

## Straty i bilans mocy w hydraulicznych silnikach satelitowych zasilanych emulsją HFA-E i olejem

### Streszczenie

W artykule opisano wpływ oleju i emulsji oleju w wodzie typu HFA-E na straty hydrauliczne, objętościowe oraz mechaniczne w hydraulicznym silniku satelitowym. Przedstawiono również wpływ tych cieczy, różniących się lepkością, gęstością i własnościami smarowymi, na bilans energii w silniku satelitowym. Pokróćce została też naświetlona problematyka stosowania silników hydraulicznych w napędach małej mechanizacji w górnictwie.

### Summary

Impact of oil and HFA-E oil-and-water emulsion on hydraulic, volume and mechanical losses in hydraulic satellite engine was described in the paper. Impact of those liquids, which differ among each other with viscosity, density and lubricating properties, on the energy balance in satellite engine was also presented. A problem of using hydraulic engines in drives of small mechanization in the mining industry was also shortly clarified.

### 1. Wstęp

W górnictwie do napędu narzędzi ręcznych, takich jak: wiertarki, piły taśmowe, kotwiarki itp. potrzebne są silniki hydrauliczne o małych objętościach roboczych. Biorąc pod uwagę trudne warunki pracy tych urządzeń w kopalniach, kilka polskich firm zaoferowało hydrauliczne silniki satelitowe zasilane emulsją typu HFA-E. Firmami tymi są: FAMA i HYDROMECH (produkują hydrauliczne silniki satelitowe typu HF o geometrycznej objętości roboczej od 40 do 160 cm<sup>3</sup>/obr. (rys. 1) oraz STOSOWANIE MASZYN (nowy typ hydraulicznych silników satelitowych SM o bardzo małej geometrycznej objętości roboczej od 5 do 73 cm<sup>3</sup>/obr.). Firma FAMA Sp. z o.o. produkuje także hydrauliczne silniki satelitowe typu HS o dużej geometrycznej objętości roboczej od 500 cm<sup>3</sup>/obr. do 6300 cm<sup>3</sup>/obr. (rys. 1). Konstrukcje silników HS, HF i SM opisano w [3, 4, 6, 7, 8, 9, 10].

W laboratorium Katedry Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej badano wszystkie typy wyżej wymienionych silników satelitowych zasilanych olejem i emulsją HFA-E. Obecnie prowadzone są prace badawczo-rozwojowe mające na celu udoskonalenie konstrukcji oraz podwyższenie sprawności i trwałości silni-

ków typoszeregu SM, szczególnie przy zasilaniu cieczami o niskiej lepkości (emulsja HFA-E oraz woda).

Olej mineralny i emulsja HFA-E to cieczy różniące się lepkością, gęstością i własnościami smarowymi [4, 5, 6, 7, 8, 10]. Wobec tego rodzaj cieczy ma wpływ na straty objętościowe, mechaniczne i hydrauliczne w silniku hydraulicznym, a tym samym ma wpływ na przemianę energii w tym silniku. Różnicę w przetwarzaniu energii w silniku zasilanym olejem i emulsją HFA-E pokazano bazując na wynikach badań prototypowego silnika typu SM-1/12,5 o geometrycznej objętości roboczej  $q = 28,9 \text{ cm}^3/\text{obr.}$  (rys. 1).

W silniku tym wartość luzów osiowych satelitów i wirnika w mechanizmie roboczym wynosiła 20 μm. Jest to wartość luzu wystarczająca dla silnika zasilanego olejem. Dla silnika zasilanego cieczą o niskiej lepkości (jaką jest emulsja HFA-E) luz ten jest zdecydowanie za duży, głównie ze względu na zbyt duże straty objętościowe w silniku. Nie mniej jednak silnik ten cechował się lepszymi parametrami przy zasilaniu emulsją w porównaniu do konkurencyjnego silnika georotorowego Char-Lynn-Orbit J-2-129 (o objętości roboczej 12,9 cm<sup>3</sup>/obr.) badanego przez J.Urbaczyka [11].



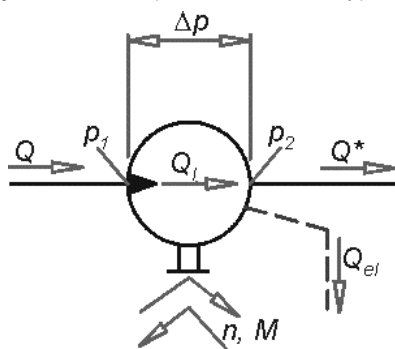
Rys.1. Silniki satelitowe. Od lewej: typ HS, typ HF, typ SM (silnik badany) [3, 4, 6, 7, 8, 9, 10]

W obecnie produkowanych silnikach satelitowych typu SM wartość luzu osiowego wynosi poniżej  $5 \mu\text{m}$ , czyli sprawność przetwarzania energii w silnikach jest większa. Charakterystyki silnika SM przedstawione w niniejszym artykule nie są więc prawdziwe dla obecnie produkowanych silników. Charakterystyki te mają tylko pokazać i uzmysłowić jak duży jest wpływ rodzaju cieczy roboczej (oleju i emulsji HFA-E) na efektywne osiągnięcia silnika.

