

# Metodyka badań i model matematyczny strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym obrotowym

Agnieszka Maczyszyn

## 1. Wprowadzenie

Układy hydrostatyczne są układami składającymi się z układu: napędowego i sterowania. Układy napędowe składają się z zespołów pompowych jako przemienników energii mechanicznej w energię strumienia cieczy, zespołów silników hydraulicznych jako odbiorników energii strumienia cieczy i jednocześnie zamieniają tę energię na energię mechaniczną, oraz z zespołów sterowania, np. regulujących prędkość lub kierunek ruchu.

Silniki hydrauliczne obrotowe są elementami wykorzystywanymi w napędach hydrostatycznych, które w przypadku zastosowań okrętowych mogą przekazywać duże moce, a jednocześnie mogą posiadać zwartą konstrukcję, dzięki czemu zajmują mało miejsca na pokładzie statku. Jest to tylko jedna z wielu zalet napędu hydrostatycznego.

Straty  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowe w kanałach wewnętrznych silnika hydraulicznego mają wpływ na sprawność całkowitą maszyny wyporowej, co z kolei wpływa na parametry pracy układu hydrostatycznego.

Straty ciśnieniowe są to opory przepływu czynnika roboczego przez kanały wewnętrzne i w rozdzielaczu maszyny wyporowej, a w tym przypadku silnika hydraulicznego. Geometria tych kanałów jest charakterystyczna dla danego rozwiązania konstrukcyjnego. Straty  $\Delta p_{Mp}$  w silniku w dużym stopniu są efektem miejscowych strat ciśnienia, wynikających ze zmiany kierunku i prędkości przepływającego strumienia. Straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  zależą głównie od natężenia  $Q_M$  przepływającego strumienia oleju oraz od lepkości  $\nu$  oleju [7].

Straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  można określić następującym wzorem:

$$\Delta p_{Mp} = \Delta p_{Mp1} + \Delta p_{Mp2} = f(Q_M, \nu) \quad (1)$$

gdzie:


$\Delta p_{Mp1}$  – to straty ciśnieniowe w kanale dopływowym (między punktem dopływu cieczy do silnika hydraulicznego a komorami roboczymi);

$\Delta p_{Mp2}$  – to straty ciśnieniowe w kanale odpływowym (między komorami roboczymi a punktem odpływu cieczy z silnika hydraulicznego).

W ogólnym przypadku moc  $\Delta P_{Mp}$  strat ciśnieniowych jest iloczynem:

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono sposób określania współczynnika  $k_g$  strat ciśnieniowych  $\Delta p_{Mp}$  (oporów przepływu) w kanałach wewnętrznych silnika hydraulicznego SWSB-63, współczynnika wyznaczonego przy natężeniu przepływu równym teoretycznej wydajności  $Q_{Pt}$  pompy zasilającej silnik, strat odniesionych do ciśnienia nominalnego  $p_n$  układu hydraulicznego. Nawiązano do modelu zachowania energetycznego silnika hydraulicznego obrotowego zaproponowanego przez Z. Paszotę.

Słowa kluczowe: napęd hydrostatyczny, moce strat energetycznych, silnik hydrauliczny obrotowy, straty ciśnieniowe, sprawność ciśnieniowa

 **Abstract:** The article presents the method of determining the coefficient  $k_g$  of pressure losses  $\Delta p_{Mp}$  (flow resistance) in the hydraulic motor channels type SWSB-63. The coefficient determined at the working liquid intensity in the channels is equal to the pump theoretical capacity  $Q_{Pt}$  and losses related to the nominal pressure  $p_n$  of the hydraulic system. It was related to the energy conservation model of rotary hydraulic engine proposed by Z. Paszota.

Keywords: hydrostatic drive, power losses, rotary hydraulic motor, pressure losses, pressure efficiency

- straty  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowej;
- natężenia  $Q_M$  strumienia cieczy:

$$\Delta P_{Mp} = \Delta p_{Mp} Q_M \quad (2)$$

Moc  $\Delta P_{Mp}$  strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym jest sumą mocy  $\Delta P_{Mp1}$  strat ciśnieniowych w kanale dopływowym i mocy  $\Delta P_{Mp2}$  strat ciśnieniowych w kanale odpływowym silnika:

$$\Delta P_{Mp} = \Delta P_{Mp1} + \Delta P_{Mp2} \quad (3)$$

W efekcie wzór opisujący moc  $\Delta P_{Mp}$  strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym przyjmie postać:

$$\Delta P_{Mp} = \Delta P_{Mp1} + \Delta P_{Mp2} = \Delta p_{Mp1} Q_{M1} + \Delta p_{Mp2} Q_{M2} \quad (4)$$

