

Grzegorz SKOREK
 Gdynia Maritime University (Uniwersytet Morski w Gdyni)

FIELD OF WORK AND ENERGY EFFICIENCY OF HYDROSTATIC DRIVES ON THE EXAMPLE OF TWO TESTED SYSTEMS WITH PROPORTIONAL CONTROL OF THE CYLINDER'S SPEED

Pole pracy oraz sprawność energetyczna napędów hydrostatycznych na przykładzie dwóch badanych układów ze sterowaniem proporcjonalnym prędkości silownika

Abstract: *The presented test results are an example of simulating determination of the hydrostatic field of the drive system and the energy efficiency of the system as a dependence on the speed and load coefficients of the hydraulic motor used in the system. 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.*

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

Streszczenie: *Przedstawione wyniki badań są przykładem symulacyjnego określania pola pracy hydrostatycznego układu napędowego i sprawności energetycznej układu jako zależności od współczynników prędkości i obciążenia silnika hydraulicznego zastosowanego w układzie. Poruszono także tematykę związaną z określaniem strat energetycznych i sprawności energetycznej silnika lub układu napędowego, które powinny być określone jako zależne od wielkości fizycznych niezależnych od tych strat. Przeanalizowano wykres Paszoty wzrostu mocy w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy, zastępujący wykres Sankey'a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy w silniku lub w układzie napędowym.*

Słowa kluczowe: pole pracy, sprawność energetyczna, układ napędowy, przekładnia hydrostatyczna

1. Introduction

The article presents and discusses the range of the work fields (fig. 4) of the tested hydrostatic systems $p=cte$ (fig. 1a) and $p=var$ (fig. 1b) defined by the range of change of the speed coefficient and load coefficient of the linear hydraulic motor – cylinder and shows the overall efficiency of two compared systems (fig. 5).

The research concerned two systems with a proportional directional control valve fed by a constant-capacity pump:

- using an overflow valve – a constant pressure structure $p=cte$ (fig. 1a),
- using a controlled overflow valve from the cylinder's inlet conduit – variable pressure structure $p=var$ (fig. 1b).

There are possibilities to reduce energy losses in elements of a system with proportional control (in the pump, in a throttling control unit and in a hydraulic motor, especially in a linear motor), and thus the possibility of increasing the energy efficiency of the system with the throttling control valve.

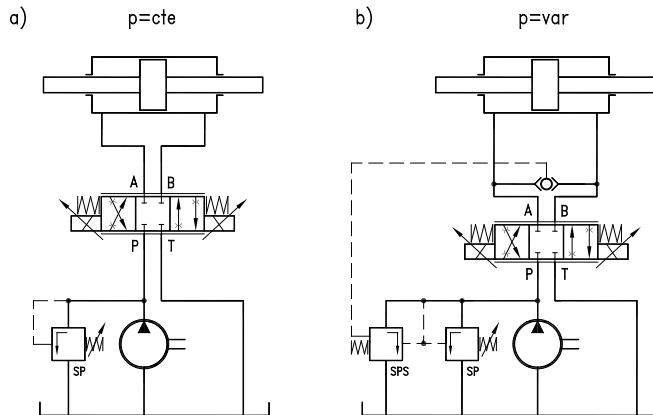


Fig. 1. System with a directional proportional control valve supplied by a constant capacity pump cooperating [5, 6]: a - with an overflow valve in a constant pressure system - structure $p=cte$, b - with a controlled overflow valve in a variable pressure system - structure $p=var$

The hydraulic system of the drive and proportional control of the linear hydraulic motor can be, for example, supplied with a constant capacity pump cooperating with a pressure overflow valve controlled by a pressure p_2 at the outlet from the proportional directional control valve to the receiver. The variable pressure system $p=var$ (fig. 1b) enables reduction of losses in the pump, in the control unit and in the hydraulic linear motor [5].

The tested structures worked with the same parameters of the linear hydraulic motor, i.e. its load F_M and speed v_M .

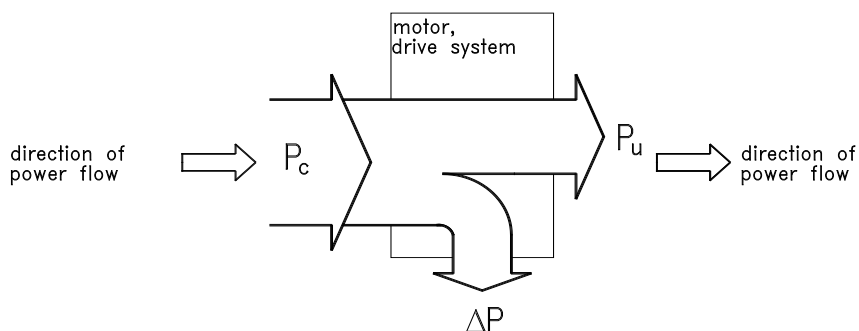
In the variable pressure system $p=\text{var}$, the structural pressure and volume losses in the throttling control unit can be severely reduced, also the mechanical losses in the cylinder and the pump as well as volumetric losses in the pump. The mathematical description of losses and energy efficiency are presented in the papers [5, 6].

