

Dokładność określania sprawności energetycznej układów napędowych na przykładzie porównania napędów hydrostatycznych ze sterowaniem proporcjonalnym prędkości silnika

Grzegorz Skorek

1. Wprowadzenie

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

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 struktury układu może to skutkować wzrostem strat i temperatury cieczy, i co za tym idzie – spadkiem lepkości cieczy, co z kolei powoduje spadek sprawności poszczególnych elementów, jak i wpływa na charakterystyki ruchowe układu. Dlatego sprawność energetyczna może być czynnikiem decydującym o możliwości zastosowania układu w konkretnym przypadku. Natomiast jej szczegółowa analiza nierzadko prowadzi do udoskonalień konstrukcyjnych różnych elementów układu. Jednak podnoszenie jakości układów hydrostatycznych nie może być realizowane wyłącznie przez ulepszenie elementów [1].

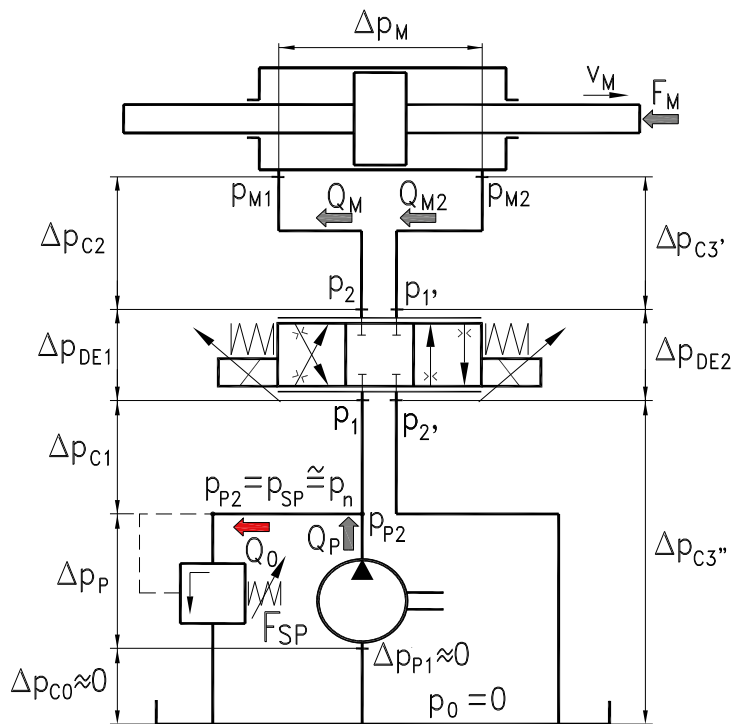
Układu hydrostatycznego, z wzajemnymi powiązaniem, jakie w nim występują, i współzależnością zjawisk zachodzących w różnych elementach w czasie pracy układu, nie można traktować jedynie jako zbioru elementów, z których jest zbudowany. Kompleksowe ujęcie układu umożliwia ujawnienie zarówno tych elementów układu, w których najbardziej uwidacznia się potrzeba poprawienia określonych cech, jak też dokonanie, w określonych warunkach pracy, wyboru takich parametrów charakterystycznych poszczególnych elementów układu, które gwarantują uzyskanie optymalnych wyników pracy układu jako całości [2].

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 [2]. Możliwość obliczenia rzeczywistej sprawności całkowitej układu jako funkcji wielu parametrów o niej decydujących staje się narzędziem całościowej oceny jakości projektowanego układu. Możliwość

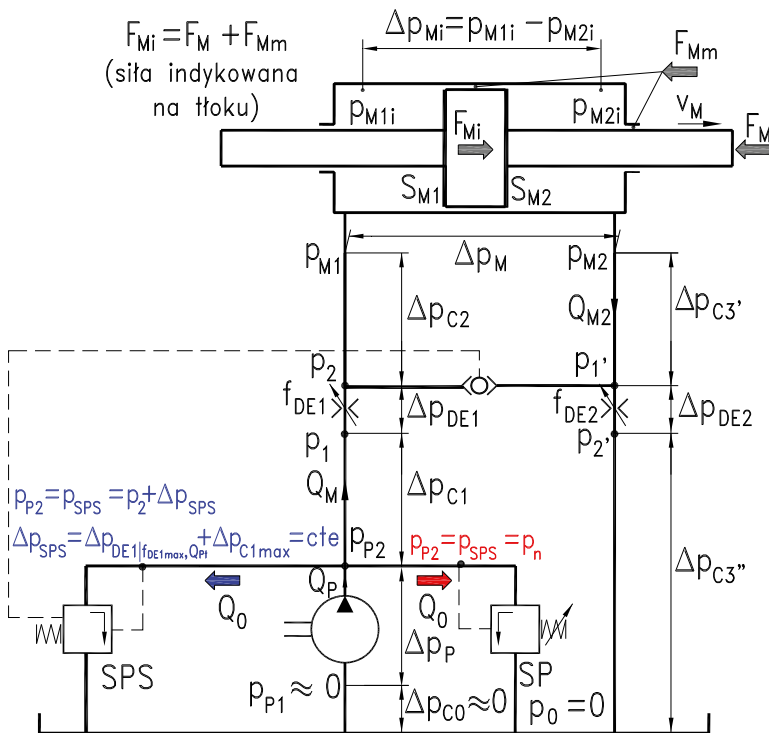
Streszczenie: Celem artykułu jest spojrzenie na możliwość dokładnego określania sprawności energetycznej układów napędowych. Porównano wyniki eksperymentalnie określonych sprawności i symulacyjnie określonych sprawności dwóch układów hydrostatycznych ze sterowaniem dławieniowym, które zasilane są pompą o stałej wydajności. Stanowisko badawcze zostało bardzo starannie zaprojektowane, wykonane i zautomatyzowane. Zastosowane przyrządy pomiarowe cechowała wysoka dokładność pomiarów. Poruszono także tematykę związaną z określeniem strat energetycznych i sprawności energetycznej silnika lub układu napędowego, które powinny być określane jako zależne od wielkości fizycznych niezależnych od tych strat. Przeanalizowano wykres Paszoty wzrostu mocy w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy, zastępujący wykres Sankeya spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy w silniku lub w układzie napędowym. Wykres Paszoty otwiera nową perspektywę badań mocy strat energetycznych i sprawności energetycznej silników i układów napędowych.

