

BARTNICKI Adam, DĄBROWSKA Agnieszka, ŁOPATKA Marian Janusz

PROBLEMY DOBORU PODZESPOŁÓW I ANALIZA SPRAWNOŚCI HYDROSTATYCZNYCH UKŁADÓW NAPĘDOWYCH

Streszczenie

Referat dotyczy problematyki związanej z projektowaniem hydrostatycznych układów napędowych pod kątem zwiększania ich sprawności. We wstępie przedstawione zostały zalety i wady układów hydrostatycznych oraz tendencje rozwojowe w hydraulice. Następnie krótko scharakteryzowano napęd hydrostatyczny, zasadę jego działania i opisano podstawowe grupy jego podzespołów. W celu wyznaczenia sprawności całego układu określono moc i straty poszczególnych jego elementów, tj. pompy głównej, instalacji, pompy przepłukującej oraz silnika. Ponadto, na przykładzie pompy i silnika hydrostatycznego zaprezentowano zmienność charakterystyk sprawności w zależności od parametrów pracy tych elementów i jej wpływ na ogólną sprawność całego układu.

WSTĘP

Powszechne wykorzystywanie mobilnych Bezzałogowych Platform Lądowych w strefach bezpośredniego zagrożenia dla zdrowia i życia człowieka stało się dziś standardem. Towarzyszą one nie tylko żołnierzom na polu walki, ale wykorzystywane są również w czasie działań ratowniczych, podczas klęsk żywiołowych, czy skażeń środowiska naturalnego. Niejednokrotnie zadania te wykonywane są w skrajnie niesprzyjających warunkach.

Wśród rozwijanych koncepcji znajdują się lekkie bezzałogowe platformy lądowe wspierające człowieka w terenie niedostępnym dla klasycznych pojazdów. Specyfika zadań przewidywanych do realizacji przez te platformy stawia bardzo wysokie wymagania zarówno ich układom napędowym jak również układom jezdnym.

Coraz częściej w tego typu konstrukcjach stosowane są hydrostatyczne układy napędowe, głównie z uwagi na posiadane zalety:

- łatwość przenoszenia energii na i jej rozdziału do kilku odbiorników;
- łatwość sterowania i wysoka podatność na automatyzację;
- mała bezwładność i wysoka precyzja działania;
- mała masa przypadająca na jednostkę przenoszonej mocy;
- niezawodność;

oraz postępujący rozwój elementów hydraulicznych – tendencje rozwojowe dotyczą minimalizacji wymiarów zewnętrznych, minimalizacji emisji akustycznej, łatwości obsługi oraz przede wszystkim energooszczędności (rys. 1) [6,7].

Zasadniczą wadą tego typu układów jest natomiast niezbyt wysoka sprawność – mniejsza niż napędu mechanicznego.

Pomimo rosnącej popularności napędów hydrostatycznych wciąż relatywnie niewiele jest prac dotyczących ich modelowania pod kątem zwiększania efektywności ich działania.

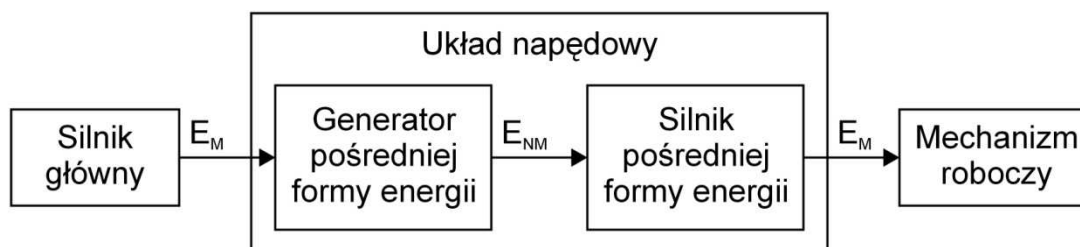
W dostępnej literaturze można odnaleźć przykłady modelowania różnych układów przeniesienia napędu [4,8,9] – nieliczne z nich dotyczą hydrostatycznych układów napędowych [2,3], a jeszcze mniej jest tych, które dedykowane są pojazdom bezzałogowym o wysokiej mobilności [1].