2. Paszota diagram of increase of power in motor or in drive system opposite to the direction of power flow

Zygmunt Paszota reduces energy tests of the pump and hydraulic motor as independent elements of each hydrostatic drive only to determine the coefficients k_i of pressure, volume and mechanical losses occurring in these machines, coefficients determined at the reference viscosity $\nu_n=35\text{mm}^2\text{s}^{-1}$.

In a hydraulic motor or drive system, the size of the power flow increases as a result of the need to balance the power of energy losses in the direction opposite to the direction of the power flow. Energy losses and energy efficiency of the motor or drive system should be presented as functions of physical quantities independent of losses. The motor speed and load are such values. However, the image of the power stream in the motor or in the drive system is still presented in the literature in the form of the traditional Sankey diagram of the power decrease in the direction of the power flow [3, 4].

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



P_c is the consumed (input) power expressed in watts [W],

P_u is a useful (output) power [W],

ΔP is the loss power [W]

Fig. 2. Sankey diagram of decrease of power in motor or drive system in the direction of power flow [3, 4]

The Sankey diagram (fig. 2), with reference to the energy balance of the drive system, informs that the useful (output) power P_u of the motor (drive system) results from the difference in consumed (input) power P_c and power ΔP of losses [3]:

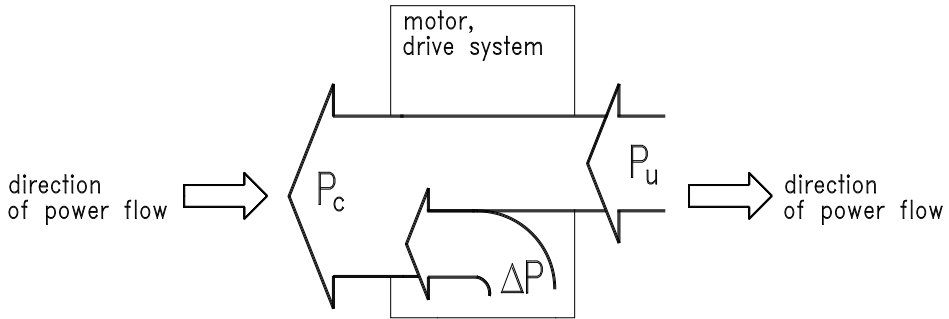


Fig. 3. Paszota diagram of increase of power in motor or in drive system opposite to the direction of power flow, replacing the Sankey diagram presented in fig. 3 [3, 4]

According to Paszota diagram (fig. 3), in a motor or in a drive system, the quantity of power increases, in order to overcome the power of energy losses in the direction opposite to the direction of power flow.

Paszota diagram (fig. 3) of the power increase in the motor or in the drive system opposite the direction of the power flow allows to show the influence of the useful (output) power P_u , i.e. the influence of the speed and load of the shaft or piston rod on the power ΔP of losses in the motor or in the drive system and, as a result, an increase in the power of the stream in the direction opposite to the direction of the power flow and the power consumed P_c . Paszota diagram replaces the Sankey diagram (fig. 2) with the power decrease in the motor or in the drive system in the direction of the power flow.

3. The field of hydrostatic drive system on the example of two studied systems

Fig. 4 presents the ranges of working fields investigated in [5] hydrostatic systems $p=cte$ and $p=var$ determined by the range of the change of the speed coefficient $\bar{\omega}_M$ and the load coefficient \bar{M}_M of the linear hydraulic motor – cylinder.

The limits of the system's working field, in which there would be no volumetric, pressure and mechanical losses, were marked with horizontal line 1 and vertical line 2. In fact, the working fields are smaller and limited by curves 3, 4 (structure $p=cte$) and 5 and 6 (structure $p=var$). Curves 3 and 5 (fig. 4) indicate the limits of the maximum load of the F_M (\bar{M}_M) of the cylinder (fig. 1, 2), in which mechanical losses occur (pressure losses in the

cylinder channels were treated as negligibly small – $k_8 = 0$, volumetric losses in the hydraulic cylinder were treated negligibly small too – $k_9 = 0$), but there are pressure losses in the system's conduits. These losses increase when there is an increase in the speed of the cylinder. As a result, the system's working area, limited by lines 3, 4 and 5 and 6, are smaller than the boundary marked with lines 1 and 2. The structure of the system and volumetric losses in the pump decide on the limit marked with lines 4 and 6 – in the case of $p=cte$ line 4 corresponds to a constant closing pressure of the overflow valve (regardless of the value of the coefficient \bar{M}_M), while line 6 in the $p=var$ system corresponds to the increasing, with decreasing coefficient \bar{M}_M , the capacity of the pump.