Abstract: The aim of the article is to look at the possibility of accurately determining the energy efficiency of drive systems. The results of experimentally determined efficiencies and simulationally determined efficiencies of two hydrostatic systems with throttling control, which are fed with a constant capacity pump, were compared. The research stand was very precise designed, made and automated. The applied measuring instruments were characterized by high accuracy of measurements. The issues related to the determination of energy losses and energy efficiency of the hydraulic motor or drive system, which should be determined as dependent on the physical quantities independent of these losses, were also discussed. A Paszota diagram of the power increase in the direction opposite to the direction of the power flow, replacing the Sankey diagram of the power decrease in the direction of the power flow in the hydraulic motor or in the drive system was analyzed. Paszota diagram opens a new perspective on the research of the power of energy losses and energy efficiency of hydraulic motors and drive systems.

Keywords: energy efficiency, accuracy, field of work, drive system, hydrostatic transmission



Rys. 1. Schemat badanego układu z rozdzielaczem proporcjonalnym zasilanym pompą o stałej wydajności, współpracującą z zaworem przelewowym w systemie stałego ciśnienia – struktura $p = cte$ [5, 6]



Rys. 2. Schemat badanego układu z rozdzielaczem proporcjonalnym zasilanym pompą o stałej wydajności, współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym w systemie zmiennego ciśnienia – struktura $p = var$ [5, 6]

reklama

reklama

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 [1].

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, jest też źródłem szybkiego pogarszania się cech eksploatacyjnych, zwłaszcza właściwości smarnych oleju hydraulicznego, co jest wynikiem zbyt wysokiej temperatury pracy, a więc zbyt niskiej lepkości oleju – nośnika energii w przekładni hydrostatycznej [5].

2. Układ stałościśnieniowy i zmiennociśnieniowy sterowania dławieniowego szeregowego prędkości silnika liniowego (siłownika)

Najczęściej spotykanym w praktyce układem sterowania dławieniowego szeregowego 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 $p = cte$, równego ciśnieniu nominalnemu. **Układ ten uzyskuje wysoką sprawność energetyczną, zbliżoną do sprawności układu o sterowaniu objętościowym pompą o zmiennej wydajności, w punkcie o maksymalnych wartościach współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości i współczynnika \bar{M}_M obciążenia silnika** [5]. Przy obniżającym się obciążeniu F_M silnika, a szczególnie przy jednoczesnym obniżaniu się jego prędkości v_M , sprawność η układu stałościśnieniowego ze sterowaniem dławieniowym szeregowym gwałtownie maleje (rys. 6) [5].

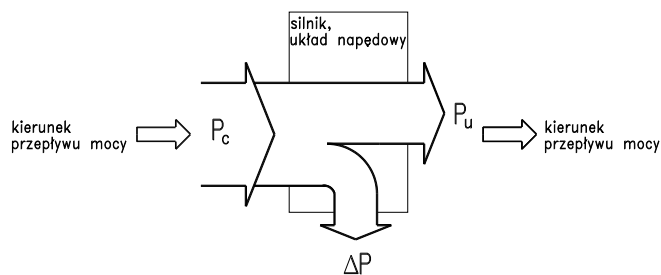
Istnieją możliwości zmniejszania strat energetycznych w elementach układu o sterowaniu proporcjonalnym (w pompie, w zespole sterowania dławieniowego i w silniku hydraulicznym, szczególnie w silniku liniowym), a więc możliwości podwyższania sprawności energetycznej układu z rozdzielaczem dławiacym.

Układ hydrauliczny napędu i sterowania proporcjonalnego silnika hydraulicznego liniowego może być na przykład zasilany pompą o stałej wydajności, współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym ciśnieniem p_2 na odpływie z rozdzielacza do odbiornika. Układ zmiennociśnieniowy $p = var$ (rys. 2) umożliwia obniżenie strat w pompie, w zespole sterowania i w silniku hydraulicznym liniowym [5].

W układzie zmiennociśnieniowym $p = var$ można poważnie obniżyć strukturalne straty ciśnieniowe i objętościowe w zespole sterowania dławieniowego, także straty mechaniczne w siłowniku i pompie oraz straty objętościowe w pompie. Opis matematyczny strat i sprawności przedstawiony został w pracach [1, 5].

3. Wykres Paszoty wzrostu mocy w silniku lub w układzie napędowym przeciwnego do kierunku przepływu mocy [3, 4]

Z. Paszota sprowadza badania energetyczne pompy i silnika hydraulicznego jako niezależnych elementów każdego napędu



P_c jest mocą konsumowaną (wejściową) wyrażoną w watach [W],

P_u jest mocą użyteczną (wyjściową) [W],

ΔP jest mocą strat [W]

Rys. 3. Wykres Sankeya spadku mocy w silniku lub w układzie napędowym zgodnego z kierunkiem przepływu mocy [3, 4]

hydrostatycznego jedynie do określenia współczynników k_i strat ciśnieniowych, objętościowych i mechanicznych występujących w tych maszynach, współczynników określonych przy lepkości odniesienia $v_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$.

Współczynniki k_i są zastosowane w opisach matematycznych zależności poszczególnych strat od wielkości fizycznych bezpośrednio o nich decydujących. Charakterystyki sprawności ciśnieniowej, objętościowej, mechanicznej i całkowitej pompy oraz silnika hydraulicznego są obliczane równocześnie z określaniem sprawności całkowitej hydrostatycznego układu napędowego, w którym pompa i silnik hydrauliczny są zastosowane. Znajomość współczynników k_i strat w elementach układu hydrostatycznego umożliwia otrzymanie, metodą numeryczną, zależności sprawności η_{Pp} , η_{Pv} , η_{Pm} i η_P pompy, sprawności η_{Mp} , η_{Mv} , η_{Mm} i η_M silnika hydraulicznego, sprawności η_C przewodów, sprawności strukturalnej η_{st} zespołu sterowania dławieniowego prędkości silnika hydraulicznego (jeśli taki zespół jest zastosowany) oraz sprawności całkowitej η hydrostatycznego układu napędowego jako funkcji współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości i współczynnika \bar{M}_M obciążenia silnika zmieniających się w zakresie $(0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M \max}, 0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M \max})$ pola pracy układu, przy wybranym stosunku v/v_n lepkości v oleju hydraulicznego do lepkości v_n odniesienia.