Rys. 1. Tendencje rozwojowe w hydraulice [10]

1. CHARAKTERYSTYKA NAPĘDU HYDROSTATYCZNEGO

Podstawowym zadaniem układu przeniesienia napędu jest dystrybucja mocy mechanicznej wytwarzanej na wale silnika głównego do wszystkich mechanizmów roboczych (odbiorników energii) stosownie do aktualnego ich zapotrzebowania. Może się to odbywać bez lub z udziałem pośredniego rodzaju energii (rys. 2).



Rys. 2. Schemat niemechanicznego układu napędowego [7]

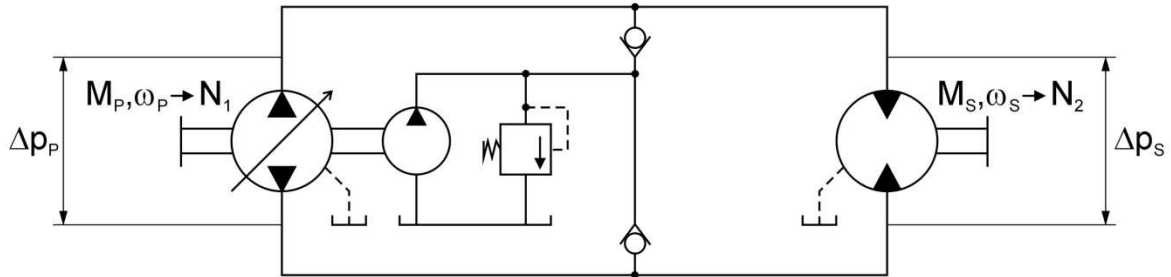
Napęd hydrostatyczny pracuje według powyższego schematu przy wykorzystaniu energii ciśnienia strumienia cieczy $E_{NM} = E_P$. Energia mechaniczna od silnika głównego jest doprowadzana do wału pompy wyporowej i kosztem tej energii poruszane są elementy robocze pompy o jednostkowej wydajności teoretycznej q_P wytwarzając strumień cieczy o wysokim ciśnieniu. Pompa tłoczy do układu ciecz roboczą z wydajnością rzeczywistą Q_P , wynikającą z różnicy wydajności teoretycznej Q_{PT} i strat objętościowych ΔQ_P . Następnie strumień ten doprowadzany jest do odbiornika energii hydraulicznej w postaci silnika wyporowego o ruchu obrotowym lub postępowym (siłownik). Ciecz o natężeniu Q_S przepływając przez silnik oddaje swoją energię jego elementom roboczym, wprawiając je w ruch charakteryzujący się momentem obrotowym M_S i prędkością kątową ω_S wału silnika hydrostatycznego lub siłą F_S i prędkością liniową v_S tłoczyśka siłownika [7,11].

W ogólnym przypadku w skład napędu hydrostatycznego wchodzi trzy podstawowe grupy zespołów [7]:

- zespoły przetwarzające energię, tj. pompy oraz silniki i siłowniki hydrauliczne;
- zespoły sterujące przepływem energii strumienia cieczy roboczej, tj. zawory;

– zespoły gromadzące i przewodzące ciecz roboczą (zbiorniki i przewody) oraz umożliwiające zachowanie i kontrolowanie właściwości cieczy (filtry, manometry, termometry, chłodnice).

Przykładowy schemat zamkniętego napędu hydrostatycznego przedstawiony został na rysunku 3.



