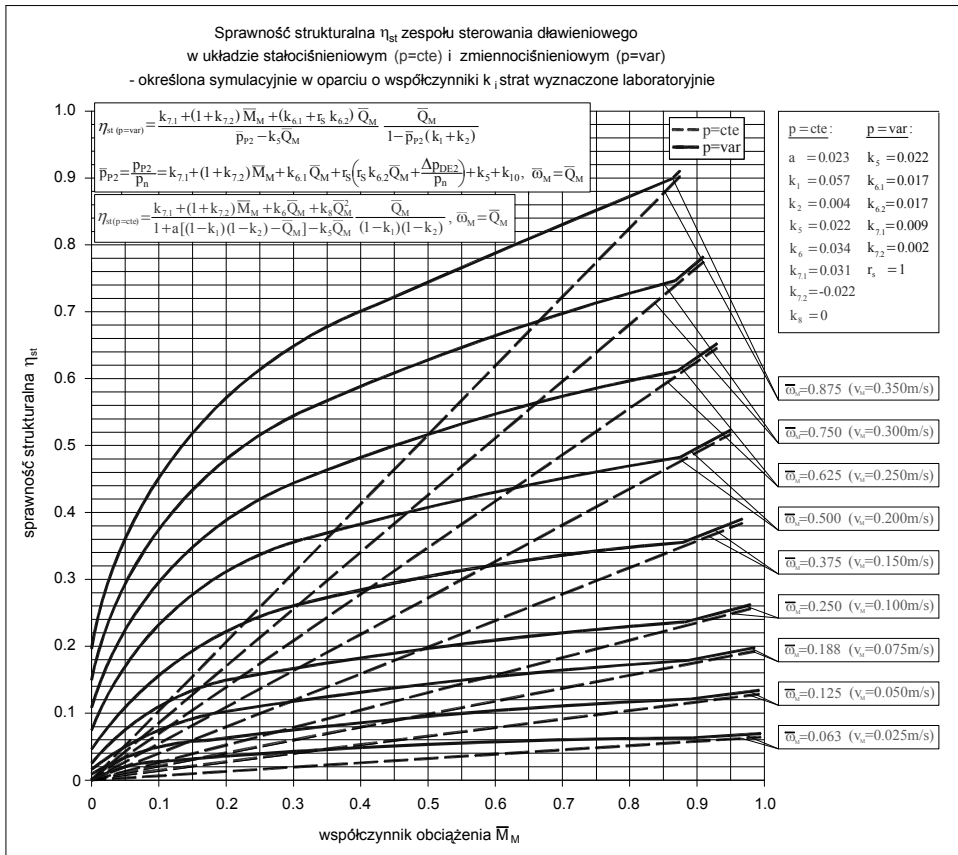
Przykładowo, na rysunku 3 zilustrowano wykresy sprawności strukturalnych η_{st} przy wybranych współczynnikach $\bar{\omega}_M$ prędkości siłownika. Sprawność strukturalna η_{st} , czyli sprawność zespołu sterowania dławieniowego, jest iloczynem sprawności η_{stp} strukturalnej ciśnieniowej (związanej z rozdzielaczem proporcjonalnym) i sprawności η_{stv} strukturalnej objętościowej (związanej z zaworem przelewowym):

$$\eta_{st} = \eta_{stp} \cdot \eta_{stv}. \quad (1)$$

Sprawność η_{st} dwóch badanych układów może dojść do wysokich wartości przy granicznych wartościach współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości i współczynnika \bar{M}_M obciążenia siłownika (rys. 3). W punkcie szczytowym straty związane z przelewem cieczy do zbiornika zbliżają się do zera (czyli sprawność strukturalna objętościowa η_{stv} zbliża się do jedności), straty związane ze spadkiem ciśnienia w rozdzielaczu także zbliżają się do zera (sprawność strukturalna ciśnieniowa η_{stp} zbliża się do jedności). Wykorzystuje się w tym zakresie prawie całkowicie moc dostarczaną przez pompę [10].

W przypadku zmniejszania obciążenia siłownika, sprawność układu stałociśnieniowego $p = cte$ maleje liniowo, także sprawność układu zmiennociśnieniowego $p = var$ maleje, ale dużo wolniej.