W silniku obrotowym, w których natężenie  $Q_{M2}$  strumienia cieczy w kanale odpływowym jest praktycznie równe natężeniu  $Q_{M1}$  strumienia cieczy w kanale dopływowym (czyli chłonności  $Q_M$  silnika)  $Q_{M2} = Q_{M1} = Q_M$ , moc  $\Delta P_{Mp}$  strat ciśnieniowych w silniku przyjmie postać:

$$\Delta P_{Mp} = (\Delta p_{Mp1} + \Delta p_{Mp2}) Q_M = \Delta p_{Mp} Q_M \quad (5)$$

## 2. Znane metody opisu strat ciśnienia

Straty  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowe w kanałach przedstawione na rysunku 5 pozwalają określić dla chłonności  $Q_{Mt}$  silnika wartość wykładnika  $a_p$  równą  $\sim 0,25$ . Wartość ta pozwala nam stwierdzić, że mamy do czynienia z przepływem turbulentnym nie w pełni rozwiniętym. Zgodnie ze wzorem Darcy'ego-Weisbacha, dla przepływu laminarnego wzór na straty ciśnieniowe ma postać:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (6)$$

gdzie:

- $\lambda$  – współczynnik oporów liniowych, zmieniający się w zależności od liczby Reynoldsa  $Re$ ;
- $l$  – długość rury [m];
- $d$  – średnica rury [m];
- $\rho$  – gęstość płynu [ $\text{kgm}^{-3}$ ];
- $v$  – prędkość liniowa płynu [ $\text{ms}^{-1}$ ].

Przekształcając zależność (6) w funkcję zależną od natężenia  $Q$  przepływu, otrzymamy wzór:

$$\Delta p = \lambda \frac{8}{\pi^2} \rho \frac{1}{d^5} Q^2 \quad (7)$$

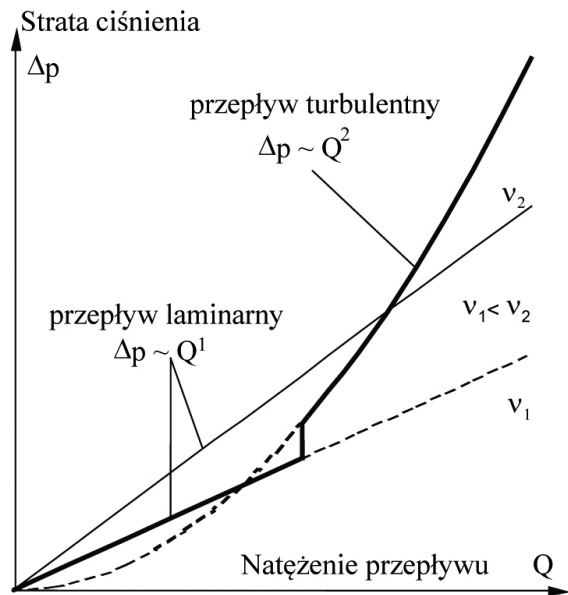
Zależność współczynnika oporów liniowych  $\lambda$  od liczby Reynoldsa  $Re$  przedstawiana w literaturze [9] wyodrębnia cztery strefy. W strefie pierwszej, dla  $Re < Re_{kr}$ , występuje przepływ laminarny (w strefie tej współczynnik  $\lambda$  oporów liniowych

opisany jest zależnościami:  $\lambda = \frac{64}{Re}$  lub  $\lambda = \frac{75}{Re}$ ). W strefie

drugiej, przejściowej, przepływ cieczy jest niestabilny, może występować zarówno przepływ laminarny, jak i turbulentny. Strefę trzecią charakteryzuje przepływ turbulentny nie w pełni rozwinięty. W strefie tej współczynnik strat liniowych  $\lambda$ , dla przewodu hydraulicznie gładkiego, został przez Blasiusa opisany zależnością empiryczną:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (8)$$

Podstawiając zależność (8) do wzoru Darcy'ego-Weisbacha (6) i przekształcając nowo otrzymaną zależność w funkcję natężenia przepływu, otrzymamy:



Rys. 1. Zależność straty ciśnienia  $\Delta p$  od natężenia przepływu  $Q$  [3]

$$\Delta p = 0,2414 \frac{l\rho}{d^{4,75}} v^{0,25} Q^{1,75} \quad (9)$$

Zgodnie z zależnością (9), straty ciśnieniowe przy przepływie burzliwym nie w pełni rozwiniętym zależą, między innymi, od lepkości  $v$  i od natężenia przepływu cieczy  $Q$ . Występujące w tym wzorze wykładniki potęgowe dla różnych warunków przepływu (np. chropowatości przewodu) przyjmują inne wartości niż podane we wzorze [9].