W silniku lub w układzie napędowym wielkość strumienia mocy rośnie, w wyniku konieczności zrównoważenia mocy strat energetycznych, w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy. Straty energetyczne i sprawność energetyczna silnika lub układu napędowego powinny być przedstawiane jako funkcje wielkości fizycznych niezależnych od strat. Takimi wielkościami są prędkość i obciążenie silnika. Jednakże obraz strumienia mocy w silniku lub w układzie napędowym jest ciągle przedstawiany w literaturze w formie tradycyjnego wykresu Sankeya spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy [3, 4].

Wykres Sankeya (rys. 3), w odniesieniu do bilansu energetycznego układu napędowego, informuje o tym, że moc użyteczna (wyjściowa) P_u silnika (układu napędowego) wynika z różnicy mocy konsumowanej (wejściowej) P_c i mocy ΔP strat [3]:

$$P_u = P_c - \Delta P \quad (1)$$

Zgodnie z wykresem Paszoty (rys. 4) w silniku lub w układzie napędowym wielkość strumienia mocy rośnie, w wyniku konieczności zrównoważenia mocy strat energetycznych, w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy.

Moc użyteczna (wyjściowa) P_u silnika lub układu napędowego, pracującego w zakresie ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M \max}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M \max}$) nie zależy od mocy ΔP strat w silniku lub w układzie napędowym, a wynika z chwilowych wartości współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości i współczynnika \bar{M}_M obciążenia wymaganych przez napędzane urządzenie [3]:

$$P_u = f(\bar{\omega}_M, \bar{M}_M) \quad (2)$$

Moc ΔP strat w silniku lub w układzie napędowym zależy od struktury układu napędowego i od jakości jego elementów składowych oraz, w zróżnicowany sposób, od chwilowych wartości współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości silnika i współczynnika obciążenia silnika, zmieniających się w zakresie ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M \max}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M \max}$) [3]:

$$\Delta P = f(\bar{\omega}_M, \bar{M}_M) \quad (3)$$

Moc konsumowana (wejściowa) P_c silnika lub układu napędowego wynika z sumy mocy użytecznej (wyjściowej) P_u i mocy ΔP strat [3]:

$$P_c = P_u + \Delta P = f(\bar{\omega}_M, \bar{M}_M) \quad (4)$$

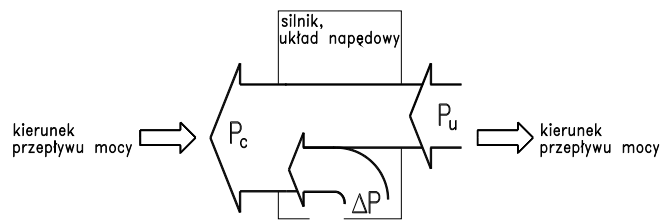
Konsekwencją równań (3) i (4) jest opis sprawności energetycznej η silnika lub układu napędowego jako zależności od współczynników $\bar{\omega}_M$ i \bar{M}_M [3]:

$$\eta = \frac{P_u}{P_c} = \frac{P_u}{P_u + \Delta P} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta P}{P_u}} = f(\bar{\omega}_M, \bar{M}_M) \quad (5)$$

Wykres Paszoty (rys. 4) wzrostu mocy w silniku lub w układzie napędowym przeciwnego do kierunku przepływu mocy umożliwia przedstawienie wpływu mocy użytecznej (wyjściowej) P_u , to znaczy wpływu prędkości i obciążenia wału lub tłoczyska silnika na moc ΔP strat w silniku bądź w układzie napędowym i, w efekcie, na przyrost mocy strumienia w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy i na moc konsumowaną P_c . Wykres Paszoty zastępuje wykres Sankeya (rys. 3) spadku mocy w silniku lub w układzie napędowym zgodnego z kierunkiem przepływu mocy.

4. Pole pracy hydrostatycznego układu napędowego na przykładzie dwóch badanych układów [5]

Na rys. 5 przedstawiono zakresy pól pracy badanych w [5] układów hydrostatycznych $p = cte$ i $p = var$, określone zakresem zmiany współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości oraz współczynnika \bar{M}_M obciążenia silnika hydraulicznego liniowego – siłownika.



Rys. 4. Wykres Paszoty wzrostu mocy w silniku lub w układzie napędowym przeciwnego do kierunku przepływu mocy, zastępujący wykres Sankeya [3, 4]

Stanowisko badawcze zostało bardzo starannie zaprojektowane, wykonane i zautomatyzowane. Zastosowane przyrządy pomiarowe cechowała wysoka dokładność pomiarów.

Maksymalne wartości $\bar{\omega}_{M \max}$ i $\bar{M}_{M \max}$ (współczynników prędkości i obciążenia siłownika), wynikające z maksymalnych możliwości układu napędowego i z występujących w nim strat, wyznaczają zakres pola pracy silnika i granice P_u mocy użytecznej wyjściowej.