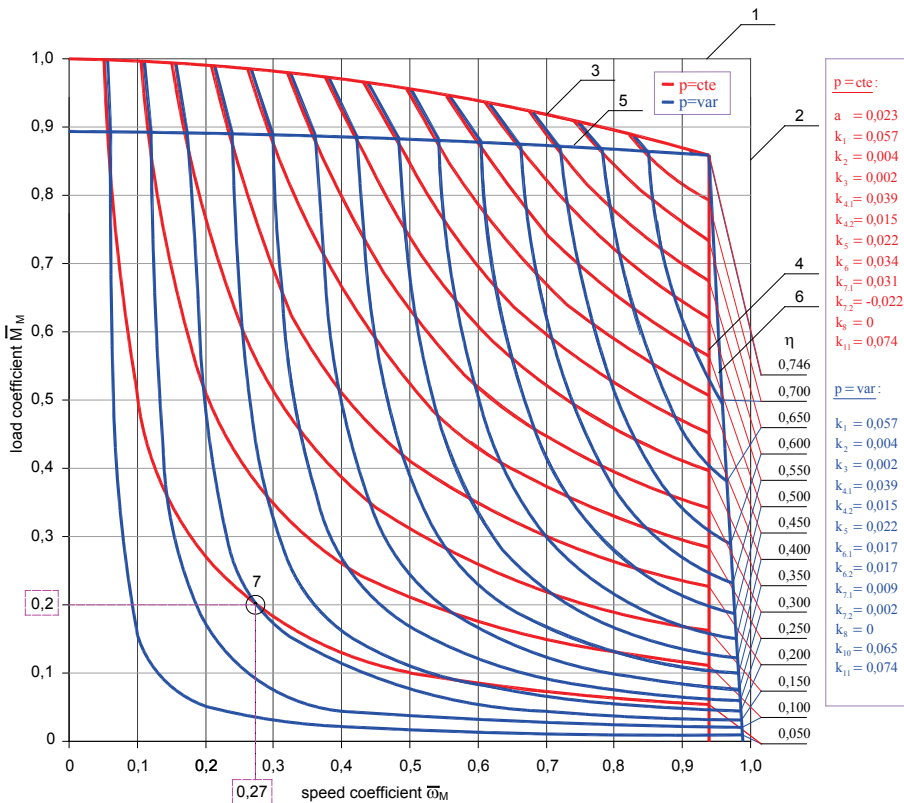


Fig. 4. Fields of work and lines of constant overall efficiency η of the hydrostatic systems under investigation: a constant pressure system $p=cte$ and a variable pressure system $p=var$; viscosity $\nu_n=35\text{mm}^2/\text{s}$ [5]

The value (lines 3 and 5 in fig. 4) depends on the structure of the system, on the current value of speed coefficient $\bar{\omega}_M$ and on the value of coefficients k_i of mechanical and pressure losses in the elements of the system.

Each operating point of a device powered by p=cte and p=var system, described by the speed coefficient $\bar{\omega}_M$ and the load coefficient \bar{M}_M , in a common field limited by the lines 4 and 5 (point 7 in fig. 4), can be achieved and determines the conditions under which the system works, it is independent of losses in the drive system and at the same time decides about these losses.

The working field of the constant pressure system (red color) is, in the zone of large values of the cylinder load coefficient \bar{M}_M , greater than the working range of the variable pressure system, in practice the latter (blue color) is enlarged by the upper zone of the p=cte field, because it is related to the transition of the p=var system into the work area as a p=cte system [5].

4. Energy efficiency of hydrostatic systems determined by simulation based on laboratory investigated coefficients k_i of losses

Assessment of energy behavior of various forms and sizes of motors or drive systems requires a mathematical simulation description and comparison of their energy efficiency as a dependence on the speed $\bar{\omega}_M$ and load \bar{M}_M coefficients of the rotational motor shaft or linear motor piston rod (hydraulic cylinder), coefficients changing in the field ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M \max}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M \max}$). The coefficients k_i of losses are calculated with the reference viscosity $\nu_n = 35 \text{ mm}^2/\text{s}$ of hydraulic oil.