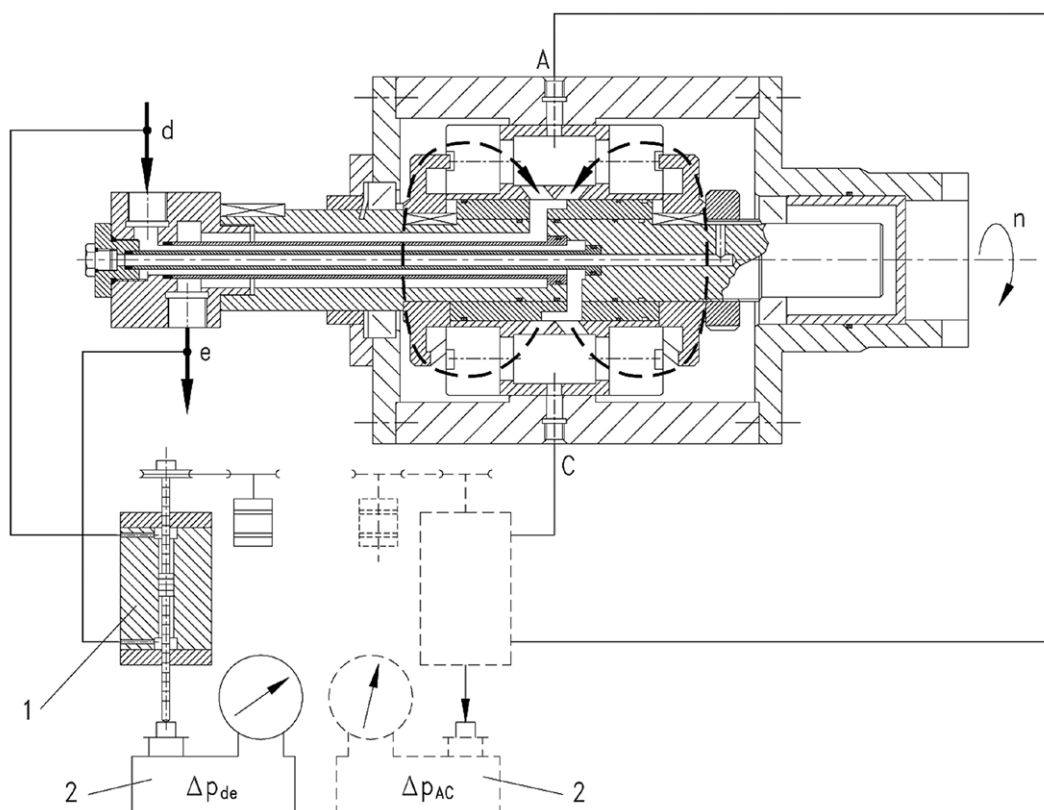
Strefę czwartą charakteryzuje przepływ burzliwy w pełni rozwinięty. W strefie tej współczynnik strat liniowych  $\lambda$  zależy tylko od chropowatości względnej, definiowanej stosunkiem chropowatości bezwzględnej  $\epsilon$  do średnicy wewnętrznej przewodu  $d$ :  $\epsilon/d$ . W napędach hydrostatycznych przepływy o tak dużych wartościach liczb Reynoldsa raczej nie występują. Przy przepływie turbulentnym w pełni rozwiniętym  $\lambda$  jest wartością stałą niezależną od liczby Reynoldsa.

Powyższe zależności opisujące straty ciśnieniowe jako funkcję natężenia przepływu można przedstawić na rysunku 1, dla przepływu laminarnego funkcją liniową zależną również od lepkości oleju, a dla przepływu turbulentnego w pełni rozwiniętego funkcją kwadratową.