Rys. 3. Przykładowy schemat zamkniętego układu hydrostatycznego

2. WYZNACZENIE SPRAWNOŚCI NAPĘDU HYDROSTATYCZNEGO

W celu wyznaczenia sprawności całego układu należy określić moc i straty dla poszczególnych jego elementów. Dla pompy moc wejściowa wynosi:

$$N_1 = M_p \cdot \omega_p \quad (1)$$

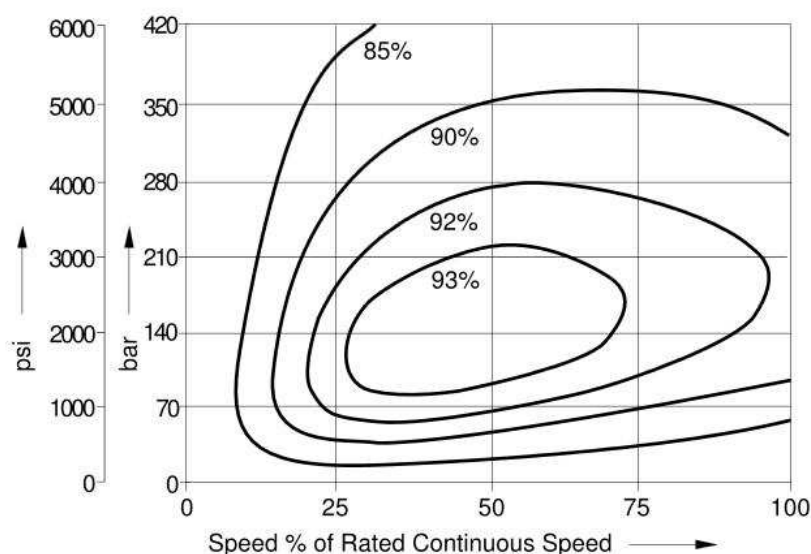
gdzie: M_p – moment na wale pompy, ω_p – prędkość kątowna wału pompy.

Z kolei straty na pompie możemy zapisać jako:

$$\Delta N_p = N_1(1 - \eta_p) = M_p \omega_p - \Delta p_p Q \quad (2)$$

gdzie: $Q = Q_p = Q_s$ – natężenie przepływu w układzie jest równe wydajności pompy oraz chłonności silnika.

Sprawność pompy η_p nie jest stała i zależy od parametrów jej pracy, tj. ciśnienia Δp_p , wydajności Q_p i prędkości obrotowej ω_p . Ilustruje to przykładowy wykres z rysunku 4, na którym przedstawiona została ogólna sprawność pompy w zależności od ciśnienia jej pracy i prędkości obrotowej wyrażonej jako procent prędkości nominalnej.



Rys. 4. Wykres ogólnej sprawności wielotłokowej pompy o zmiennej wydajności serii 90 firmy Sauer Danfoss w zależności od ciśnienia jej pracy i prędkości obrotowej wyrażonej jako procent prędkości nominalnej [5]

Łatwo zauważyć, iż praca z nominalnymi wartościami parametrów wcale nie gwarantuje pracy z najwyższą sprawnością, bowiem pole najwyższej sprawności obejmuje obszar wykresu o zakresie 25÷75 % prędkości nominalnej i 7÷23 MPa ciśnienia roboczego (przy ciśnieniu nominalnym równym 42 MPa).

Ponadto, przyrost ciśnienia na pompie Δp_P musi być wystarczający, by pokryć spadek ciśnienia w silniku Δp_S oraz straty ciśnienia w instalacji Δp_{INST} :

$$\Delta p_P = \Delta p_S + \Delta p_{INST} \quad (3)$$

Straty mocy w instalacji możemy zapisać w następujący sposób:

$$\Delta N_{INST} = \Delta p_{INST} Q \quad (4)$$

gdzie spadek ciśnienia w instalacji Δp_{INST} wynika z występujących w niej strat liniowych Δp_L i miejscowych Δp_M , co możemy zapisać jako:

$$\Delta p_{INST} = \Delta p_L + \Delta p_M = \left(\sum \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{\rho v^2}{2} \quad (5)$$

gdzie: λ – współczynnik strat liniowych, l – długość przewodu, d – średnica przewodu, ξ – współczynnik strat miejscowych, ρ – gęstość czynnika roboczego, v – prędkość przepływu czynnika roboczego.