Fig. 5 shows the overall efficiency η of the constant-pressure system p=cte (fig. 1a) and variable pressure system p=var (fig. 1b) determined by simulation. Fig. 5 shows also the thin dashed lines of the overall efficiency η of systems for the maximum use of the pump efficiency system, i.e. in a situation in which the Q_M intensity of the stream directed to the cylinder through the proportional directional control valve approaches the pump Q_P capacity. In this case, it is possible to achieve the maximum energy efficiency η of both systems equal to $\eta = 0,746$ at $\bar{M}_M = 0,855$ ($F_M = 25650 \text{ N}$) and $\bar{\omega}_M = 0,939$ ($v_M = 0,380 \text{ m/s}$). The use of the flow intensity Q_P of the pump would be possible if the applied in the systems p=cte and p=var, the overflow valve SP (fig. 1a and 1b) was ideal valve.

Thanks to the variable pressure system p=var, energy savings are possible, especially at a lower load coefficient \bar{M}_M and higher cylinder speed coefficient $\bar{\omega}_M$. In fig. 5, one can notice an excellent increase of the energy overall efficiency of the variable pressure system in relation to the constant pressure system, especially in the range of average values of the load coefficient \bar{M}_M and the upper values of the cylinder speed coefficient $\bar{\omega}_M$. When the cylinder's speed coefficient $\bar{\omega}_M$ is increased, the Q_M flow is increased to the cylinder at the same time, and the smaller flow Q_0 flows through the SP (SPS) overflow valve into the

tank. Therefore, the overall efficiency η of the system is growing. This is due to the fact that the structural volumetric efficiency η_{stv} (of throttle control unit) is increasing. For example, the overall efficiency η of the $p=cte$ system, with the same coefficient $\bar{M}_M = 0,500$ ($F_M = 15000N$) of the cylinder load and its speed coefficient equal to $\bar{\omega}_M = 0,875$ ($v_M = 0,350m/s$), assumes the value $\eta = 0,397$. However, the overall efficiency η of the $p=var$ system, with the same load coefficients and cylinder speed coefficient, is $\eta = 0,611$.

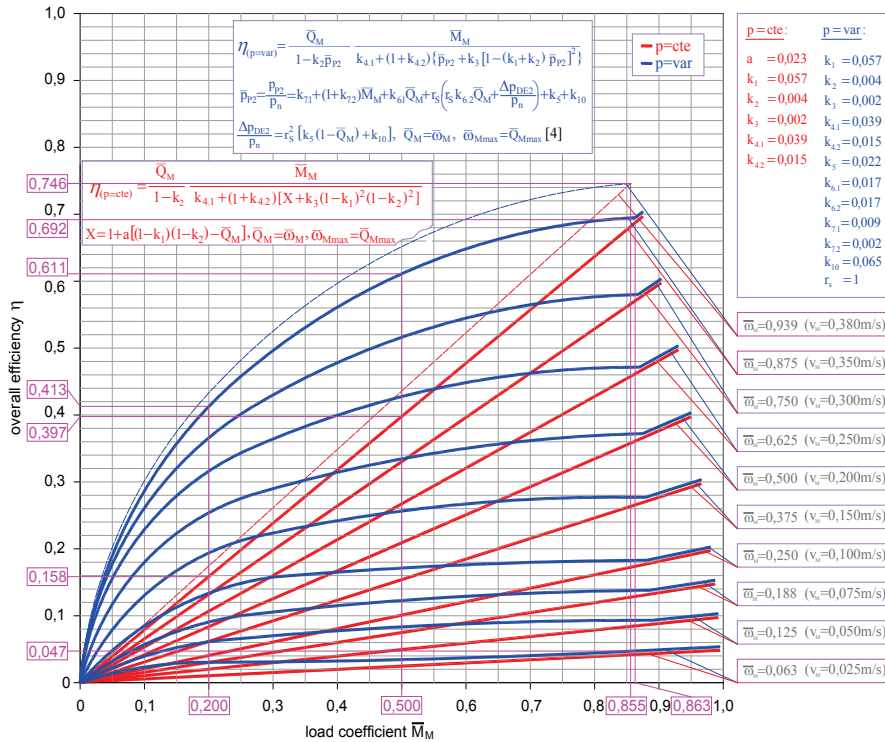


Fig. 5. The dependence of the overall efficiency η of the constant pressure system ($p=cte$) and the variable pressure system ($p=var$) on the load coefficient \bar{M}_M at different speed coefficients $\bar{\omega}_M$ of the cylinder; overall efficiency η of the systems defined by simulation based on the laboratory investigated coefficients k_i of losses; viscosity $\nu_n = 35mm^2/s$ [5]

By the cylinder load \bar{M}_M coefficient equal to $\bar{M}_M = 0,863$ ($F_M = 25890N$), the efficiency η of both systems, for speed coefficient $\bar{\omega}_M$ equal to $\bar{\omega}_M = 0,063$ ($v_M = 0,025m/s$) is only about $\eta \approx 0,047$. In turn, the efficiency η of both systems, with the same load coefficient \bar{M}_M equal to $\bar{M}_M = 0,863$ ($F_M = 25890N$) and at a common speed $\bar{\omega}_M$ coefficient equal to $\bar{\omega}_M = 0,875$ ($v_M = 0,350m/s$) of speed, reaches the approximation value of $\eta \approx 0,692$ [5].