W literaturze [10–14] spotkać można następujący sposób określenia strat  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowych w kanałach wewnętrznych maszyny wporowej, wyrażony wzorem:

$$\Delta p_{Mp} = C_t \cdot \rho \cdot Q^2 + C_1 \cdot v \cdot \rho \cdot Q \quad (10)$$

Powyższy wzór umożliwia określenie strat  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowych, gdy znane są parametry cieczy roboczej, tj. gęstość  $\rho$  i lepkość  $v$  cieczy oraz natężenie przepływu cieczy  $Q$ . Wartości stałych  $C_t$  i  $C_1$  można uzyskać z równania linii trendu charakterystyki  $\Delta p_{Mp} = f(Q)$  przedstawiającej straty  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowe



Rys. 2. Silnik SWSB przystosowany do pomiarów strat ciśnieniowych w kanałach wewnętrznych [6]:

1 - manometr tłokowy służący do pomiaru różnicy ciśnień; 2 - waga uchylna

w kanałach wewnętrznych maszyny wyporowej w funkcji jej chłonności  $Q$ .

Straty  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowe w silniku hydraulicznym w literaturze [13, 14] opisywane są następująco:

$$\Delta p_{Mp} = C_{ich} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{V_t}{2 \cdot \pi}\right)^2} \quad (11)$$

gdzie:

$C_{ich}$  – współczynnik proporcjonalności;

$\omega$  – prędkość kątowna wału maszyny wyporowej;

$V_t$  – teoretyczna objętość robocza.

W celu podwyższenia precyzji opisu zależności sprawności energetycznej silnika hydraulicznego od jego chłonności  $Q_M$  oraz w szerokim zakresie zmiany lepkości  $\nu$  oleju hydraulicznego proponuje się przyjąć opisy symulacyjne zależności strat ciśnieniowych  $\Delta p_{Mp}$  w kanałach silnika zaproponowane przez Z. Paszotę w [7]. W przypadku badań silnika SWSB-63 okazało się, iż w jego kanałach występuje przepływ burzliwy nie w pełni rozwinięty.

Proponowany przez Z. Paszotę w [7] model strat ciśnieniowych  $\Delta p_{Mp}$  przedstawia się następująco:

$$\Delta p_{Mp} = k_8 p_n \left(\frac{Q_M}{Q_{Pt}}\right)^{a_{Qp}} \left(\frac{\nu}{\nu_n}\right)^{a_{vp}} \quad (12)$$

ze współczynnikami:

$$k_8 = \frac{\Delta p_{Mp|Q_M=Q_{Pt}, \nu_n}}{p_n} \quad (13)$$

określającym straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  w kanałach wewnętrznych i w rozdzielaczu silnika hydraulicznego, które wystąpiłyby przy chłonności  $Q_M$  silnika równej teoretycznej wydajności  $Q_{Pt}$  pompy zasilającej silnik, odniesione do ciśnienia nominalnego  $p_n$  układu, w którym silnik hydrauliczny jest zastosowany.

Zastosowanie w modelu matematycznym (12) bezwymiarowych stosunków  $Q_M/Q_{Pt}$  oraz  $\nu/\nu_n$  daje możliwość określania wykładnika  $a_{Qp}$  wpływu natężenia  $Q_M$  cieczy w kanałach na straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  oraz wykładnika  $a_{vp}$  wpływu lepkości  $\nu$  cieczy roboczej na straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$ , a więc umożliwia dokładny opis zależności  $\Delta p_{Mp}$  od  $Q_M$  i od  $\nu$ .

Równanie definicyjne (13) opisujące współczynnik  $k_8$  oraz model matematyczny (12) wiążą opis strat ciśnieniowych  $\Delta p_{Mp}$

Tabela 1. Zestawienie podstawowych parametrów silnika SWSB-63

	$Q_{Mt}$ [m <sup>3</sup> ]	$n_{Mn}$ [s <sup>-1</sup> ]	$v_n$ [mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]	$p_n$ [MPa]	$M_{Mt}$ [Nm]	$P_{Mc}$ [kW]
SWSB 63	$639 \cdot 10^{-6}$	2,67	26	6,2	617,8	10,6

w kanałach silnika z wielkością wydajności teoretycznej  $Q_{Pt}$  pompy i z ciśnieniem nominalnym  $p_n$  układu hydrostatycznego [11].