Sprawność strukturalna η_{st} układu $p = cte$, przy współczynniku \bar{M}_M obciążenia siłownika równym $\bar{M}_M = 0,10$ i przy współczynniku $\bar{\omega}_M$ jego prędkości równym $\bar{\omega}_M = 0,875$ ($v_M = 0,350$ m/s), przyjmuje wartość $\eta_{st} = 0,10$. Natomiast sprawność strukturalna η_{st} układu $p = var$, przy tych samych współczynnikach obciążenia i prędkości siłownika, wynosi $\eta_{st} = 0,44$. Z kolei sprawność η_{st} układu $p = cte$, przy współczynniku \bar{M}_M obciążenia siłownika równym $\bar{M}_M = 0,80$ i przy współczynniku $\bar{\omega}_M$ jego prędkości równym $\bar{\omega}_M = 0,875$ ($v_M = 0,350$ m/s), przyjmuje wartość $\eta_{st} = 0,82$. Natomiast sprawność strukturalna η_{st} układu $p = var$, przy tych samych współczynnikach obciążenia i prędkości siłownika, wynosi $\eta_{st} = 0,87$ [10].

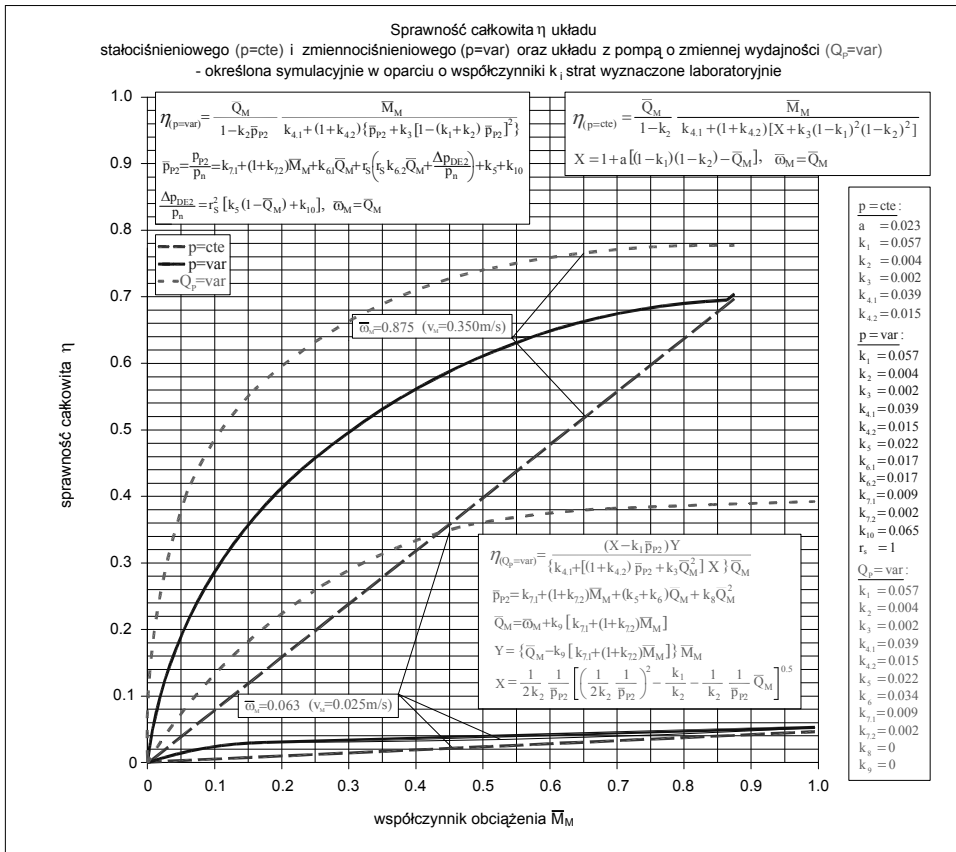


Rys. 3. Zależność sprawności strukturalnej η_{st} układu stałociśnieniowego ($p = cte$) i zmiennociśnieniowego ($p = var$) od współczynnika \bar{M}_M obciążenia przy różnych współczynnikach $\bar{\omega}_M$ prędkości siłownika [10]

Fig. 3. Dependence of structural energy efficiency η_{st} of the constant pressure system ($p = cte$) and variable pressure system ($p = var$) from the load coefficient \bar{M}_M at the different linear motor speed coefficient $\bar{\omega}_M$ [10]

Reasumując, znakomite podwyższenie sprawności η_{st} strukturalnej układu $p = var$ widoczne jest przy większych współczynnikach $\bar{\omega}_M$ prędkości i przy mniejszych współczynnikach \bar{M}_M obciążenia siłownika. Natomiast przy największych współczynnikach \bar{M}_M obciążenia siłownika sprawności η_{st} strukturalne dwu porównywanych struktur są sobie równe.