Spadek ciśnienia w przewodach oraz elementach sterujących przepływem energii strumienia cieczy roboczej w dobrze zaprojektowanym układzie hydrostatycznym nie powinien być większy niż 0,5 MPa, a więc jego znaczenie dla ogólnej sprawności układu jest niewielkie.

Podobnie jest w przypadku strat mocy na pompie przepłukującej. Odpowiada ona za wymianę czynnika roboczego (filtracja i chłodzenie) oraz zabezpiecza przed zapowietrzeniem w części niskociśnieniowej układu. Straty mocy na tym elemencie możemy zapisać jako:

$$\Delta N_{PP} = \Delta p_{PP} Q_{PP} \quad (6)$$

Ciśnienie pompy przepłukującej Δp_{PP} wynosi zazwyczaj około 2,5 MPa a jej wydajność Q_{PP} jest równa około 10 % wydajności pompy głównej. Stąd, dla ciśnienia roboczego w układzie równego 25 MPa, straty mocy na pompie przepłukującej kształtują się na poziomie 1÷2 % mocy wejściowej, co sprawia, że nie ma ona większego wpływu na ogólną sprawność hydrostatycznego układu napędowego.

Elementem układu hydrostatycznego, który istotnie wpływa na sprawność całego układu jest silnik. Jego moc wyjściową możemy wyrazić następującym wzorem:

$$N_2 = M_s \cdot \omega_s \quad (7)$$

Natomiast straty mocy w silniku hydrostatycznym określamy jako:

$$\Delta N_s = \Delta p_s Q (1 - \eta_s) = \Delta p_s Q - M_s \omega_s \quad (8)$$

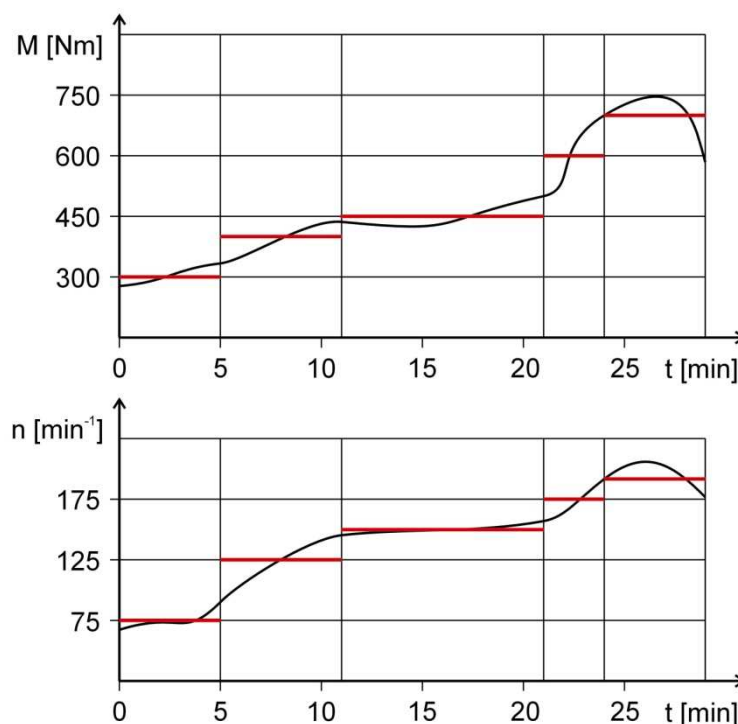
Warto podkreślić, iż silniki cechują się podobną zmiennością charakterystyk sprawności (rys. 6) co pompy (rys. 4). Ich sprawność nie ma stałej wartości tylko zmienia się w zależności od warunków pracy. W przypadku, gdy urządzeniem napędzonym przez układ hydrostatyczny jest pojazd, istotne są warunki, w których on się porusza – rodzaj nawierzchni, pochylenie terenu, przeszkody terenowe – determinują one bowiem parametry pracy silnika hydrostatycznego i tym samym całego układu napędowego. Wynika to z poniższych zależności:

$$\omega_s = \frac{v_J}{2\pi R_K} = \frac{2\pi Q_s}{q_s} \eta_{VS} \quad (9)$$

$$M_s = P_N R_K = \frac{\Delta p_s q_s}{2\pi} \eta_{MHS}$$

gdzie: v_J – prędkość jazdy pojazdu, R_K – promień koła, q_s – chłonność jednostkowa silnika, η_{VS} – sprawność wolumetryczna silnika, P_N – siła napędowa, η_{MHS} – sprawność mechaniczno-hydrauliczna silnika.