## 2. Mierzone parametry silnika

W trakcie badań silnika mierzono następujące parametry (rys. 2):

- natężenie przepływu  $Q$  (chłonność silnika),  $Q^*$ , l/min,
- ciśnienie  $p_1$  i  $p_2$ , MPa,
- prędkość obrotową wału  $n$ , obr./min,
- obciążenie silnika (moment obrotowy)  $M$ , Nm.



Rys.2. Parametry mierzone w silniku badanym

Badania silnika hydraulicznego SM-1/12,5 przeprowadzono z użyciem:

- oleju Total Azolla 46 (o temp. na dopływie do silnika  $43^\circ\text{C}$  i lepkości kinematycznej  $\nu = 40\text{cSt}$ );
- emulsji HFA-E przygotowanej na bazie koncentratu Isosynth VX110BF (1% koncentratu w wodzie) (badania przy temperaturze emulsji  $30^\circ\text{C}$  i lepkości kinematycznej  $\nu = 0,86\text{cSt}$ ).

Przepływ  $Q$  w trakcie badań był utrzymywany na stałym zadanym poziomie ( $Q = \text{const}$  dla  $M = \text{var}$ ).



Rys.3. Mechanizm roboczy silnika satelitowego oraz miejsca występowania strat objętościowych

Ze względu na ograniczone parametry stanowiska badawczego przeprowadzono badania silnika SM tylko w takim zakresie obciążenia  $M$  i chłonności  $Q$  silnika, aby nie przekroczyć spadku ciśnienia w silniku  $\Delta p = 20 \text{ MPa}$  i prędkości obrotowej  $n = 350 \text{ obr./min}$ .

## 3. Moc strat w silniku hydraulicznym

Moc hydrauliczna silnika  $P_H$  jest sumą mocy użytecznej silnika  $P_M$  (moc mechaniczna) i mocy strat w silniku  $P_L$ :

$$P_H = P_M + P_L \quad (1)$$

gdzie:

$$P_H = Q \cdot \Delta p \quad (2)$$

$$P_M = \frac{\pi}{30} \cdot M \cdot n \quad (3)$$

$P_L$  jest sumą mocy strat mechanicznych  $P_{mh}$ , mocy strat ciśnieniowych  $P_{pl}$ , i mocy strat objętościowych  $P_{vi}$ :

$$P_L = \underbrace{\frac{\pi}{30} \cdot M_{ml} \cdot n}_{P_{mh}} + \underbrace{\Delta p_{ich} \cdot Q}_{P_{pl}} + \underbrace{\Delta p_i \cdot Q_i}_{P_{vi}} \quad (4)$$

## 4. Straty objętościowe

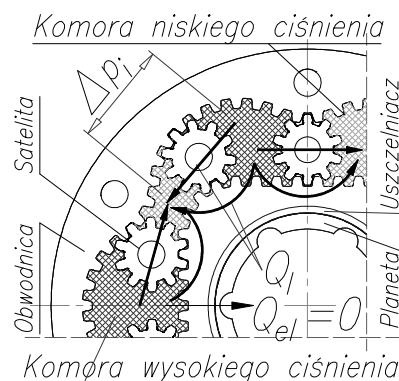
Straty objętościowe  $Q_i$  w silniku hydraulicznym, dla  $Q = \text{const}$ , są wynikiem różnicy ciśnienia  $\Delta p_i$  występującego w komorach mechanizmu roboczego silnika i ponadto zależą od ściśliwości cieczy roboczej  $K$ , względnej prędkości ścianek szczelin  $v$ , wysokości szczeliny  $h$  i lepkości dynamicznej cieczy  $\mu$  [1]:

$$Q_i = f(\Delta p_i, K, v, h, \mu)_{Q=\text{const}} \quad (5)$$

Wyniki badań silników satelitowych pokazały, że głównymi czynnikami mającymi wpływ na wartość strat objętościowych są  $\Delta p_i$  i  $\mu$ . Straty objętościowe można określić równaniem:

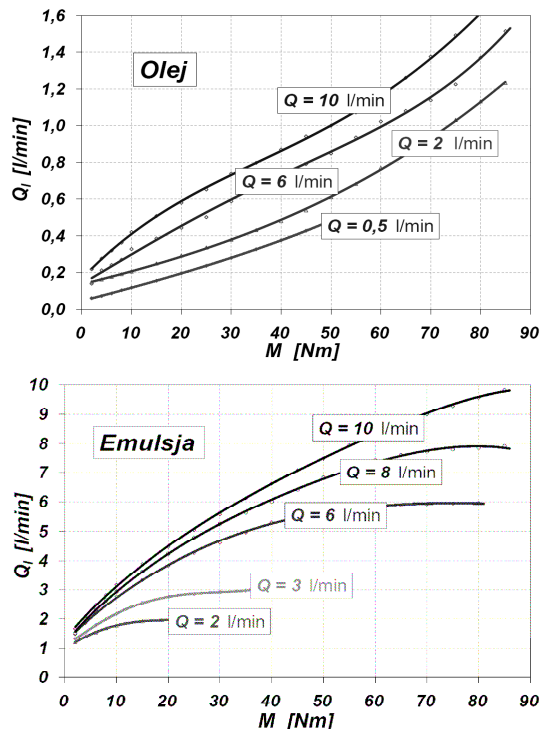
$$Q_i = Q - q \cdot n \quad (6)$$

Miejsca występowania strat objętościowych w silniku satelitowym pokazano na rysunku 3.