Na rysunkach 4 i 5 przedstawiono sprawność całkowitą η układu stałociśnieniowego ($p = cte$) i zmiennociśnieniowego ($p = var$) oraz układu z pompą o zmiennej wydajności ($Q_p = var$) w funkcji współczynnika \bar{M}_M obciążenia przy różnych współczynnikach $\bar{\omega}_M$ prędkości siłownika.

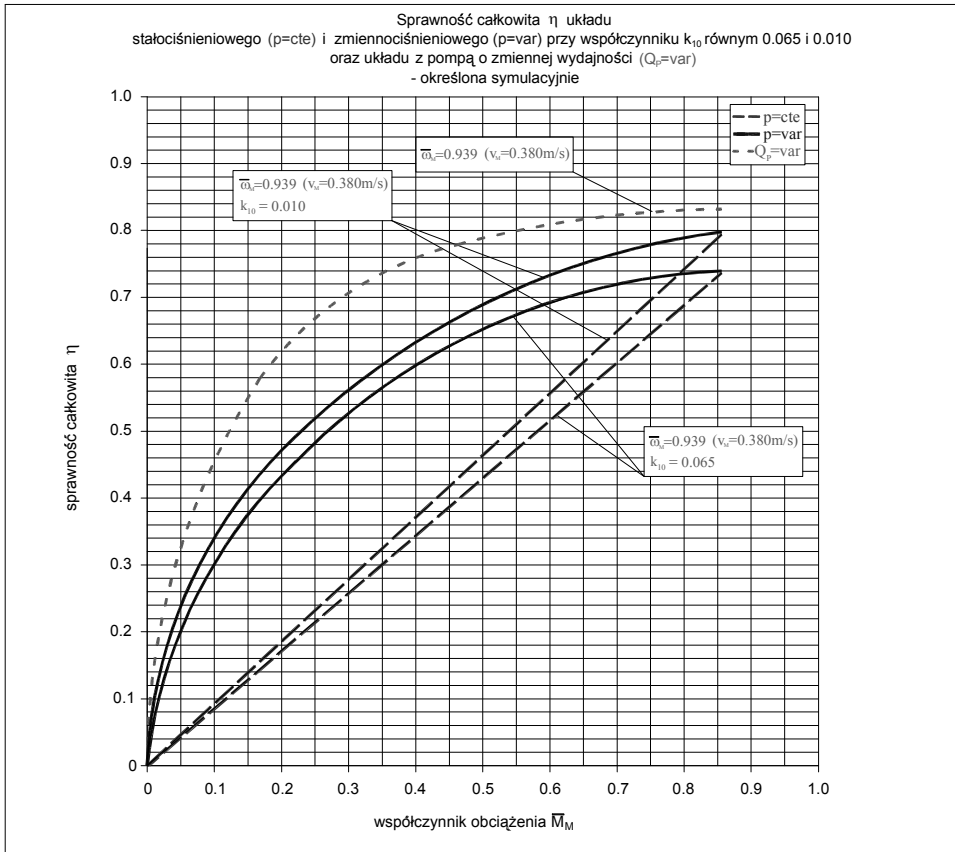


Rys. 4. Zależność sprawności całkowitej η układu stałociśnieniowego ($p = cte$) i zmiennociśnieniowego ($p = var$) oraz układu o sterowaniu objętościowym pompą o zmiennej wydajności ($Q_p = var$) od współczynnika \bar{M}_M obciążenia przy różnych współczynnikach $\bar{\omega}_M$ prędkości siłownika (sprawność określona symulacyjnie na podstawie współczynników k_i wyznaczonych laboratoryjnie; prędkość $v_M = 0,350$ m/s ($\bar{\omega}_M = 0,875$) była najwyższą prędkością siłownika zrealizowaną w trakcie badań) [10]