### 3. Sposób pomiaru strat $\Delta p_{Mp}$ ciśnieniowych w silniku SWSB-63

Na rysunku 2 przedstawiony został sposób pomiaru strat ciśnieniowych  $\Delta p_{Mp}$  w kanałach silnika wielotłoczkowego osiowego z wirującym korpusem typu SWSB-63, którego parametry pracy zamieszczono w tabeli 1. Z silnika wymontowano elementy robocze celem uzyskania swobodnego przepływu czynnika. Uzyskano w ten sposób warunki przepływu zbliżone do rzeczywistych, czyli przy obracających się elementach rozdzielacza, z prędkością odpowiadającą chłonności  $Q_M$  silnika. Straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  w kanałach silnika SWSB-63 obliczono jako różnicę:

$$\Delta p_{Mp} = \Delta p_{de} - \Delta p_{AC} \quad (14)$$

gdzie:

$\Delta p_{AC}$  – strata ciśnieniowa mierzona na odcinku A – C przepływu cieczy w przestrzeni ograniczonej bębnum, która była pomijalnie mała;

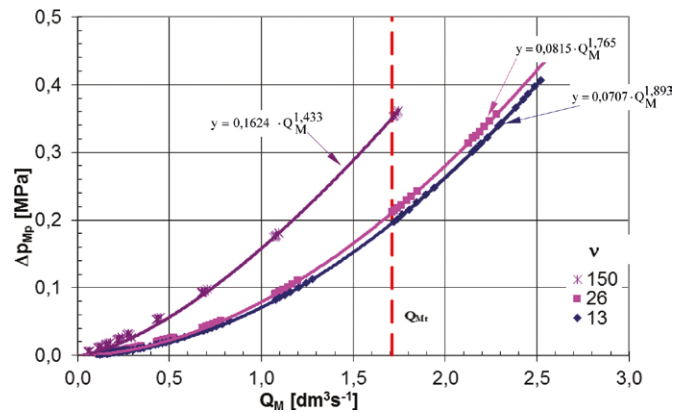
$\Delta p_{de}$  – strata ciśnieniowa mierzona na dopływie i odpływie z silnika (punkty d i e zgodnie z rysunkiem 2) [6].

### 4. Straty ciśnieniowe w silniku hydraulicznym SWSB-63

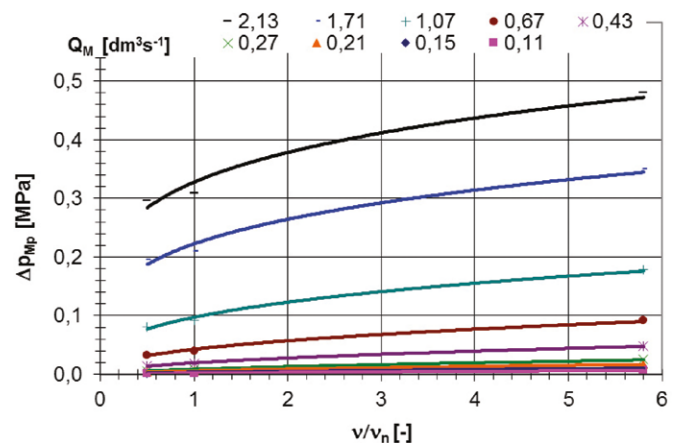
W celu wyznaczenia charakterystyk umożliwiających określenie strat ciśnieniowych występujących w badanym silniku konieczne było określenie parametrów nominalnej pracy. Opierając się na badaniach silnika SWSB-63 zawartych w [1] przyjęto chłonność  $Q_{Mt}$  teoretyczną silnika równą wydajności  $Q_{Pt}$  teoretycznej pompy ( $Q_{Mt} = Q_{Pt} = 1,71[\text{dm}^3\text{s}^{-1}]$ ). Silnik SWSB-63 badany był w zakresie zmieniającej się lepkości kinematycznej  $\nu$  oleju (od  $13 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$  do  $150 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ ), dlatego też lepkość  $\nu_n$  odniesienia przyjęto równą  $26 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ . Pozostałe parametry pracy zamieszczono w tabeli 1.

Charakterystyki przedstawiające straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  w kanałach silnika SWSB-63 jako funkcję chłonności  $Q_M$  silnika ( $\Delta p_{Mp} = f(Q_M)$ ), przy wybranych ustalonych wartościach lepkości  $\nu$  kinematycznej oleju hydraulicznego, przedstawiono na rysunku 3.