Granice pola pracy układu, w którego elementach nie występowałyby straty objętościowe, ciśnieniowe i mechaniczne, oznaczono linią poziomą 1 i pionową 2. W rzeczywistości pola pracy są mniejsze i ograniczone krzywymi 3, 4 (struktura $p = cte$) oraz 5 i 6 (struktura $p = var$). Krzywymi 3 i 5 (rys. 5) oznaczono granice maksymalnego obciążenia F_M (\bar{M}_M) siłownika (rys. 1, 2), w którym występują straty mechaniczne (straty ciśnieniowe w kanałach siłownika potraktowano jako pomijalnie małe – $k_8 = 0$, straty objętościowe w siłowniku potraktowano jako pomijalnie małe – $k_9 = 0$), w przewodach układu występują natomiast straty ciśnieniowe. Straty te rosną, gdy występuje wzrost prędkości siłownika. W efekcie pola pracy układu, ograniczone liniami 3, 4 oraz 5 i 6, są mniejsze od granicy oznaczonej liniami 1 i 2. O granicy oznaczonej liniami 4 i 6 decyduje struktura układu oraz straty objętościowe w pompie – w przypadku układu $p = cte$ linia 4 odpowiada stałej wartości ciśnienia zamknięcia zaworu przelewowego (niezależnie od wartości współczynnika \bar{M}_M), natomiast linia 6 w układzie $p = var$ odpowiada rosnącej, przy malejącym współczynniku \bar{M}_M , wydajności pompy.

Wartość $\bar{M}_{M \max}$ (linie 3 i 5 na rys. 5) zależy od struktury układu, od aktualnej wartości $\bar{\omega}_M$ i od wartości współczynników k_i strat mechanicznych i ciśnieniowych w elementach układu.

Każdy punkt pracy urządzenia napędzanego układami $p = cte$ i $p = var$, opisany współczynnikiem $\bar{\omega}_M$ prędkości oraz współczynnikiem \bar{M}_M obciążenia, znajdujący się wewnątrz wspólnego pola ograniczonego liniami 4 i 5 (np. punkt 7 na rys. 5), może być osiągnięty i decyduje o warunkach, w których pracuje układ, jest niezależny od strat w układzie napędowym i jednocześnie decyduje o tych stratach.

Pole pracy układu stałociśnieniowego (kolor czerwony) jest, w strefie dużych wartości współczynnika \bar{M}_M obciążenia siłownika, większe od pola pracy układu zmiennociśnieniowego, w praktyce to ostatnie (kolor niebieski) jest powiększone o górną strefę pola pracy układu $p = cte$, ponieważ związane

jest to z przejściem pracy układu $p = \text{var}$ w strefę pracy jako układ $p = \text{cte}$ [5].

W układzie stałociśnieniowym, w całym zakresie zmiany obciążenia \bar{M}_M silnika (siłownika), pompa pracuje przy stałym ciśnieniu bliskim ciśnieniu nominalnemu i w związku z tym pole pracy jest ograniczone czerwoną linią pionową 4 na rys. 5. Natomiast układ zmiennociśnieniowy (zaznaczony na rys. 5 kolorem niebieskim) może powiększyć swoją powierzchnię o dodatkowe pole przesunięte w prawo od pola pracy układu stałociśnieniowego (zaznaczonego kolorem czerwonym). Linia zakresu zmiany układu zmiennociśnieniowego przesuwają się w prawo, gdy pompa zaczyna pracować przy mniejszym współczynniku \bar{M}_M obciążenia i, w związku z tym, przy mniejszym ciśnieniu, ponieważ współczynnik obciążenia siłownika wpływa na poziom ciśnienia pracy pompy, a pompa współpracuje z zaworem przelewowym sterowanym. Przy mniejszych obciążeniach silnika hydraulicznego (siłownika), maksymalna prędkość silnika może więc rosnać, ponieważ pompa pracuje przy wyższej wydajności.

Na rys. 5 przedstawiono również linie $\eta = \text{cte}$ stałej sprawności całkowitej układów hydrostatycznych: układu stałociśnieniowego $p = \text{cte}$ (kolor czerwony) oraz układu zmiennociśnieniowego $p = \text{var}$ (kolor niebieski). Porównanie układów pod względem przebiegu $\eta = \text{cte}$ ich sprawności pokazuje wpływ współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości i współczynnika \bar{M}_M obciążenia siłownika na zmianę sprawności całkowitej η układów. Przykładowo, w punkcie 7 (rys. 5), przy współczynniku $\bar{\omega}_M$ prędkości równym $\bar{\omega}_M = 0,270$ i współczynniku \bar{M}_M obciążenia równym $\bar{M}_M = 0,200$, sprawność η układu stałociśnieniowego wynosi $\eta = 0,050$, natomiast układ zmiennociśnieniowy osiąga w tym samym punkcie sprawność $\eta = 0,150$, a więc 3-krotnie wyższą.

Równania (2, 3, 4, 5) umożliwiają nie tylko określenie efektywności wykorzystania mocy konsumowanej przez silnik lub układ napędowy, lecz także umożliwiają opisanie matematyczne zależności chwilowej wielkości mocy użytecznej P_u , mocy ΔP występujących strat oraz – w efekcie – mocy konsumowanej P_c i chwilowej wartości sprawności energetycznej η silnika lub układu napędowego od współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości i współczynnika \bar{M}_M obciążenia wału silnika lub tłoczyska siłownika [3].

5. Sprawność energetyczna układów hydrostatycznych określona symulacyjnie na podstawie współczynników k_i strat w elementach wyznaczonych laboratoryjnie

Ocena zachowania energetycznego różnych odmian i wielkości silników lub układów napędowych wymaga symulacyjnego opisu matematycznego i porównania ich sprawności energetycznej jako zależności od współczynników $\bar{\omega}_M$ prędkości i \bar{M}_M obciążenia wału silnika obrotowego bądź tłoczyska silnika liniowego (np. siłownika hydraulicznego), współczynników zmieniających się w polu pracy ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M \max}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M \max}$). Współczynniki k_i strat oblicza się przy lepkości odniesienia ν_n oleju hydraulicznego.

Porównano układ stałociśnieniowy z układem zmiennociśnieniowym pod względem wpływu struktury układu na jego sprawność energetyczną oraz pokazano, w jakim stopniu opis matematyczny może odzwierciedlać rzeczywistość.

Wszystkie badania były przeprowadzone przy zalecanej lepkości $\nu_n = 35 \text{ mm}^2/\text{s}$ [5].