We wszystkich typach silników satelitowych nie występuje przeciek do komory wału  $Q_{eh}$ , a więc  $Q = Q^*$ .

Charakterystyki strat objętościowych w badanym silniku SM-1/12,5 zasilanym olejem i emulsją HFA-E pokazano na rysunku 4.



Rys.4. Charakterystyki strat objętościowych w silniku zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E

Wyniki badań wykazały, że straty objętościowe są kilkunastokrotnie większe w przypadku zasilania silnika emulsją. Biorąc pod uwagę jedynie lepkość cieczy i laminarny charakter przepływu oleju i emulsji w szczelinach, stosunek strat objętościowych emulsji i oleju wynosiłby:

$$k_s = \frac{Q_{i,E}}{Q_{i,O}} = \frac{\mu_O}{\mu_E} \approx 40 \quad (7)$$

gdzie:

$Q_{i,O}, Q_{i,E}$  – straty objętościowe w silniku zasilanym emulsją i olejem;

$\mu_O, \mu_E$  – lepkość dynamiczna oleju i emulsji.

W rzeczywistości, w szczelinach mechanizmu roboczego silnika zasilanego emulsją, praktycznie w całym zakresie  $\Delta p_i$ , występuje przepływ turbulentny niezupełnie rozwinięty. Opierając się na wynikach badań laboratoryjnych stwierdzono, że [3, 4]:

$$k_s = \frac{Q_{i,E}}{Q_{i,O}} = 0,9 \cdot \frac{\mu_O}{\mu_E} \cdot \Delta p_i^{-3/7} \quad (8)$$

Tak więc straty objętościowe w silniku zasilanym emulsją są co najwyżej kilkanaście razy większe w porównaniu do strat objętościowych w tym samym silniku zasilanym olejem.

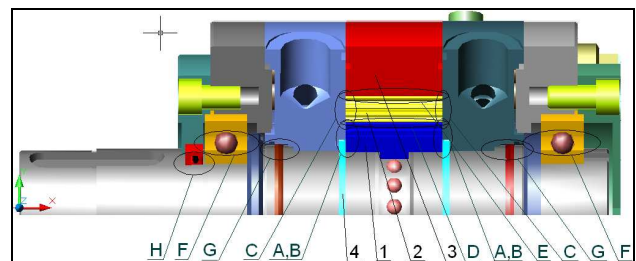
## 5. Straty mechaniczne

Moment strat mechanicznych  $M_{ml}$  w silniku hydraulicznym, dla  $Q = const$ , zależy od obciążenia silnika  $M$ , prędkości obrotowej  $n$  oraz własności smarnych cieczy roboczej [2]:

$$M_{ml} = f(M, n, \text{wlas. smarne})_{Q=const} \quad (9)$$

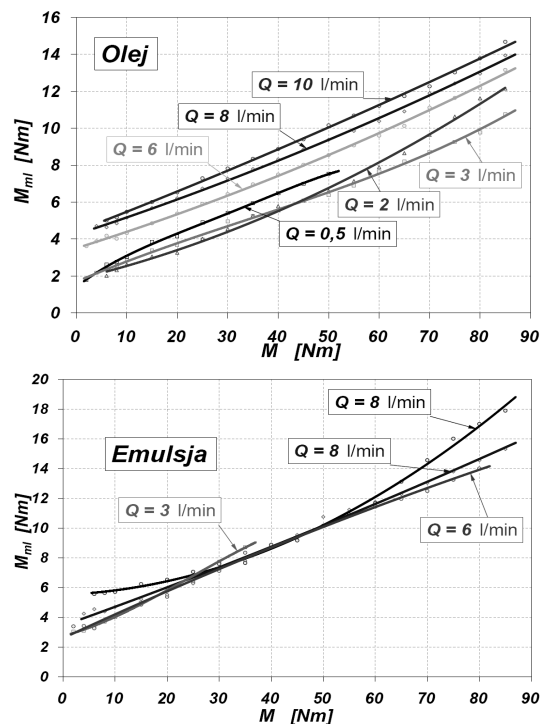
Moment ten jest efektem sił tarcia mechanicznego, sił bezwładności elementów mechanizmu roboczego oraz sił bezwładności cieczy zamkniętej w komorach mechanizmu roboczego.

Obszary występowania tarcia w silniku satelitowym pokazano na rysunku 5.



Rys.5. Obszary występowania tarcia w silniku satelitowym  
A – pomiędzy rotorem a uszczelniaczem, B, C – pomiędzy planetą, satelitą i płytą kompensacyjną, D, E – pomiędzy zębami satelitów i planetą oraz obwodnicą, F – w łożyskach, G, H – w uszczelnieniach, 1 – planeta, 2 – satelita, 3 – obwodnica, 4 – uszczelniacz

Charakterystyki momentu strat mechanicznych w badanym silniku SM zasilanym olejem i emulsją HFA-E przedstawiono na rysunku 6.



Rys.6. Charakterystyki momentu strat mechanicznych w silniku zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E

Emulsja HFA-E jako ciecz robocza wykazuje gorsze własności smarne niż olej [6, 7]. Tak więc, moment strat mechanicznych jest większy w silnikach zasilanych emulsją, zwłaszcza w zakresie wysokich obciążeń.