Fig. 4. Dependence of total energy efficiency η of the constant pressure system ($p = cte$) and variable pressure system ($p = var$) and volume control system for variable displacement pump ($Q_p = var$) at the various load coefficient of cylinder speed (efficiency defined by simulation based on laboratory received coefficients set k_i ; speed $v_M = 0,350$ m/s ($\bar{\omega}_M = 0,875$) was the highest hydraulic cylinder speed realized during researches) [10]

W przypadku układu o sterowaniu objętościowym pompą o zmiennej wydajności ($Q_p = var$) powiększenie współczynnika \bar{M}_M obciążenia siłownika powoduje gwałtowny wzrost sprawności całkowitej η układu (rys. 4). Natomiast sprawność struktur o sterowaniu dławieniowym zasilanych pompą o stałej wydajności jest przy małym współczynniku $\bar{\omega}_M$ wyraźnie niższa od sprawności sterowania objętościowego o tym samym $\bar{\omega}_M$, ponieważ straty strukturalne są tak duże.

Wzrost prędkości siłownika powoduje proporcjonalny wzrost sprawności układów $p = cte$ i $p = var$, natomiast, przy powiększaniu prędkości v_M siłownika, względny przyrost sprawności układu zasilanego pompą o zmiennej wydajności jest mniejszy (rys. 4).



Rys. 5. Zależność sprawności η układu stałociśnieniowego ($p = cte$) i zmiennociśnieniowego ($p = var$) przy współczynniku $k_{10} = 0,065$ rozdzielacza proporcjonalnego zastosowanego w badaniach i w przypadku ewentualnego zastosowania rozdzielacza większego – z $k_{10} = 0,010$ oraz układu o sterowaniu objętościowym pompą o zmiennej wydajności ($Q_P = var$) od współczynnika \bar{M}_M obciążenia przy współczynniku prędkości siłownika $\bar{\omega}_M = 0,939$ ($v_M = 0,380$ m/s) wynikającym z maksymalnej wydajności Q_{Pmax} pompy. Maksymalne wartości η_{max} trzech rozpatrywanych układów zbliżają się [10]

Fig. 5. Dependence of the energy efficiency η of constant pressure system ($p = cte$) and variable pressure system ($p = var$) with a proportional valve coefficient $k_{10} = 0,065$ used in the researches and the possible application of proportional valve more – with $k_{10} = 0,010$ and volume control system for variable displacement pump ($Q_P = var$) by the load factor of motor speed coefficient $\bar{\omega}_M = 0,939$ ($v_M = 0,380$ m/s), resulting in maximum efficiency pump Q_{Pmax} . The maximum value η_{max} of three considered systems approach [10]

Na rysunku 4 można zauważyć, że 14-krotny wzrost prędkości siłownika w badanych strukturach powoduje około 14-krotny wzrost ich sprawności. Dla porównania, 14-krotny wzrost prędkości siłownika w strukturze $Q_p = \text{var}$ powoduje około 2-krotny wzrost jej sprawności (od $\eta = 0,39$ przy $\bar{\omega}_M = 0,063$ i $\bar{M}_M = 0,875$ do $\eta = 0,78$ przy $\bar{\omega}_M = 0,875$ i $\bar{M}_M = 0,875$).

Na rysunku 5 przedstawiono sprawność η układu stałociśnieniowego ($p = \text{cte}$) i zmiennociśnieniowego ($p = \text{var}$) przy współczynniku $k_{10} = 0,065$ rozdzielacza proporcjonalnego zastosowanego w badaniach i w przypadku ewentualnego zastosowania rozdzielacza większego – z $k_{10} = 0,010$ oraz układu o sterowaniu objętościowym pompą o zmiennej wydajności ($Q_p = \text{var}$) w funkcji współczynnika \bar{M}_M obciążenia przy współczynniku prędkości siłownika $\bar{\omega}_M = 0,939$ ($v_M = 0,380$ m/s) wynikającym z maksymalnej wydajności $Q_{p\text{max}}$ pompy.

W strefie maksymalnej prędkości siłownika, czyli w strefie wykorzystania wydajności pompy, sprawność układu ze sterowaniem dławieniowym $p = \text{cte}$ i $p = \text{var}$ zbliża się do sprawności układu $Q_p = \text{var}$.