Charakterystykę przedstawiającą straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  w kanałach silnika jako funkcję współczynnika  $\nu/\nu_n$  lepkości oleju ( $\Delta p_{Mp} = f(\nu/\nu_n)$ ), przy ustalonych wartościach chłonności  $Q_M$  silnika, przedstawiono na rysunku 4. Krzywe otrzymano na podstawie charakterystyk (rysunek 3) przedstawiających straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  jako funkcję chłonności  $Q_M$  silnika ( $\Delta p_{Mp} = f(Q_M)$ ).



Rys. 3. Straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  w kanałach jako funkcje chłonności  $Q_M$  silnika SWSB-63 – przy wybranych ustalonych lepkościach  $\nu$  oleju hydraulicznego [4, 5]



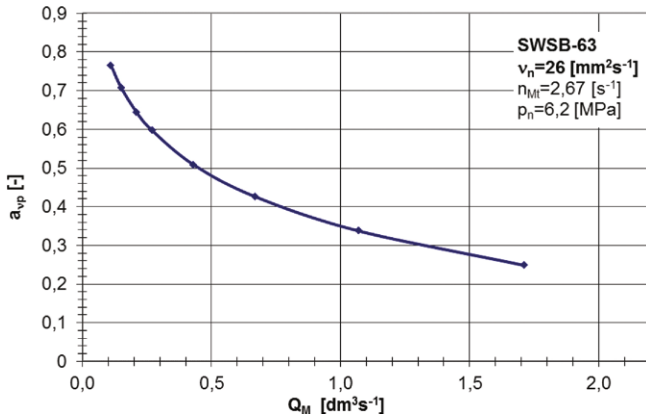
Rys. 4. Straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  w kanałach jako funkcja współczynnika  $\nu/\nu_n$  lepkości oleju – przy wybranych chłonnościach  $Q_M$  silnika [4]

### 5. Określenie współczynnika $k_8$ strat ciśnieniowych $\Delta p_{Mp}$ w silniku SWSB-63 oraz wykładników $a_{QP}$ i $a_{\nu P}$

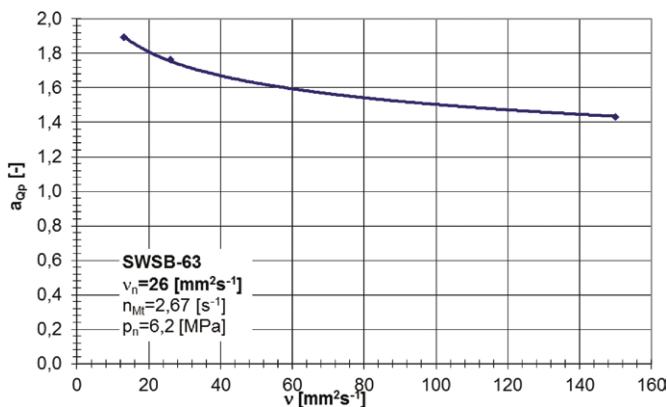
Proponowany w pracy [7] przez prof. Z. Paszotę model strat ciśnieniowych  $\Delta p_{Mp}$  w silniku hydraulicznym uwzględnia: możliwość zastosowania go w modelu sprawności całkowitej  $\eta_M$  silnika oraz w modelu sprawności  $\eta$  napędu hydrostatycznego, w którym silnik jest zastosowany, jak również możliwość modyfikacji modelu, po przeprowadzeniu badań laboratoryjnych strat ciśnieniowych w kanałach maszyny wporowej (pompy, silnika hydraulicznego), w celu podwyższenia dokładności opisu strat w silniku o danej konstrukcji oraz w zakresie zmiany lepkości oleju występującej w trakcie eksploatacji układu napędowego.

Na podstawie wykreślonych charakterystyk (rysunki 3–6) został określony współczynnik  $k_8$  strat ciśnieniowych (zgodnie ze wzorem (13)) oraz wielkości wykładników potęgowych:  $a_{QP}$  – określającego wpływ natężenia  $Q_M$  cieczy w kanałach na straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  w silniku hydraulicznym i  $a_{\nu P}$  – określającego