From the point of view of the overall efficiency η of the system, the greatest gain is at value of the cylinder load coefficient \bar{M}_M of approximately $\bar{M}_M \approx 0,200$ ($F_M \approx 6000\text{N}$), with speed coefficient $\bar{\omega}_M$ equal to $\bar{\omega}_M = 0,875$ ($v_M = 0,350\text{m/s}$). The overall efficiency η of the $p=\text{cte}$ system is then $\eta = 0,158$, and the overall efficiency of the system $p=\text{var}$ – $\eta = 0,413$, which is around 2,6 times higher than the efficiency of the constant pressure system. In this zone, the medium load zone begins.

5. Conclusions

1. Losses and energy efficiency of motor or drive system should be presented as functions of physical quantities independent of losses. Such quantities are motor speed and its load changing in the field of work ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M\max}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M\max}$) [2, 3, 4].
2. The maximum values of the speed coefficient $\bar{\omega}_{M\max}$ and the load coefficient $\bar{M}_{M\max}$ of the hydraulic motor, resulting from the maximum capabilities of the drive system and the losses occurring in it, determine the range of the hydraulic motor's working field [2, 3, 4].
3. The tested structures ($p=\text{cte}$ and $p=\text{var}$) of hydrostatic drives with throttling control of linear speed, fed with a constant capacity pump, can achieve, with maximum load $F_{M\max}$ ($\bar{M}_{M\max} = 0,863$) and simultaneous maximum speed $v_{M\max}$ ($\bar{\omega}_{M\max} = 0,875$) of this hydraulic motor, the same maximum overall efficiency η_{\max} equal $\eta_{\max} = 0,692$ of the system. The variable pressure system ($p=\text{var}$) becomes then a constant pressure system ($p=\text{cte}$), so the operating conditions of both systems become the same and at the same time structural losses in the throttle control unit can be practically eliminated [5].
4. The energy efficiency tests with speed series throttling control of the hydraulic motor (systems with throttling control valve) confirm that their energy efficiency can be much higher than the values given again and again in the literature of the subject.
5. An advantage of the simulation method for energy efficiency evaluation of drive systems is also a simulation description of the system work field determined by the course of the maximum speed coefficient $\bar{\omega}_{M\max}$ and maximum load coefficient $\bar{M}_{M\max}$ of the hydraulic motor and simultaneous filling of the working field with the net of efficiency curves $\eta=\text{cte}$, which gives the opportunity to evaluate the efficiency η at each point of this field.
6. In the simulation method of determining the energy efficiency of hydrostatic drive systems, the characteristics of pumps and hydraulic motors are limited only to determining the coefficients k_i of energy losses in these elements.

6. References

1. 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”. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2005
2. Paszota Z.: The operating field of a hydrostatic drive system parameters of the energy efficiency investigations of pumps and hydraulic motors. Polish Maritime Research, No. 4(62), vol. 16, Gdańsk 2009.
3. Paszota Z.: On power stream in motor or drive system. Polish Maritime Research, No. 4 (92), vol. 23, Gdańsk 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.: Energy characteristics of the hydraulic system with proportional control of cylinder, fed by a constant capacity pump in a constant pressure and variable pressure system (in Polish). Doctor dissertation. Gdansk University of Technology, 2010.
6. Skorek G.: Energy efficiency of a hydrostatic drive with proportional control compared with volumetric control. Polish Maritime Research, No. 3(79), vol. 20, Gdańsk 2013.

POLE PRACY ORAZ SPRAWNOŚĆ ENERGETYCZNA NAPĘDÓW HYDROSTATYCZNYCH NA PRZYKŁADZIE DWÓCH BADANYCH UKŁADÓW ZE STEROWANIEM PROPORCJONALNYM PRĘDKOŚCI SIŁOWNIKA

1. Wprowadzenie

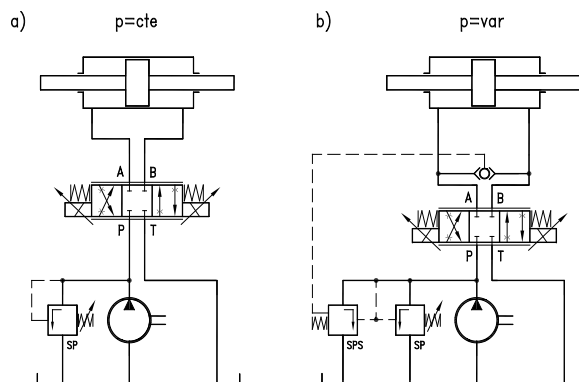
W artykule przedstawiono i omówiono zakresy pól pracy (rys. 4) badanych układów hydrostatycznych $p=cte$ (rys. 1a) i $p=var$ (rys. 1b), określonych zakresem zmiany współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości oraz współczynnika \bar{M}_M obciążenia silnika hydraulicznego liniowego – siłownika oraz pokazano sprawności całkowite dwóch porównywanych układów (rys. 5).