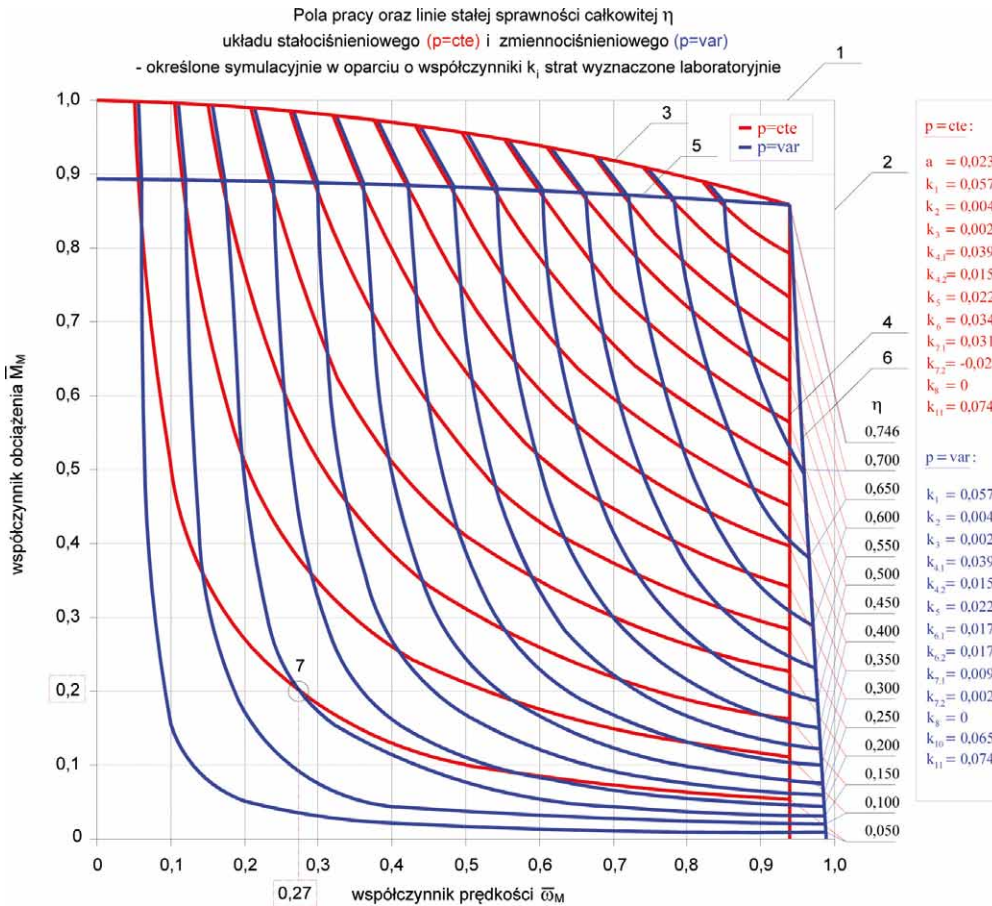
Rys. 6 i 7 pokazują, że przebiegi sprawności układów określone symulacyjnie oraz bezpośrednio laboratoryjnie są bardzo zbliżone. Każda krzywa reprezentuje zależność sprawności całkowitej układu stałociśnieniowego (kolor czerwony) i zmiennociśnieniowego (kolor niebieski) i jest określona jako stosunek mocy użytecznej do mocy konsumowanej. Sprawności zostały pokazane jako zależności od współczynnika \bar{M}_M obciążenia, dla różnych współczynników $\bar{\omega}_M$ prędkości tłoczyska siłownika.

Rys. 6 przedstawia przebiegi sprawności całkowitej układu stałociśnieniowego $p = \text{cte}$ (rys. 1) i zmiennociśnieniowego $p = \text{var}$ (rys. 2) określone symulacyjnie. Na rys. 6 przedstawiono także cienkimi liniami przerywanymi przebiegi sprawności η układów dla przypadku maksymalnego wykorzystania przez układ wydajności pompy, tzn. w sytuacji, w której natężenie Q_M strumienia skierowanego do siłownika przez rozdzielacz proporcjonalny zbliża się do wydajności Q_P pompy. W przypadku tym istnieje możliwość uzyskania maksymalnej sprawności energetycznej η obu układów równej $\eta = 0,746$ przy $\bar{M}_M = 0,855$ ($F_M = 25\,650 \text{ N}$) i $\bar{\omega}_M = 0,939$ ($v_M = 0,380 \text{ m/s}$). Wykorzystanie całkowitej wydajności Q_P pompy byłoby możliwe wtedy, gdyby zastosowany w układach $p = \text{cte}$ i $p = \text{var}$ zawór przelewowy SP (rys. 1 i 2) był zaworem idealnym, tzn. takim, który umożliwia pracę przy natężeniu $Q_0 = Q_P - Q_M$ zbliżającym się do zera ($Q_0 \rightarrow 0$).

Dzięki zastosowaniu układu zmiennociśnieniowego $p = \text{var}$ oszczędza się energetycznie bardzo wiele, szczególnie przy mniejszym współczynniku \bar{M}_M obciążenia i przy większym współczynniku $\bar{\omega}_M$ prędkości siłownika. Na rys. 6 można zauważyć znakomite podwyższenie sprawności energetycznej układu zmiennociśnieniowego w stosunku do układu stałociśnieniowego, szczególnie w zakresie średnich wartości współczynnika \bar{M}_M obciążenia i górnych wartości współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości siłownika. Gdy powiększa się współczynnik $\bar{\omega}_M$ prędkości siłownika, czerpie się jednocześnie z pompy coraz większy strumień Q_M skierowany do siłownika, a mniejszy strumień Q_0 płynie przez zawór przelewowy SP (SPS) do zbiornika. Rośnie w związku z tym sprawność całkowita η układu. Wynika to z faktu, że sprawność strukturalna objętościowa η_{stv} (zespołu sterowania dławieniowego) rośnie. Na przykład, sprawność η układu $p = \text{cte}$, przy tym samym współczynniku $\bar{M}_M = 0,500$ ($F_M = 15\,000 \text{ N}$) obciążenia siłownika i przy współczynniku $\bar{\omega}_M$ jego prędkości równym $\bar{\omega}_M = 0,875$ ($v_M = 0,350 \text{ m/s}$), przyjmuje wartość $\eta = 0,397$. Natomiast sprawność η układu $p = \text{var}$, przy tych samych współczynnikach obciążenia i prędkości siłownika, wynosi $\eta = 0,611$.