## 6. Straty ciśnienia

Straty ciśnienia  $\Delta p_{ich}$  w kanałach wewnętrznych (dopływowych i odpływowych) silników hydraulicznych zależą od wartości natężenia przepływu  $Q$  i  $Q^*$  oraz zależą od lepkości  $\nu$  i gęstości cieczy  $\rho$ :

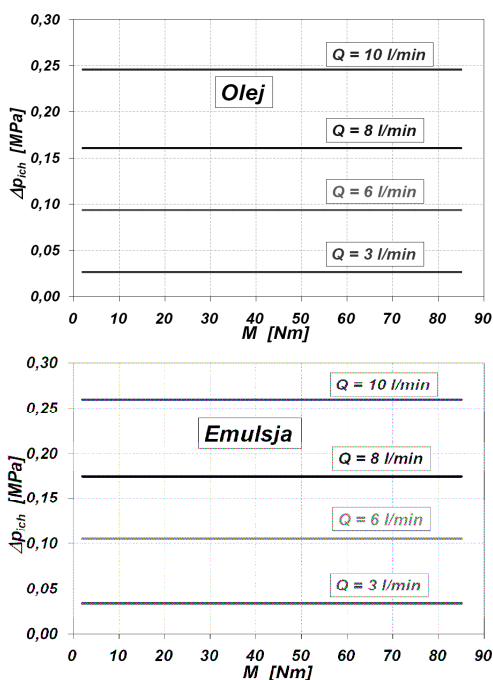
$$\Delta p_{ich} = f(Q, \mu, \rho) \quad (10)$$

Straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych  $\Delta p_{ich}$  są sumą strat spowodowanych składową laminarną i składową turbulentną natężenia przepływu:

$$\Delta p_{ich} = \underbrace{C_l \cdot \mu \cdot Q}_{\text{składowa laminarna}} + \underbrace{C_t \cdot \rho \cdot Q^2}_{\text{składowa turbulentna}} \quad (11)$$

gdzie:  $C_l$  i  $C_t$  są stałymi zależnymi głównie od wymiarów geometrycznych wewnętrznych kanałów silnika.

Badania laboratoryjne silników satelitowych wykazały, że składowa laminarna przepływu w kanałach wewnętrznych silnika jest bardzo mała. Wobec tego dominującym przepływem jest przepływ turbulentny. Czyli dominującym parametrem cieczy wpływającym na wartość oporów przepływu w kanałach wewnętrznych jest jej gęstość. Ponieważ gęstość emulsji jest większa od gęstości oleju, więc dla  $Q = const$ , straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych są wyższe dla emulsji niż dla oleju. Charakterystyki strat ciśnienia w kanałach wewnętrznych badanego silnika SM zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E pokazano na rysunku 7.



Rys.7. Charakterystyki strat ciśnienia w kanałach wewnętrznych silnika zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E

Należy zaznaczyć, że straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych nie zależą od obciążenia silnika [2].

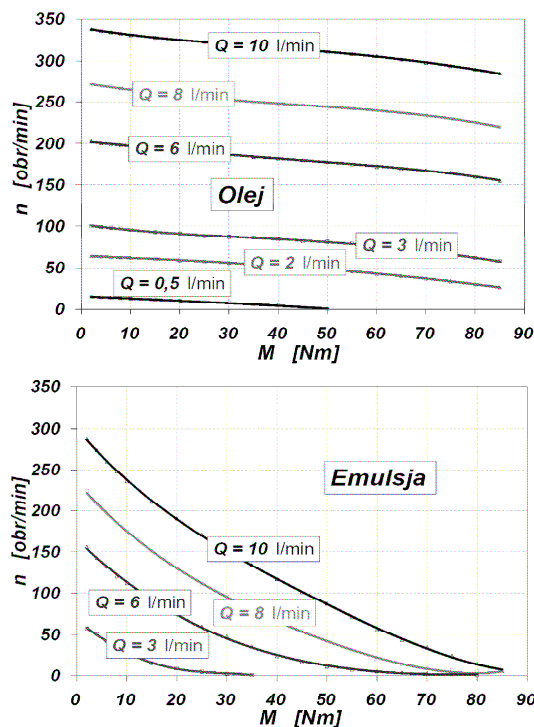
## 7. Konsekwencje strat w silniku

Prędkość obrotowa i spadek ciśnienia w silniku hydraulicznym zależą odpowiednio od strumienia cieczy dostarczanego do silnika i od obciążenia silnika. Zmiana obciążenia  $M$  powoduje zmianę strat mechanicznych i objętościowych (rys. 5 i 6). Tak więc, dla  $Q = const$ , zmiana obciążenia  $M$  powoduje zmianę prędkości obrotowej silnika (rys. 8). Efektywną prędkość obrotową silnika można opisać wzorem:

$$n = \frac{Q - (Q_l)_{M=var}}{q} \quad (12)$$

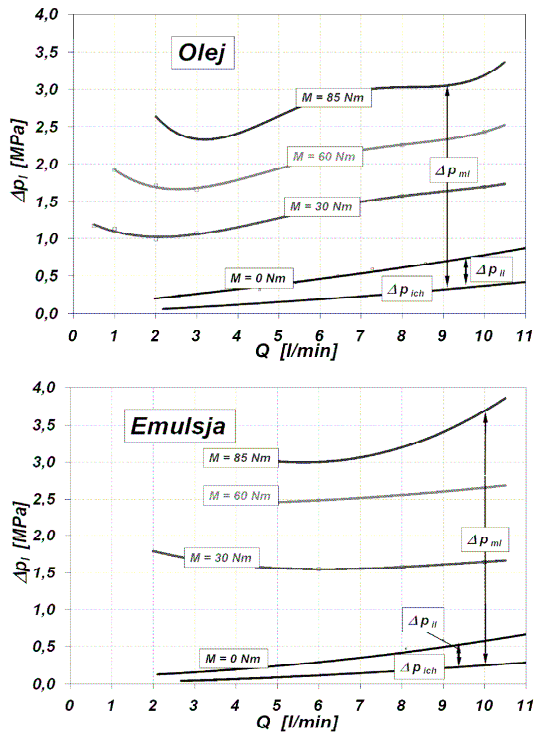
Jeśli obciążenie  $M$  silnika wzrośnie do odpowiednio wysokiej wartości wtedy  $Q_l = Q$  i w efekcie  $n = 0$  (ciśnienie  $p_1$  oczywiście wzrasta) lub otworzy się zawór bezpieczeństwa (jeśli wzrost ciśnienia  $p_1$  jest zbyt duży).

Przyrost ciśnienia w silniku o  $\Delta p_{ml}$  jest spowodowany występowaniem strat mechanicznych  $M_{ml}$  w silniku (rys. 9). Podobnie zmiana natężenia przepływu  $Q$  powoduje zmianę strat ciśnienia  $\Delta p_{ich}$  w kanałach wewnętrznych silnika (rys. 9). Oczywiście jest, że zmiana  $Q$  (dla  $M = const$ ) powoduje zmianę prędkości  $n$ . Siły bezwładności elementów mechanizmu roboczego także ulegną zmianie w skutek zmiany  $Q$ . Na rysunku 9 zaznaczono składową  $\Delta p_{il}$ , która jest efektem występowania w silniku sił bezwładności elementów mechanizmu roboczego.



Rys.8. Charakterystyki prędkości obrotowej silnika zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E





Rys.9. Charakterystyki strat ciśnienia w silniku zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E

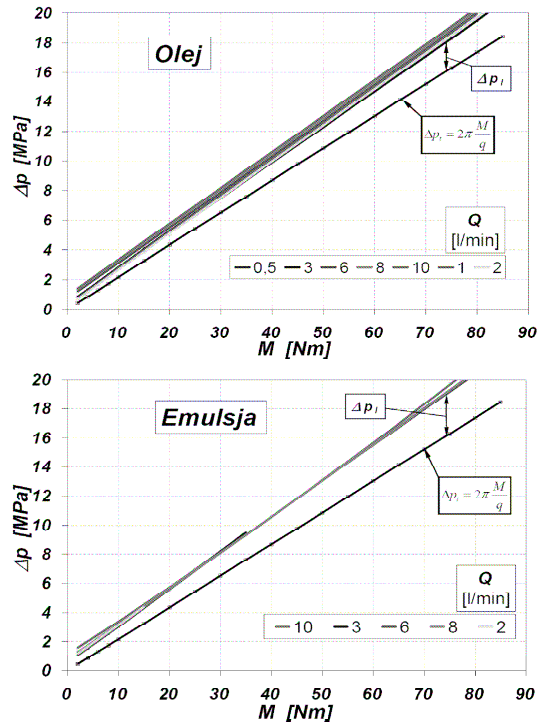
Generalnie, wzrost ciśnienia  $\Delta p_i$  w silniku hydraulicznym wynosi:

$$\Delta p_i = \Delta p_{ich} + \Delta p_{mi} \quad (13)$$

W rezultacie, spadek ciśnienia  $\Delta p$  w silniku hydraulicznym jest sumą ciśnienia  $\Delta p_t$  będącego efektem tylko obciążenia i przyrostu ciśnienia  $\Delta p_i$ , będącego efektem występowania w silniku strat mechanicznych i oporów przepływu w kanałach wewnętrznych:

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_i \quad (14)$$

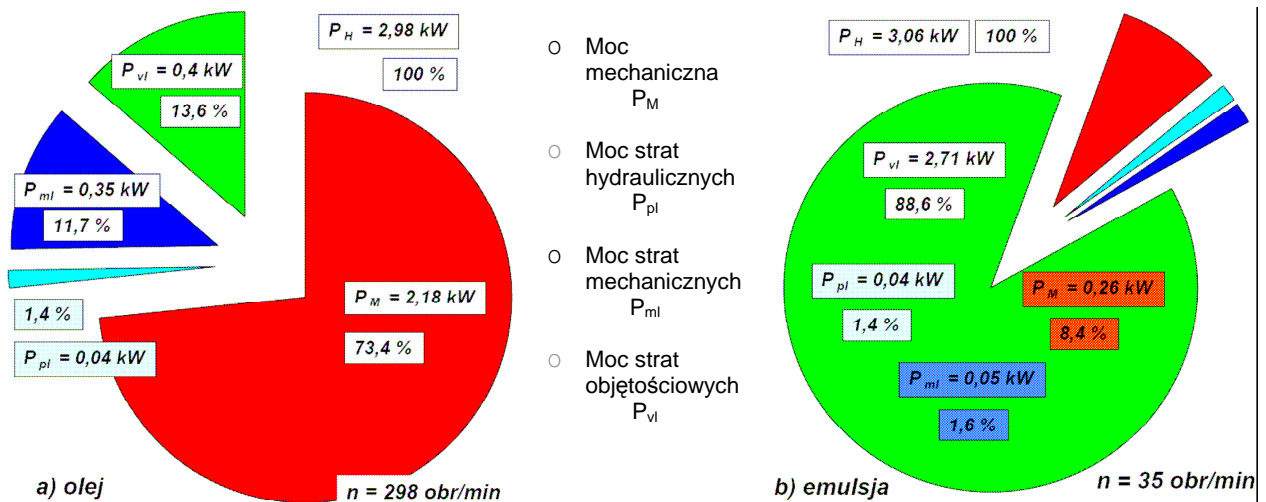
Charakterystyki spadków ciśnienia w badanym silniku SM zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E pokazano na rysunku 10.