Badania dotyczyły dwóch układów z rozdzielaczem proporcjonalnym zasilanym pompą o stałej wydajności:

- a) z zastosowaniem zaworu przelewowego – struktura stałościśnieniowa (rys. 1a),
- b) z zastosowaniem zaworu przelewowego sterowanego ciśnieniem z przewodu dopływowego siłownika – struktura zmiennociśnieniowa (rys. 1b).

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

Układ hydrauliczny napędu i sterowania proporcjonalnego silnika hydraulicznego liniowego może być np. zasilany pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym ciśnieniem p_2 na odpływie z rozdzielacza do odbiornika. Układ zmiennociśnieniowy $p=var$ (rys. 1b) umożliwia obniżenie strat w pompie, zespole sterowania i silniku hydraulicznym liniowym [5].



Rys. 1. Układ z rozdzielaczem proporcjonalnym zasilanym pompą o stałej wydajności [5, 6]:
 a - z zastosowaniem zaworu przelewowego – struktura $p=cste$, b – z zastosowaniem zaworu przelewowego sterowanego ciśnieniem z przewodu dopływowego siłownika – struktura $p=var$

Badane struktury pracowały przy tych samych parametrach pracy silnika hydraulicznego liniowego, a więc jego obciążeniu F_M i prędkości v_M .

W układzie zmiennociśnieniowym $p=var$ 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 [5, 6].

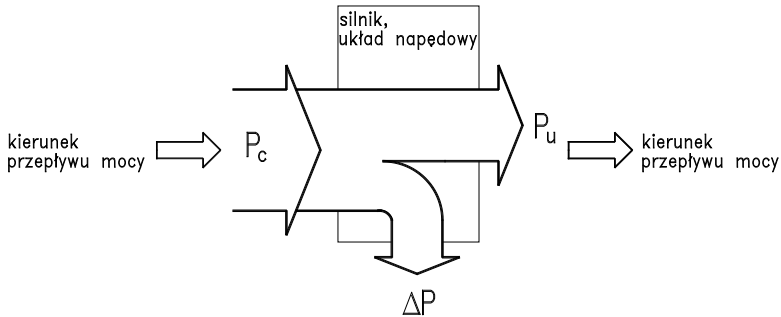
2. Wykres Paszoty wzrostu mocy w silniku lub w układzie napędowym przeciwnego do kierunku przepływu mocy

Zygmunt Paszota sprowadza badania energetyczne pompy i silnika hydraulicznego jako niezależnych elementów każdego napędu hydrostatycznego jedynie do określenia współczynników k_i strat ciśnieniowych, objętościowych i mechanicznych występujących w tych maszynach, współczynników określonych przy lepkości odniesienia $\nu_n=35\text{mm}^2\text{s}^{-1}$.

W silniku lub układzie napędowym, wielkość strumienia mocy rośnie, przez konieczności zrównoważenia mocy strat energetycznych, w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy. Strat 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. Obraz strumienia mocy w silniku lub w układzie napędowym w literaturze jest nadal przedstawiany w formie tradycyjnego wykresu Sankey'a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy [3, 4].

Wykres Sankey'a (rys. 2), 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]:

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

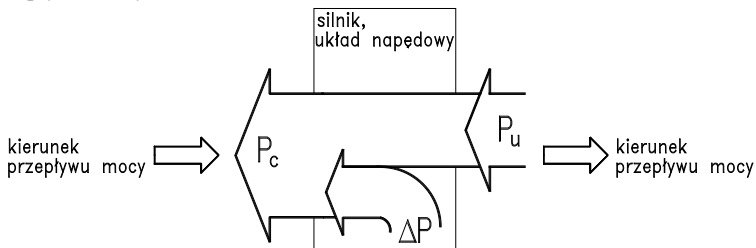


P_c jest mocą konsumowaną (wejściową) wyrażoną w watach [W],

P_u jest mocą użyteczną (wyjściową) [W],

ΔP jest mocą strat [W]

Rys. 2. Wykres Sankey'a spadku mocy w silniku lub układzie napędowym zgodnego z kierunkiem przepływu mocy [3, 4]