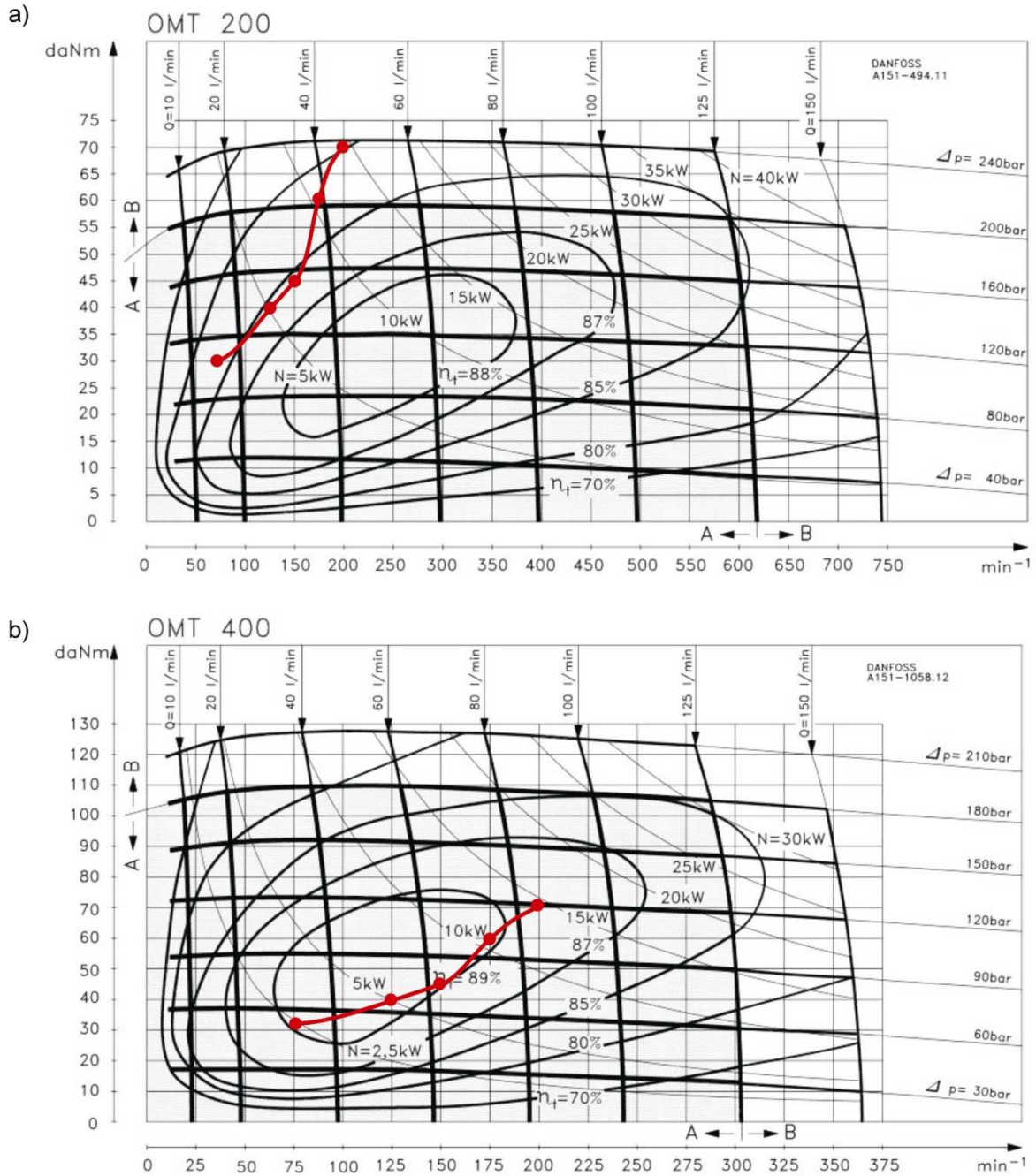
W celu sprawdzenia jak istotna jest znajomość parametrów pracy silnika hydrostatycznego w aspekcie osiąganego sprawności oraz właściwego doboru konkretnego urządzenia, wygenerowano przykładowy przebieg jego momentu i prędkości obrotowej podczas pokonywania terenu przez pojazd (rys. 5). Kolorem czerwonym na rysunku zaznaczono średnią wartość tych wielkości w wyznaczonych przedziałach, tworząc tym samym widmo obciążenia.