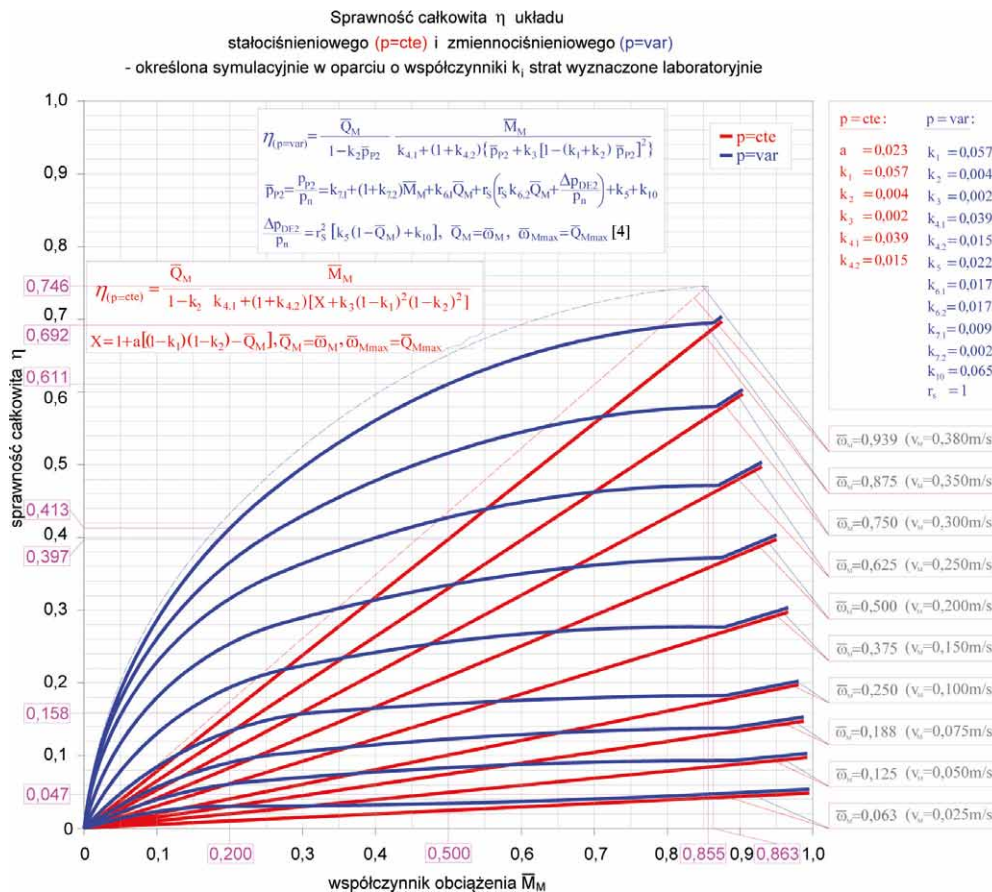
Przy współczynniku \bar{M}_M obciążenia siłownika równym $\bar{M}_M = 0,863$ ($F_M = 25\,890 \text{ N}$) sprawność η obu układów, dla współczynnika $\bar{\omega}_M$ jego prędkości równego $\bar{\omega}_M = 0,063$ ($v_M = 0,025 \text{ m/s}$), wynosi zaledwie około $\eta \approx 0,047$. Z kolei sprawność η obu układów, przy tym samym współczynniku \bar{M}_M obciążenia równym $\bar{M}_M = 0,863$ ($F_M = 25\,890 \text{ N}$) i przy wspólnym współczynniku $\bar{\omega}_M$ prędkości równym $\bar{\omega}_M = 0,875$ ($v_M = 0,350 \text{ m/s}$) prędkości, osiąga największą wartość wynoszącą w przybliżeniu $\eta \approx 0,692$ [5].

Z punktu widzenia sprawności całkowitej η układu największy zysk występuje w okolicach współczynnika \bar{M}_M



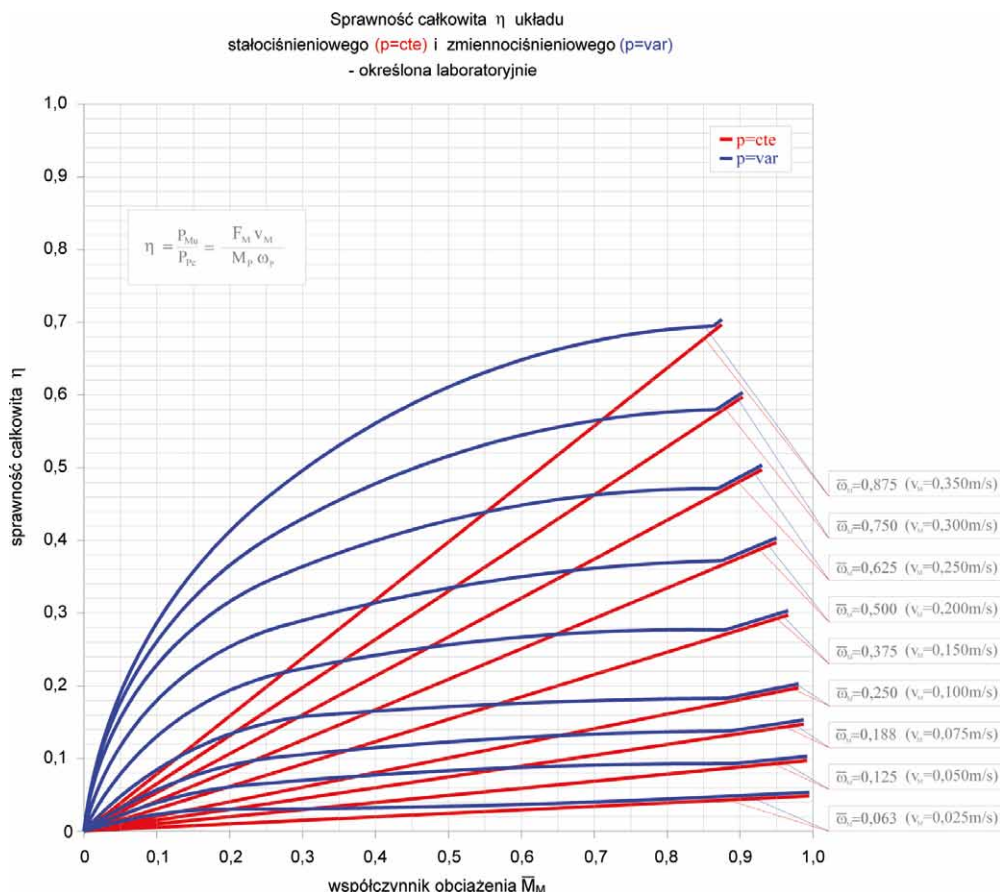
Rys. 5.