Rys.10. Charakterystyki spadków ciśnienia w silniku zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E

## 8. Bilans mocy

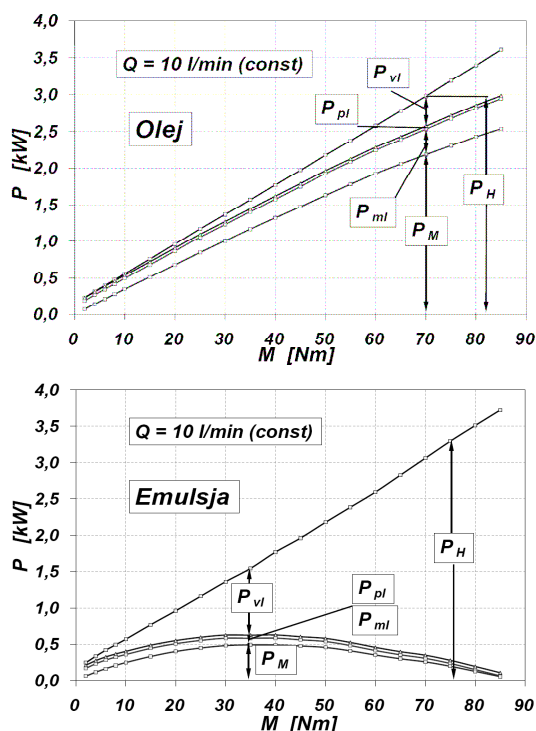
Straty ciśnienia, straty mechaniczne i straty objętościowe mają wpływ na bilans mocy silnika hydraulicznego. Na rys. 11 pokazano przykład bilansu mocy silnika zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E dla natężenia przepływu  $Q=10$  l/min i obciążenia silnika momentem  $M=70$  Nm.



Rys.11. Bilans mocy silnika zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E

Z powyższych charakterystyk widać, że w silniku zasilanym emulsją HFA-E występują znacznie większe moce strat niż w silniku zasilanym olejem. Badania silników dowiodły, że moce strat wzrastają wraz z obciążeniem silnika (rys. 12).

W silnikach zasilanych emulsją największą składową mocy strat jest moc strat objętościowych. Stwierdzono, że w przypadku zasilania silnika emulsją straty objętościowe są nawet kilkunastokrotnie większe niż w przypadku takiego samego silnika zasilanego olejem. Straty te są główną przyczyną bardzo niskiej sprawności całkowitej silnika zasilanego emulsją. Na przykład dla badanego silnika pracującego przy  $Q = 10 \text{ l/min}$  i  $M = 70 \text{ Nm}$  ( $\Delta p = 18 \text{ MPa}$ ,  $n = 300 \text{ obr./min}$ ), sprawność całkowita wynosi 73,4% (zaś sprawność objętościowa 86,1%) w przypadku zasilania olejem, a w przypadku zasilania emulsją tylko 8,4% (zaś sprawność objętościowa 10,1%) (w rezultacie dla emulsji  $\Delta p = 18,1 \text{ MPa}$ ,  $n = 35 \text{ obr./min}$ ).



Rys.12. Charakterystyki mocy silnika SM-1/12,5 zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E

W rzeczywistości, w efekcie występowania strat objętościowych, może się tak zdarzyć, że przy dużym obciążeniu silnika (tutaj około 90 Nm) zasilanego emulsją cała moc dostarczona do silnika będzie stracona powodując, że  $P_M = 0$  i oczywiście  $n = 0$ .

W porównaniu do silnika gerotorowego Char-Lynn-Orbit J-2-129 sprawność całkowita silników satelitowych jest większa. Dla porównania sprawności silników o różniących się objętościach roboczych można przyjąć efektywne parametry silnika na stałym poziomie, czyli  $\Delta p = \text{const}$  i  $n = \text{const}$ . Przyjmując  $\Delta p = 10 \text{ MPa}$  i  $n =$

300 obr./min sprawność całkowita silnika zasilanego olejem wynosi:

- 0,75 dla badanego silnika satelitowego,
- 0,71 dla silnika gerotorowego Char-Lynn-Orbit J-2-129,

natomiast silnika zasilanego emulsją HFA-E:

- 0,45 dla badanego silnika satelitowego,
- 0,38 dla silnika gerotorowego Char-Lynn-Orbit J-2-129.