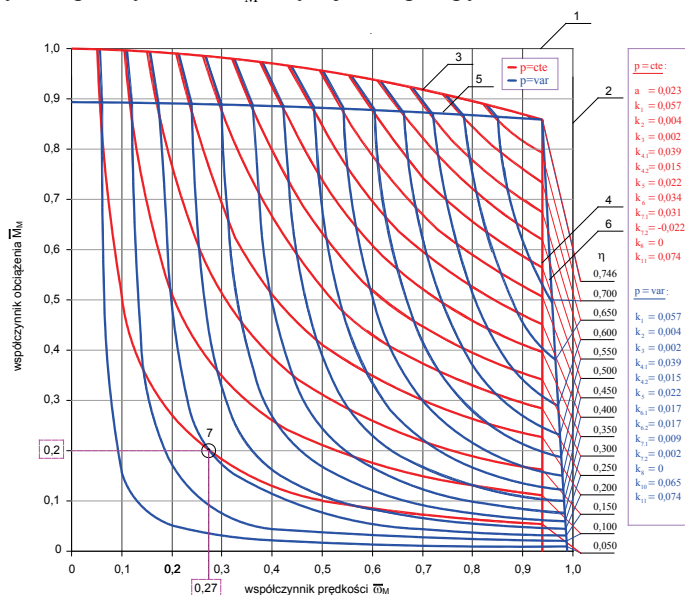
Rys. 3. Wykres Paszoty wzrostu mocy w silniku lub układzie napędowym przeciwnego do kierunku przepływu mocy zastępujący wykres Sankey'a [3,4]

Wykres Paszoty (rys. 3) wzrostu mocy w silniku lub układzie napędowym przeciwnego do kierunku przepływu mocy umożliwia przedstawienie wpływu mocy użytecznej (wyjściowej) P_u , to znaczy wpływu prędkości i obciążenia wału lub tłoczyśka silnika na moc ΔP strat w silniku bądź w układzie napędowym i w rezultacie na przyrost mocy strumienia w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy i na moc konsumowaną P_c . Wykres Paszoty zastępuje wykres Sankey'a (rys. 2) spadku mocy w silniku lub układzie napędowym zgodnego z kierunkiem przepływu mocy.

3. Pole pracy hydrostatycznego układu napędowego na przykładzie dwóch badanych układów

Na rys. 4 przedstawiono zakresy pól pracy badanych układów hydrostatycznych $p=cte$ i $p=var$ określonych zakresem zmiany współczynnika $\bar{\omega}_M$ prędkości oraz współczynnika \bar{M}_M obciążenia silnika hydraulicznego liniowego – siłownika [5].

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 $p=cte$), a także 5 i 6 (struktura $p=var$). Krzywymi 3 i 5 (rys. 4) oznaczono granice maksymalnego obciążenia FM (\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, a także 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.



Rys. 4. 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]

Wartość $\bar{M}_{M\max}$ (linie 3 i 5 na rys. 4) 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 $p=\text{cte}$ i $p=\text{var}$, 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. 4), 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), w strefie dużych wartości współczynnika \bar{M}_M obciążenia siłownika, jest większe od pola pracy układu zmiennociśnieniowego, w praktyce to ostatnie (kolor niebieski) jest powiększone o górną strefę pola pracy układu $p=\text{cte}$, ponieważ związane jest to z przejściem pracy układu $p=\text{var}$ w strefę pracy jako układ $p=\text{cte}$ [5].

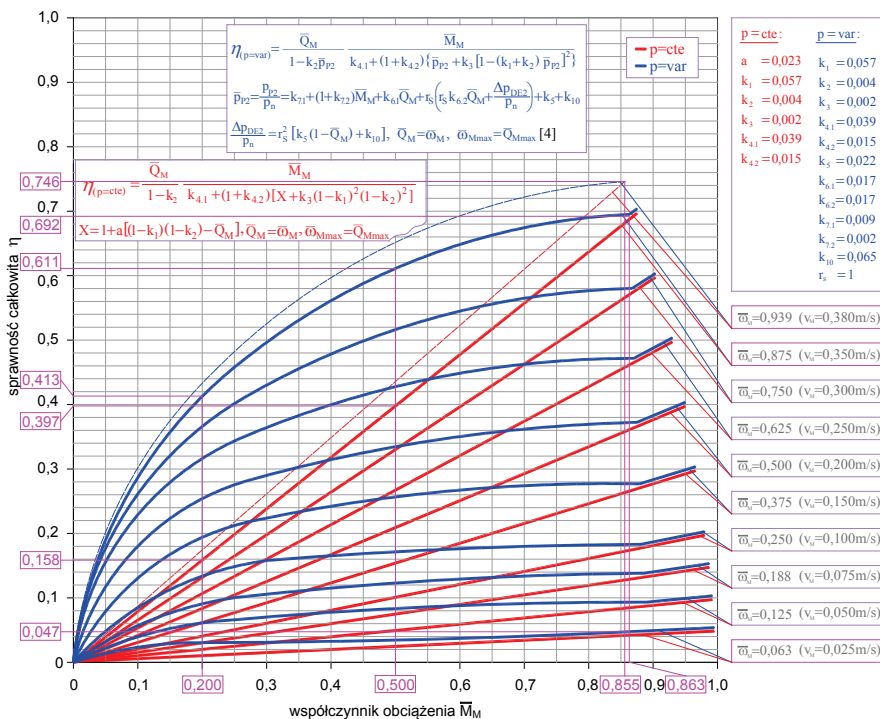
4. Sprawność energetyczna układów hydrostatycznych określona symulacyjnie na podstawie współczynników k_i strat w elementach wyznaczonych laboratoryjnie