PODSUMOWANIE

Zasadniczy wniosek wynikający z podanych przykładów jest następujący: maksymalne możliwe do osiągnięcia wartości sprawności energetycznej są w układach, o różniących się strukturach, zbliżone. Sprawność strukturalna η_{st} układów $p = \text{cte}$ i $p = \text{var}$ (rys. 3) wynosi $\eta_{st} = 0,907$ przy współczynniku \bar{M}_M obciążenia równym $\bar{M}_M = 0,875$ i przy współczynniku prędkości siłownika $\bar{\omega}_M = 0,875$. Znakomite podwyższenie sprawności η_{st} strukturalnej układu $p = \text{var}$ widoczne jest przy większych współczynnikach $\bar{\omega}_M$ prędkości i przy mniejszych współczynnikach \bar{M}_M obciążenia siłownika. Natomiast przy największych współczynnikach \bar{M}_M obciążenia siłownika sprawności η_{st} strukturalne dwu porównywanych struktur są sobie równe. Dzięki zastosowaniu układu zmiennociśnieniowego $p = \text{var}$ uzyskuje się, przy mniejszych obciążeniach siłownika, znaczny wzrost sprawności η_{st} . Przy małych wartościach współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości siłownika zysk związany z zastosowaniem układu $p = \text{var}$ jest niewielki, głównie z powodu strat objętościowych, związanych z odprowadzaniem nadmiaru cieczy do zbiornika.

Na podstawie przytoczonych przykładów można stwierdzić, że dzięki zastosowaniu układu zmiennociśnieniowego $p = \text{var}$ uzyskuje się przy mniejszych obciążeniach siłownika znaczny wzrost sprawności η_{st} .

Istnieją obszary nierozpoznane, związane z zachowaniem się elementów w układach hydraulicznych o różnych strukturach. Brak często świadomości dotyczącej proporcji strat energetycznych, objętościowych, ciśnieniowych i mechanicznych występujących w elementach.

Optymalizacja układów hydrostatycznych to między innymi możliwość przewidywania zachowania energetycznego układu w różnych warunkach jego pracy, w funkcji prędkości i obciążenia silnika hydraulicznego, lepkości cieczy roboczej oraz strat w elementach.

Zastosowanie i upowszechnienie obiektywnych, sprawdzonych laboratoryjnie, metod określania sprawności energetycznej układów, spojrzenie na sprawność całego układu, w którego skład wchodzi, wyjaśniłoby wiele nieporozumień, np. dotyczących problemu maksymalnej sprawności określonych struktur, takich, jak odpowiedź na pytanie: czy układ z regulatorem przepływu ma inną sprawność od układu ze zwykłym zaworem dławiącym.

WYKAZ OZNACZEŃ

- cte – stały (constant)
- f_{DE1} – pole przekroju dopływowej szczeliny dławiącej rozdzielacza
- f_{DE2} – pole przekroju odpływowej szczeliny dławiącej rozdzielacza
- F_M – obciążenie zewnętrzne siłownika
- F_{Mi} – siła indykowana na tłoku siłownika
- F_{Mm} – siła strat mechanicznych w siłowniku – siła strat tarcia w siłowniku pracującym z ustaloną prędkością
- F_{SP} – napięcie (siła) sprężyny
- k_1 – współczynnik strat objętościowych w pompie
- k_2 – współczynnik spadku prędkości obrotowej silnika napędzającego pompę
- k_3 – współczynnik strat ciśnieniowych w kanałach pompy
- $k_{4,1}$ – współczynnik strat mechanicznych w pompie nieobciążonej (przy przyroście $\Delta p_{Pi} = 0$)
- $k_{4,2}$ – współczynnik przyrostu strat mechanicznych w pompie wynikającego z przyrostu Δp_{Pi}
- k_5 – współczynnik strat ciśnieniowych w przewodzie dopływowym do zespołu sterowania dławieniowego
- $k_{6,1}$ – współczynnik strat ciśnieniowych w przewodzie łączącym zespół sterowania dławieniowego z siłownikiem
- $k_{6,2}$ – współczynnik strat ciśnieniowych w przewodach odpływowych siłownika
- $k_{7,1}$ – współczynnik strat mechanicznych w siłowniku nieobciążonym
- $k_{7,2}$ – współczynnik przyrostu (+ lub –) strat mechanicznych w siłowniku wynikający z obciążenia siłownika