Podstawowym parametrem konstrukcyjnym silnika satelitowego, który ma największy wpływ na przecieki wewnętrzne jest wysokość szczelin mechanizmu roboczego, tj. wielkość luzu osiowego satelitów i planety (wirnika). W badanym silniku SM luz osiowy planety i satelitów wynosił  $20 \mu\text{m}$ . Luzy te są zbyt duże dla silnika zasilanego cieczą o niskiej lepkości. Obecnie firma STOSOWANIE MASZYN produkuje silniki satelitowe typoszeregu SM z małymi luzami osiowymi – poniżej  $5 \mu\text{m}$ . Wyniki badań tych silników zostaną wkrótce opublikowane.

Należy oczekiwać, że sprawność całkowita silników jest większa od wartości podanych w niniejszym artykule. Wyższa sprawność całkowita silnika to mniejsza energochłonność silnika, a tym samym oszczędność pieniędzy. Na obecnym etapie badań nad silnikami SM można stwierdzić, że sprawność objętościowa tych silników zasilanych emulsją HFA-E lub wodą wynosi powyżej 80% w całym zakresie obciążenia przy prędkości obrotowej powyżej 1000 obr./min.

## 9. Problematyka wyboru silnika hydraulicznego do napędu urządzeń małej mechanizacji w górnictwie

Ocenia się, że w górnictwie węglowym udział pracochłonnych robót pomocniczych stanowi 30÷40% ogółu prac wykonywanych na dole kopalni (takich jak np.: zbrojenie, utrzymywanie i likwidacja ścian zmechanizowanych, montaż i demontaż urządzeń przodkowych, roboty torowe, remontowe, roboty szybowe, usuwanie skutków awarii, wykonywanie remontów oraz konserwacji maszyn i urządzeń).

Do małej mechanizacji tych robót stosowane są napędzane silnikami hydraulicznymi piły, zakrętki, wiertarki kotwiczne, wiertarki obrotowo-udarowe i inne narzędzia. Narzędzia te muszą być zasilane w warunkach kopalnianych niepalną emulsją oleju w wodzie (zwykle do 2% oleju, w skrajnych, często występujących przypadkach eksploatacyjnych nawet 0,3% oleju). Określa to wysokie wymagania trwałości dla mechanizmów roboczych silników hydraulicznych, których pary kinematyczne smarowane są cieczą zawierającą 98-99% wody.

Do napędu maszyn i urządzeń małej mechanizacji w górnictwie powszechnie wykorzystuje się silniki orbitalne (gerotorowe) znanych światowych producentów. W danych katalogowych tych silników nie ma informacji na temat możliwości stosowania emulsji oleju w wodzie typu HFA-E jako czynnika roboczego dla tych silników. Nie mniej jednak silniki te są powszechnie stosowane przy zasilaniu emulsją HFA-E. Małe objętości robocze tych silników oraz bardzo niska cena są głównymi czynnikami decydującymi o ich powszechnym zastosowaniu w małej mechanizacji w górnictwie. Ze względu na słabe własności smarne emulsji oraz duże jej zanieczyszczenie w warunkach kopalnianych, trwałość silników gerotorowych przy zasilaniu emulsją jest bardzo niska (nawet do około 2 tygodni pracy). Ponadto silniki te nie są przystosowane do wysokich ciśnień roboczych, jakie występują w kopalnianych magistralach zasilających, tj.: 25÷30 MPa, gdyż ich dopuszczalne ciśnienia zasilania zwykle nie przekraczają 16 MPa.

Problematyką napędu małej mechanizacji w górnictwie zajmował się między innymi J.Urbańczyk [11]. W związku z potrzebami przemysłu górnictwa podjął on próbę zastosowania silnika gerotorowego typu Char-Lynn-Orbit J-2-129 (12,9 cm<sup>3</sup>/obr.) firmy Eaton, przystosowanego do pracy na olej mineralny, do napędu górniczych urządzeń hydraulicznych zasilanych emulsją HFA-E. Pomimo, że producent nie przewiduje dla tego silnika zasilania emulsją to silnik ten z racji swojej niewielkiej objętości roboczej został wykorzystany w kopalniach do napędu różnych urządzeń górniczych. Na podstawie badań eksperymentalnych, przeprowadzonych, zarówno w laboratorium, jak i w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych w kopani, J.Urbańczyk wykazał, że silniki gerotorowe firmy Eaton mogą pracować w układach hydraulicznych, gdzie czynnikiem roboczym jest emulsja HFA-E, przy ograniczonym spadku ciśnienia do 10 MPa [11]. Dlatego też wymagane jest stosowanie w układzie dodatkowych zaworów redukujących ciśnienie. Ograniczenie ciśnienia zasilania powoduje, że dla osiągnięcia wymaganego momentu napędowego trzeba stosować większe silniki, co z kolei wpływa na ciężar przenośnych narzędzi górniczych.

Badania silników satelitowych typu SM, przeprowadzone w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej, wykazały, że silniki te mogą pracować przy zasilaniu zarówno olejem, emulsją HFA-E oraz wodą przy ciśnieniu zasilania do 30 MPa. Czyli zakres ciśnienia zasilania emulsją HFA-E silników satelitowych jest co najmniej dwukrotnie wyższy niż silników gerotorowych.