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_h oleju hydraulicznego.

Rys. 5 przedstawia przebiegi sprawności całkowitej układu stałociśnieniowego $p=\text{cte}$ (rys. 1a) i zmiennociśnieniowego $p=\text{var}$ (rys. 1b) określone symulacyjnie. Cienkimi liniami przerywanymi przedstawiono także 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 $\bar{M}_M=0,855$ ($F_M=25650\text{N}$) 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. 1a i 1b) 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. 5 można zauważyć istotne 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. Dla przykładu sprawność η układu $p=cte$, przy tym samym współczynniku $\bar{M}_M=0,500$ ($F_M=15000N$) obciążenia siłownika i przy współczynniku $\bar{\omega}_M$ jego prędkości równym $\bar{\omega}_M=0,875$ ($v_M=0,350m/s$), przyjmuje wartość $\eta=0,397$. Natomiast sprawność η układu $p=var$, przy tych samych współczynnikach obciążenia i prędkości siłownika, wynosi $\eta=0,611$.



Rys. 5. 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 $\nu_n=35mm^2/s$ [5]

Przy współczynniku \bar{M}_M obciążenia siłownika równym $\bar{M}_M=0,863$ ($F_M=25890\text{N}$), 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 $\bar{M}_M=0,863$ ($F_M=25890\text{N}$) 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 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 $p=\text{cte}$ wynosi wówczas $\eta=0,158$, a sprawność układu $p=\text{var}$ – $\eta=0,413$, czyli jest około 2,6 razy wyższa od sprawności układu stałociśnieniowego. W tej strefie często się pracuje, ponieważ wówczas zaczyna się strefa średnich obciążeń.

5. 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. 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. Badane struktury ($p=\text{cte}$ i $p=\text{var}$) napędów hydrostatycznych ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego liniowego, zasilane pompą o stałej wydajności, mogą osiągnąć, przy maksymalnym obciążeniu $F_{M\max}$ ($\bar{M}_{M\max}=0,863$) i jednoczesnej maksymalnej prędkości $v_{M\max}$ ($\bar{\omega}_{M\max}=0,875$) tego silnika, tę samą maksymalną sprawność całkowitą $\eta_{\max}=0,692$ układu. Układ zmiennociśnieniowy ($p=\text{var}$) staje się wówczas układem stałociśnieniowym ($p=\text{cte}$), a więc warunki pracy obu układów stają się takie same i jednocześnie mogą być praktycznie wyeliminowane straty strukturalne w zespole sterowania dławieniowego [5].
4. Przeprowadzone badania sprawności energetycznej ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika (układów z rozdzielaczem dławiącym) potwierdzają, że ich sprawność energetyczna może być dużo wyższa od wartości podawanych ciągle w literaturze przedmiotu.
5. Zaletą metody symulacyjnej oceny sprawności energetycznej układów napędowych jest również symulacyjny opis pola pracy układu określonego przebiegiem

maksymalnego współczynnika $\overline{\omega}_{M_{\max}}$ prędkości i maksymalnego współczynnika $\overline{M}_{M_{\max}}$ obciążenia silnika oraz jednocześnie wypełnienie pola pracy siatką krzywych sprawności $\eta = \text{cte}$, co daje możliwość oceny sprawności η w każdym punkcie tego pola.

6. 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.

6. Literatura

1. 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”. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2005.
2. Paszota Z.: The operating field of a hydrostatic drive system parameters of the energy efficiency investigations of pumps and hydraulic motors. Polish Maritime Research, No. 4(62), vol. 16, Gdańsk 2009.
3. Paszota Z.: On power stream in motor or drive system. Polish Maritime Research, No. 4 (92), vol. 23, Gdańsk 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, Gdańsk 2010.
6. Skorek G.: Energy efficiency of a hydrostatic drive with proportional control compared with volumetric control. Polish Maritime Research, No. 3(79), vol. 20, Gdańsk 2013.