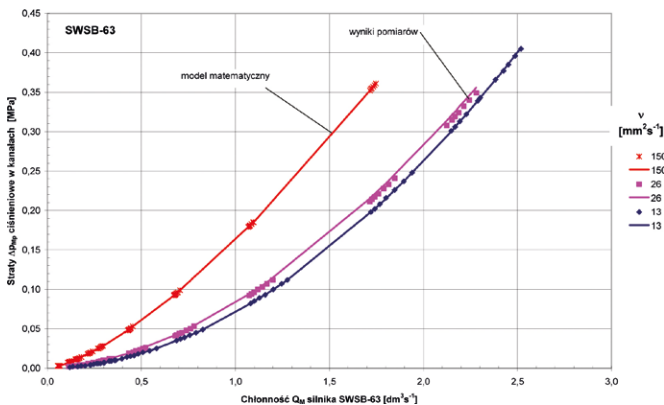




**Rys. 5.** Wykładnik  $a_{vp}$  (w funkcji potęgowej)  $\Delta p_{Mp} = k_8 p_n (Q_M/Q_{Pt})^{a_{Qp}} (v/v_n)^{a_{vp}}$  opisującej zależność strat  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowych w kanałach silnika od stosunku  $Q_M$  do teoretycznej wydajności  $Q_{Pt}$  pompy) jako funkcja chłonności  $Q_M$  silnika [4]



**Rys. 6.** Wykładnik  $a_{Qp}$  (w funkcji potęgowej)  $\Delta p_{Mp} = k_8 p_n (Q_M/Q_{Pt})^{a_{Qp}} (v/v_n)^{a_{vp}}$  opisującej zależność strat  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowych w kanałach silnika od stosunku  $Q_M$  do teoretycznej wydajności  $Q_{Pt}$  pompy) jako funkcja lepkości  $v$  cieczy roboczej [4]



**Rys. 7.** Porównanie strat ciśnieniowych  $\Delta p_{Mp}$  cieczy roboczej w kanałach silnika SWSB-63 opisanych modelem matematycznym (16) (linia ciągła) z wynikami badań (punkty na wykresie) [1]

wpływ lepkości  $v$  cieczy roboczej na straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  w silniku hydraulicznym.

Na podstawie rysunku 4, który wykreślony został dla nominalnych parametrów pracy silnika zawartych w tabeli 1, została odczytana wartość straty ciśnieniowej  $\Delta p_{Mp}$  wynosząca 0,21 [MPa]. Odnosząc otrzymaną wartość do ciśnienia nominalnego  $p_n$  zgodnie z zależnością (13), otrzymano wartość współczynnika  $k_8$  strat ciśnieniowych:

$$k_8 = \frac{\Delta p_{Mp|Q_M=Q_{Pt}, v_n}}{p_n} = \frac{0,21}{6,2} = 0,034 \quad (15)$$

W efekcie wzór symulacyjny określający straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  w kanałach silnika SWSB-63 przy zmieniającej się lepkości  $v$  przyjmie postać:

$$\Delta p_{Mp} = 0,034 p_n \left( \frac{Q_M}{Q_{Pt}} \right)^{1,77} \left( \frac{v}{v_n} \right)^{0,25} \quad (16)$$

Na rysunku 7 przedstawiono rezultaty obliczeń symulacyjnych strat ciśnieniowych przeprowadzonych w oparciu o zależność (16).

Porównując otrzymane eksperymentalnie charakterystyki spadków ciśnienia w silniku z obliczeniami symulacyjnymi, można zauważyć, że różnice w wartościach spadków ciśnienia wynoszą przeciętnie 1%.

## 6. Wnioski

Badania strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym SWSB-63, przeprowadzone w ramach pracy [1], wykazały występowanie straty w silniku wg zależności:  $\Delta p_{Mp} \sim Q^{1,77}$ . Wyniki te potwierdziły występowanie w kanałach badanej maszyny przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego. Podobne potwierdzenie znaleźć można w przeprowadzonych przez M. Czyńskiego, w ramach pracy [2], badaniach strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym PTO2-16 tłokowym osiowym o stałej chłonności na obrót, wykonane przy zalecanej lepkości  $v_n = 35 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$  oleju hydraulicznego L-HL46 ( $\vartheta$  około  $46^\circ \text{C}$ ), które wykazały straty w silniku – wg zależności:  $\Delta p_{Mp} \sim Q^{1,87}$ .


Z charakterystyki (rysunek 3) przedstawiającej straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  w kanałach jako funkcje chłonności  $Q_M$  silnika SWSB-63 widzimy, iż ze wzrostem lepkości spada wartość wykładnika  $a_{Qp}$ . Stanowi to potwierdzenie wzorów (7) i (9) zinterpretowanych na rysunku 1, iż dla zależności  $\Delta p_{Mp} \sim Q^1$  mamy do czynienia z przepływem laminarnym, a dla  $\Delta p_{Mp} \sim Q^2$  z przepływem turbulentnym w pełni rozwiniętym.