Hydrauliczne silniki satelitowe typu SM, z racji swojej konstrukcji (mechanizm roboczy), technologii wykonania oraz zastosowanych w nich materiałów odpor-

nych na zużycie w warunkach słabego smarowania, nie są tanie. W porównaniu do silników gerotorowych są nawet ponad dwukrotnie droższe. Jednak trwałość silników satelitowych w porównaniu do silników gerotorowych jest znacznie większa (nawet kilkunastokrotnie). Ponadto zużyty mechanizm roboczy silników satelitowych można tanim kosztem zregenerować. Natomiast w silnikach gerotorowych raczej nie regeneruje się mechanizmu roboczego. Stosowanie tanich, niskosprawnych i o krótkim czasie eksploatacji silników w kopalnianych warunkach zasilania zanieczyszczoną emulsją HFA-E jest ekonomicznie nieuzasadnione. Z ekonomicznego punktu widzenia, przy doborze silnika do danego urządzenia, proponuje się kierować następującym wskaźnikiem porównawczym:

$$C = \frac{k}{t \cdot \eta}$$

gdzie:

– koszt zakupu nowego silnika, zł,

$t$  – trwałość silnika zasilanego emulsją HFA-E, h,

$\eta$  – sprawność całkowita nowego silnika zasilanego wybranym czynnikiem roboczym.

Wobec tego należy wybierać taki silnik, dla którego wskaźnik  $C$  przyjmuje najmniejszą wartość.

#### Wykaz oznaczeń

$M$	obciążenie silnika hydraulicznego	Nm
$M_{ml}$	moment strat mechanicznych w silniku	Nm
$P_{ml}$	moc strat mechanicznych w silniku	kW
$P_{pl}$	moc strat ciśnieniowych	kW
$P_{vl}$	moc strat objętościowych	kW
$P_H$	moc hydrauliczna silnika	kW
$P_M$	moc użyteczna silnika (moc mechaniczna)	kW
$P_L$	moc strat w silniku	kW
$Q$	natężenie przepływu (chłonność silnika)	l/min
$Q_l$	straty objętościowe w silniku	l/min
$k_s$	współczynnik krotności strat objętościowych emulsji i oleju	–
$n$	prędkość obrotowa wału silnika	obr./min
$p_1, p_2$	ciśnienie w kanale dopływowym i odpływowym silnika	MPa
$\nu$	lepkość kinematyczna	mm <sup>2</sup> /s
$\rho$	gęstość cieczy	kg/m <sup>3</sup>
$\Delta p$	spadek ciśnienia w silniku	MPa
$\Delta p_i$	różnica ciśnienia w komorach mechanizmu roboczego silnika	MPa
$\Delta p_{ich}$	straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych (dopływowych i odpływowych) silnika	MPa
$\Delta p_{il}$	przyrost ciśnienia spowodowany siłami bezwładności mechanizmu roboczego	MPa
$\Delta p_l$	przyrost ciśnienia w silniku spowodowany stratami	MPa
$\Delta p_t$	teoretyczny spadek ciśnienia w silniku	MPa

## Literatura

1. Balawender A.: Physical and mathematical model of losses in hydraulic motors. Developments in mechanical engineering, Gdansk University of Technology Publishers. Gdansk, Poland, 2005.
2. Paszota Z.: Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego – definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Część 1 – silnik hydrauliczny. Napędy i Sterowanie nr 11, 2007.
3. Śliwiński P.: Model strat objętościowych w hydraulicznych silnikach satelitowych zasilanych olejem i emulsją HFA-E. Konferencja Mechanika 2007, Gdańsk, Wydział Mechaniczny Politechnika Gdańska, 2007.
4. Śliwiński P.: Wpływ oleju i emulsji HFA-E na charakterystyki przepływowe w szczelinach hydraulicznych silników satelitowych. Hydraulika i Pneumatyka nr 5, 2007.
5. Śliwiński P.: Wpływ oleju i emulsji HFA-E na charakterystyki przepływowe w kanałach wewnętrznych hydraulicznych silników satelitowych. Hydraulika i Pneumatyka nr 4, 2007.
6. Śliwiński P.: Lubricant property and rolling contact fatigue test of water-in-oil emulsion type HFA-E and oil Total Azolla 46 as working liquids in hydraulic systems. 4<sup>th</sup> Fluid Power Net International PhD Symposium. Purdue University, Sarasota/Florida, 2006.
7. Śliwiński P.: Właściwości smarne cieczy roboczych układów hydraulicznych. Olej Total Azolla 46, emulsja HFA-E oraz woda. Hydraulika i Pneumatyka nr 6, 2007.
8. Śliwiński P., Balawender A.: Badania i opis zjawisk nowego typoszeregu silników hydraulicznych satelitowych z kompensacją luzów. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne '2005. Problemy i tendencje rozwojowe w pierwszej dekadzie XXI wieku", Wrocław, 17-19 maja 2005.
9. Śliwiński P., Balawender A.: Stanowisko, metodyka i badania silników hydraulicznych zasilanych emulsją wodno-olejową. Konferencja Cylinder 2004 "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych", 2004.
10. Śliwiński P.: Research of low-speed high torque planet motors supplied with oil-in-water emulsion as working liquid. 3<sup>rd</sup> Fluid Power Net International PhD Symposium, Technical University of Catalonia, Terrassa, Spain, 2004.
11. Urbańczyk J.: Praca doktorska: „Badania silników hydraulicznych dla potrzeb małej mechanizacji w górnictwie”. Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, Kraków 1999.

*Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2008 r.*

*Recenzent: prof.dr hab.inż. Ryszard Dindorf*