- k_8 – współczynnik strat ciśnienia w kanałach siłownika
 k_9 – współczynnik strat objętościowych w siłowniku
 k_{10} – współczynnik minimalnego spadku $\Delta p_{DE \min}$ ciśnienia w regulatorze przepływu dwudrogowym, który gwarantuje jeszcze stabilizację natężenia przepływu, odniesionego do ciśnienia nominalnego p_n układu. k_{10} może oznaczać także współczynnik spadku Δp_{DE} ciśnienia w regulatorze przepływu trójdrogowego odniesionego do ciśnienia nominalnego p_n układu
 k_{11} – współczynnik spadku Δp_{DE} ciśnienia w rozdzielaczu dławiącym (serwowaworze, rozdzielaczu proporcjonalnym), wymagany przez maksymalną szczelinę dławiącą $f_{DE \max}$ w celu otrzymania natężenia przepływu w rozdzielaczu równej wydajności teoretycznej Q_{Pi} pompy, odniesionego do ciśnienia nominalnego p_n układu
 \bar{M}_M – współczynnik obciążenia silnika hydraulicznego; w przypadku siłownika $\bar{M}_M = F_M / F_{Mn}$
 p_0 – ciśnienie odniesienia panujące w zbiorniku
 p_1 – ciśnienie na dopływie do rozdzielacza
 p_2 – ciśnienie na odpływie z rozdzielacza do siłownika
 $p_{1'}$ – ciśnienie na dopływie do rozdzielacza od siłownika
 $p_{2'}$ – ciśnienie na odpływie z rozdzielacza do zbiornika
 p_n – ciśnienie nominalne pracy układu
 p_{M1} – ciśnienie w przewodzie dopływowym siłownika
 p_{M2} – ciśnienie w przewodzie odpływowym siłownika
 p_{M1i} – ciśnienie indykowane w komorze dopływowej siłownika
 p_{M2i} – ciśnienie w komorze odpływowej siłownika
 p_{P1} – ciśnienie w przewodzie dopływowym pompy
 p_{P2} – ciśnienie w przewodzie tłocznym pompy
 p_{SP} – ciśnienie pracy zaworu przelewowego
 p_{SP0} – ciśnienie otwarcia zaworu przelewowego dla ($Q_0 = 0$)
 p_{SPS} – ciśnienie pracy zaworu przelewowego sterowanego
 Δp_{C0} – strata ciśnienia w przewodzie ssawnym pompy
 Δp_{C1} – strata ciśnienia w przewodzie na dopływie do zespołu sterowania
 Δp_{C2} – strata ciśnienia w przewodzie łączącym zespół sterowania z siłownikiem

- $\Delta p_{C3'}$ – strata ciśnienia w przewodzie odpływowym siłownika przed rozdzielaczem
- $\Delta p_{C3''}$ – strata ciśnienia w przewodzie odpływowym siłownika za rozdzielaczem
- Δp_{DE1} – spadek ciśnienia w szczelinie dopływowej rozdzielacza dławiącego
- Δp_{DE2} – spadek ciśnienia w szczelinie odpływowej rozdzielacza dławiącego
- Δp_M – spadek ciśnienia w siłowniku
- Δp_{Mi} – indykowany spadek ciśnienia między komorami roboczymi siłownika
- Δp_P – przyrost ciśnienia w pompie
- Δp_{Pp1} – strata ciśnienia w kanale dopływowym pompy (i w rozdzielaczu, jeśli istnieje)
- Δp_{Pp2} – strata ciśnienia w kanale odpływowym pompy (i w rozdzielaczu, jeśli istnieje)
- Q_0 – natężenie strumienia skierowanego przez zawór przelewowy do zbiornika
- Q_M – natężenie strumienia dopływającego siłownika (chłonność siłownika)
- Q_{M2} – natężenie strumienia odpływającego siłownika
- Q_P – wydajność pompy
- η – sprawność układu
- S_{M1} – pole powierzchni czynnej tłoka siłownika po stronie dopływowej
- S_{M2} – pole powierzchni czynnej tłoka siłownika po stronie odpływowej
- SP – zawór przelewowy
- SPS – zawór przelewowy sterowany
- var – zmienny (*variable*)
- v_M – prędkość liniowa tłoczyska siłownika
- $\bar{\omega}_M$ – współczynnik prędkości silnika hydraulicznego; w przypadku siłownika
 $\bar{\omega}_M = v_M / v_{Mn}$