Wpływ lepkości  $v$  cieczy roboczej na straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  w kanałach wewnętrznych (rysunek 4), przy  $v_n = 26 \text{ [mm}^2 \text{ s}^{-1}]$  i teoretycznej chłonności silnika  $Q_{Mt} = 1,71 \text{ [dm}^3 \text{ s}^{-1}]$ , jest określony wielkością wykładnika potęgowego  $a_{vp}$  w zależności  $\Delta p_{Mp} \sim \left( \frac{v}{v_n} \right)^{a_{vp}}$ , gdzie  $a_{vp} \approx 0,249$ . Natomiast przy

malejącej chłonności wartość wykładnika wzrasta i przy  $Q_M = 0,11$  [ $\text{dm}^3\text{s}^{-1}$ ], wynosi  $a_{vp} \approx 0,764$ . Wartości wykładnika  $a_{vp}$  pozwalają wnioskować, że straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  w kanałach wewnętrznych mają charakter przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego z malejącym stopniem zaburzenia towarzyszącego spadkowi chłonności.

## Literatura

- [1] BALAWENDER A., OSIECKI A., PASZOTA Z., KLIMKIEWICZ W., CIEPIEŁOWSKI J.: *Badania silnika hydraulicznego wysokomomentowego średnicciśnieniowego SWSB-63*. Praca naukowo-badawcza, Gdańsk 1972.
- [2] CZYŃSKI M.: *Badania laboratoryjne modelu sprawności energetycznej przekładni hydrostatycznej*. Praca doktorska, Politechnika Szczecińska, Wydział Techniki Morskiej, Szczecin 2005.
- [3] KORALEWSKI J.: *Wpływ lepkości na straty energetyczne w pompie tłokowej o zmiennej wydajności*. Raport merytoryczny promotorskiego projektu badawczego Nr rej. N N504 4684 33, nr umowy 4684/TO2/2007/33.
- [4] MACZYSZYN A.: *Analiza energetyczna konstrukcji wporowych maszyn obrotowych stosowanych w przekładniach hydrostatycznych*. Praca doktorska, Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Gdańsk 2014.
- [5] MACZYSZYN A.: *Evaluation of losses in a hydraulic motor based on the SWSB – 63 motor tests*. Polish Maritime Research. – Vol. 17, No 4, 2010, s. 46–53, 9 wykresów, bibliograf. 19 poz.
- [6] PASZOTA Z.: *Aspects energetiques des transmissions hydrostatiques*. Wydawnictwo Politechnika Gdańska, Gdańsk 2002.
- [7] PASZOTA Z.: *Energy losses in hydrostatic drive. Drive investigation method compatible with diagram of power increase opposite to the direction of power flow*. Lambert Academic Publishing Saarbrücken 2016.
- [8] SKOREK G.: *Badania laboratoryjne strat ciśnieniowych w pompie wporowej*. „Hydraulika i Pneumatyka” 2/2005.
- [9] STRYCZEK S.: *Napęd hydrostatyczny. Tom II. Układy*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1997.
- [10] SŁIWINSKI P.: *New satellite pumps*. Key Engineering Materials, No 490/2012.
- [11] SŁIWINSKI P.: *The basics of design and experimental tests of the commutation unit of a hydraulic satellite motor*. Archives of Civil and Mechanical Engineering, No 16/2016, DOI:1016/j.acme.2016.04.003.
- [12] SŁIWINSKI P.: *The flow of liquid in flat gaps of satellite motors working mechanism*. Polish Maritime Research 2/2014.
- [13] SŁIWINSKI P.: *The influence of water and mineral oil on volumetric losses in a hydraulic motor*. Polish Maritime Research, special issue S1 (93) 2017, vol. 24. DOI: 10.1515/pomr-2017-0041.
- [14] SŁIWINSKI P.: *The influence of water and mineral oil on mechanical losses in hydraulic motor*. Chinese Journal of Mechanical Engineering. Article in print.

 dr inż. Agnieszka Maczyszyn – Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Politechnika Gdańska, e-mail: agnieszka.maczyszyn@pg.edu.pl

artykuł recenzowany

reklama

reklama

reklama

reklama