Pola pracy oraz linie stałej sprawności całkowitej η badanych laboratoryjnie i symulacyjnie dwóch hydrostatycznych układów napędowych: układu stałociśnieniowego p=cte oraz układu zmiennociśnieniowego p=var; lepkość $\nu_n = 35 \text{ mm}^2/\text{s}$ [5]



Rys. 6.

Zależność sprawności całkowitej η układu stałociśnieniowego (p=cte) i zmiennociśnieniowego (p=var) od współczynnika \bar{M}_M obciążenia przy różnych współczynnikach $\bar{\omega}_M$ prędkości siłownika; sprawności η układów określone symulacyjnie w oparciu o współczynniki k_i strat wyznaczone laboratoryjnie; lepkość $\nu_n = 35 \text{ mm}^2/\text{s}$ [5]



Rys. 7.

Zależność sprawności całkowitej η układu stałociśnieniowego ($p=cte$) i zmiennociśnieniowego ($p=var$) od współczynnika \bar{M}_M obciążenia przy różnych współczynnikach $\bar{\omega}_M$ prędkości siłownika; sprawności η układów określone laboratoryjnie jako stosunki $P_{Mu} = F_M v_M$ do $P_{Pc} = M_P \omega_p$; lepkość $\nu_n = 35 \text{ mm}^2/\text{s}$ [5]

obciążenia siłownika równego około $\bar{M}_M \approx 0,200$ ($F_M \approx 6000 \text{ N}$), przy współczynniku $\bar{\omega}_M$ jego prędkości równym $\bar{\omega}_M = 0,875$ ($v_M = 0,350 \text{ m/s}$). Sprawność η układu $p=cte$ wynosi wówczas $\eta = 0,158$, a sprawność układu $p=var$ – $\eta = 0,413$, czyli jest około 2,6 razy wyższa od sprawności układu stałociśnieniowego. W tej strefie często się pracuje, ponieważ wówczas zaczyna się strefa średnich obciążeń.

6. Dokładność określania sprawności układów metodą symulacyjną

Aby zweryfikować modele matematyczne zaproponowane w metodzie symulacyjnego określania sprawności energetycznej układu o sterowaniu proporcjonalnym siłownika oraz ocenić dokładność tej metody, konieczne było porównanie wyników sprawności energetycznej η układów stałociśnieniowego $p=cte$ i zmiennociśnieniowego $p=var$ określonej symulacyjnie z wynikami bezpośrednich dokładnych badań laboratoryjnych tej sprawności (rys. 7). Porównano więc te wyniki przy określonych wartościach współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości i współczynnika \bar{M}_M obciążenia siłownika.

Otrzymane rezultaty umożliwiają wyciągnięcie wniosków, z których wynika, że metoda symulacyjna określania sprawności energetycznej hydrostatycznego układu napędowego ze sterowaniem proporcjonalnym silnika hydraulicznego zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie stałego ciśnienia $p=cte$ i zmiennego ciśnienia $p=var$ reprezentuje rzeczywistość z bardzo dużą dokładnością.

Absolutny błąd symulacyjnego modelu matematycznego sprawności energetycznej napędu hydrostatycznego ze sterowaniem proporcjonalnym silnika (siłownika hydraulicznego) zasilanego przez pompę o stałej wydajności w systemie stałego ciśnienia $p=cte$ (jako różnica między wynikami eksperymentalnymi a symulacyjnymi) jest rzędu od $-0,0036$ do $+0,0009$, czyli jest rzędu 0,4%. Absolutny błąd określania sprawności układu pracującego w systemie zmiennego ciśnienia $p=var$ jako różnica wyników eksperymentalnych i symulacyjnych zawiera się w zakresie od $-0,0014$ do $+0,0108$, czyli jest rzędu 1%.

Wyniki laboratoryjnych badań weryfikacyjnych potwierdzają z dużą dokładnością rozważania teoretyczne oraz matematyczne opisy symulacyjne strat energetycznych w elementach układów serwomechanizmów hydraulicznych bądź układów z rozdzielaczem proporcjonalnym, pracującym w układzie zasilania $p=cte$ i $p=var$.