LITERATURA

- Balawender A., Paszota Z., *Napęd hydrostatyczny – badania prowadzone w Politechnice Gdańskiej*, materiały Jubileuszowej Konferencji Naukowej „Badania i rozwój szansą polskiego przemysłu okrętowego”, Centrum Techniki Okrętowej, Gdańsk – Jurata, wrzesień 2001.
- Paszota Z., *Energy Saving in a Hydraulic Servomechanism System – Theory and Examples of Laboratory Verification*, Brodogradnja, Journal of Naval Architecture and Shipbuilding Industry, Vol. 58, No. 2, Zagreb, June 2007.
- Paszota Z., *Hydrauliczny układ indywidualny z pompą o stałej wydajności i ze sterowaniem proporcjonalnym siłownika – model strat i sprawności energetycznej*, materiały VI Seminarium „Napędy i sterowanie 2000”, Politechnika Gdańska, Gdańsk, 23–25 lutego 2000.

4. 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, Vol. 20, 2013, 1(77).
5. Paszota Z., *Metoda oceny sprawności energetycznej układów z silnikiem hydraulicznym liniowym – siłownikiem*, Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Badania Własne, 1995, nr 611, Gdańsk 1995.
6. Paszota Z., *Model strat i sprawności energetycznej układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie zmiennego ciśnienia*, [w:] *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych*, Biblioteka „Cylinder” pod red. E. Palczaka, Centrum Mechanizacji Górnictwa Komag, Gliwice 2005.
7. Paszota Z., *Opis pompy wporowej jako element modelu sprawności energetycznej napędu hydrostatycznego*, materiały II Seminarium „Napędy i sterowanie’96”, Politechnika Gdańska, Gdańsk, 27–29 lutego 1996.
8. Paszota Z., *Podwyższanie sprawności energetycznej kierunkiem rozwoju napędu hydrostatycznego*, *Hydraulika i Pneumatyka*, 1998, nr 5.
9. Skorek G., *Badania laboratoryjne zachowania energetycznego wybranych elementów układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności*, XV Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna – Cylinder 2005, „Badanie, konstrukcja i eksploatacja układów hydraulicznych”, Zakopane-Kościelisko, 19–21 września 2005.
10. Skorek G., *Charakterystyki energetyczne układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie stałego i zmiennego ciśnienia*, praca doktorska, Politechnika Gdańska, Gdańsk 2008.
11. Skorek G., *Zachowanie energetyczne układów hydraulicznych o sterowaniu proporcjonalnym liniowego silnika hydraulicznego*, X Jubileuszowe Seminarium „Napędy i sterowanie 2004”, Gdańsk, 18 lutego 2004.

PRESENTATION SELECTED ENERGY EFFICIENCY THE SYSTEM WITH THROTTLING STEERING OF LINEAR MOTOR

Summary

There are areas unrecognized, concerning the behavior of components in hydraulic systems with different structures. No common awareness of the energy loss ratio, volume, pressure and mechanical occurring in parts. Issues related to energy efficiency are important to improve the functionality and improve the quality hydrostatic drive systems, characterized by, in addition to obvious advantages, the relatively low efficiency in comparison with other types of drives. Energy efficiency hydrostatic especially throttling control engine speed and efficiency of the hydraulic servo systems may actually be higher than that of the most frequently used in the literature. The possibility of calculating the overall efficiency of the hydraulic system as a function of various parameters of it becomes a tool for determining the overall assessment of the quality of the proposed system. This paper compares the performance of control systems commensurate with the efficiency of the motor by controlling the volume pump with variable displacement. Also shown are the two regimens studied hydrostatic shows the principle of action and research issues of losses in the elements and the energy efficiency of systems consisting of a power supply unit, control unit and actuator.

Keywords: *electrohydrostatic system, laboratory test stand, control structures, proportional distributor, motor, efficiency, energy loss.*