7. Wnioski

1. Straty i sprawność energetyczna silnika lub układu napędowego powinny być przedstawiane jako funkcje wielkości fizycznych niezależnych od strat. Takimi wielkościami są prędkość i obciążenie silnika zmieniające się w polu pracy ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M \max}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M \max}$) [2, 3, 4].
2. Ocena zachowania energetycznego różnych odmian i wielkości silników lub układów napędowych wymaga symulacyjnego opisu matematycznego i porównania ich sprawności energetycznej jako zależności od

- współczynników $\bar{\omega}_M$ prędkości i \bar{M}_M obciążenia wału silnika obrotowego bądź tłoczyska silnika liniowego (np. siłownika hydraulicznego), współczynników zmieniających się w polu pracy ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M \max}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M \max}$). Maksymalne wartości $\bar{\omega}_{M \max}$ współczynnika prędkości i $\bar{M}_{M \max}$ współczynnika obciążenia silnika, wynikające z maksymalnych możliwości układu napędowego i z występujących w nim strat, wyznaczają zakres pola pracy silnika [2, 3, 4].
3. Przeprowadzona analiza hydrostatycznych układów napędowych $p = cte$ i $p = var$ ze sterowaniem proporcjonalnym silnika zasilanych pompą o stałej wydajności pozwala na stwierdzenie, że układy te w pewnym zakresie zmiany parametrów pracy umożliwiają osiągnięcie wysokiej wartości sprawności energetycznej. Różny jest jednak charakter zmian linii stałych sprawności obu układów jako funkcji współczynników $\bar{\omega}_M$ prędkości i \bar{M}_M obciążenia siłownika. Przy niższych wielkościach $\bar{\omega}_M$ prędkości i \bar{M}_M obciążenia siłownika następuje w układzie $p = cte$ drastyczne obniżenie jego sprawności energetycznej. Natomiast w przypadku układu $p = var$, przy tych samych parametrach $\bar{\omega}_M$ i \bar{M}_M , obniżenie sprawności nie jest tak gwałtowne. Największe korzyści i zyski energetyczne z zastosowania układu $p = var$ w stosunku do układu $p = cte$ występują w zakresie średnich wartości \bar{M}_M obciążenia siłownika. Przykładowo, przy współczynniku $\bar{\omega}_M$ prędkości równym $\bar{\omega}_M = 0,270$ i współczynniku \bar{M}_M obciążenia równym $\bar{M}_M = 0,200$ sprawność η układu stałociśnieniowego wynosi $\eta = 0,050$, natomiast układ zmiennociśnieniowy osiąga w tym samym punkcie pracy sprawność $\eta = 0,150$ a więc 3-krotnie wyższą.
 4. Badane struktury ($p = cte$ i $p = var$) napędów hydrostatycznych ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego liniowego, zasilane pompą o stałej wydajności, mogą osiągnąć, przy maksymalnym obciążeniu F_{Mmax} ($\bar{M}_{M \max} = 0,863$) i jednoczesnej maksymalnej prędkości v_{Mmax} ($\bar{\omega}_{M \max} = 0,875$) tego silnika, tę samą maksymalną sprawność całkowitą $\eta_{max} = 0,692$ układu. Układ zmiennociśnieniowy ($p = var$) staje się wówczas układem stałociśnieniowym ($p = cte$), a więc warunki pracy obu układów stają się takie same, a jednocześnie mogą być praktycznie wyeliminowane straty strukturalne w zespole sterowania dławieniowego [5].
 5. Przeprowadzone badania sprawności energetycznej ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika (układów z rozdzielaczem dławiacym) potwierdzają, że ich sprawność energetyczna może być dużo wyższa od wartości podawanych ciągle w literaturze przedmiotu.
 6. Układ ten uzyskuje wysoką sprawność energetyczną, zbliżoną do sprawności układu o sterowaniu objętościowym pompą o zmiennej wydajności, w punkcie o maksymalnych wartościach współczynnika \bar{M}_M obciążenia i współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości silnika [5].
 7. Wyniki laboratoryjnych badań weryfikacyjnych (bezpśrednich badań laboratoryjnych sprawności energetycznej układów) potwierdzają dużą dokładność rozważań teoretycznych oraz matematycznych opisów symulacyjnych strat energetycznych w elementach układów z rozdzielaczem proporcjonalnym, pracującym w systemie zasilania $p = cte$ i $p = var$.
 8. Zaletą metody symulacyjnej oceny sprawności energetycznej układów napędowych jest również symulacyjny opis pola pracy układu określonego przebiegiem maksymalnego współczynnika $\bar{\omega}_{M \max}$ prędkości i maksymalnego współczynnika $\bar{M}_{M \max}$ obciążenia silnika oraz jednoczesne wypełnienie pola pracy siatką krzywych sprawności $\eta = cte$, co daje możliwość oceny sprawności η w każdym punkcie tego pola.
 9. W metodzie symulacyjnego określania sprawności energetycznej hydrostatycznych układów napędowych charakterystyki pomp i silników hydraulicznych ograniczone są jedynie do określenia współczynników k_i strat energetycznych w tych elementach.
 10. Przedstawione wyniki badań są pierwszym przykładem symulacyjnego określania pola pracy hydrostatycznego układu napędowego i sprawności energetycznej układu jako zależności od współczynników prędkości i obciążenia silnika hydraulicznego zastosowanego w układzie.
 11. Artykuł jest także pierwszym przykładem badań sprawności energetycznej układów napędowych w ramach metody badań napędów zgodnej z wykresem Paszoty wzrostu mocy w układzie napędowym w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy.

Literatura

- [1] PASZOTA Z.: *Model strat i sprawności energetycznej układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie zmiennego ciśnienia*. Rozdział [w:] E. PALCZAK (RED.): *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych* – Biblioteka „Cylinder”, Centrum Mechanizacji Górnictwa Komag, 2005.
- [2] PASZOTA Z.: *Pole pracy układu napędu hydrostatycznego. Parametry badań sprawności energetycznej pomp i silników hydraulicznych*. „Napędy i Sterowanie” 11/2009.
- [3] PASZOTA Z.: *O strumieniu mocy w silniku lub w układzie napędowym*. „Napędy i Sterowanie” 11/2016.
- [4] PASZOTA Z.: *Energy losses in hydrostatic drive. Drive investigation method compatible with diagram of power increase opposite to the direction of power flow*. LAP LAMBERT Academic Publishing, 2016.
- [5] SKOREK G.: *Charakterystyki energetyczne układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie stałego i zmiennego ciśnienia*. Praca doktorska, 2010.
- [6] SKOREK G.: *Wybrane sprawności układu ze sterowaniem proporcjonalnym siłownika*. Zeszyty naukowe Akademii Morskiej w Gdyni, nr 81/2013.

 dr inż. Grzegorz Skorek
Katedra Podstaw Techniki
Wydział Mechaniczny
Uniwersytet Morski w Gdyni