Rys. 5. Przykładowe przebiegi wartości momentu i liczby obrotów silnika hydrostatycznego

Następnie, kolejne wartości widma obciążenia umieszczono na wykresach sprawności dwóch różnych modeli silników firmy Sauer Danfoss – OMT200 i OMT400. W przypadku większego silnika sprawność cały czas kształtuje się na poziomie 87÷89 % (rys. 6b), natomiast w przypadku silnika OMT200 jest ona około 5÷10 % niższa (rys. 6a). Istotny jest również czas pracy z konkretnymi wartościami momentu i prędkości obrotowej (ilustrują to różne długości przedziałów czasu na rysunku 5), a co za tym idzie czas przebywania w danym przedziale sprawności.

Z przeprowadzonej analizy wynika, że niezwykle istotne przy doborze elementów hydrostatycznych układów napędowych jest porównanie charakterystyki sprawności danego elementu z założonymi parametrami jego pracy, tak by rozpiętość tych parametrów pozwoliła na pracę z jak najwyższą możliwą do osiągnięcia sprawnością.



Rys. 6. Wykresy sprawności dwóch silników hydrostatycznych firmy Sauer Danfoss z przykładowym przebiegiem sprawności [5]

Ogólną sprawność napędu hydrostatycznego η_{UN} możemy wyrazić następującym wzorem:

$$\eta_{UN} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{N_1 - \Delta N_P - \Delta N_{INST} - \Delta N_S - \Delta N_{PP}}{N_1} \quad (10)$$

Przy założeniu, że ΔN_{INST} i ΔN_{PP} stanowią poniżej 5 % mocy wejściowej okazuje się, że największy wpływ na ogólną sprawność układu mają sprawności pompy i silnika hydrostatycznego. Dlatego też przy projektowaniu układu należy zwrócić szczególną uwagę na dobór tych elementów. Warto dokładnie przeanalizować charakterystyki ich sprawności w zestawieniu ze zmieniającymi się parametrami ich pracy podczas całego cyklu roboczego.

PODSUMOWANIE

Wielkości potrzebne do wyznaczenia mocy pompy i silnika hydrostatycznego są łatwe do zdefiniowania, trudność projektowania napędu hydrostatycznego polega jednak na tym, że są one zmienne podczas pracy układu i dodatkowo zależą od siebie nawzajem. W efekcie zmiany warunków pracy i obciążenia istotnie zmienia się również sprawność pracy pompy, silnika oraz całej instalacji. Stąd, sprawność całkowita układu również nie ma stałej wartości i ściśle zależy od parametrów pracy poszczególnych jego elementów oraz obciążeń całego urządzenia, które napędza.

Przeprowadzona analiza wskazuje, że dobór jednostek hydrostatycznych ma niezwykle istotny wpływ na sprawność przeniesienia napędu w hydraulicznych układach napędowych. Na sprawność tą wpływają straty mocy w pompie, instalacji hydraulicznej oraz silniku. Właściwie zaprojektowana instalacja generuje straty nieprzekraczające 3÷5 % mocy stąd tak duże znaczenie dla sprawności układu posiada poprawny dobór jednostek hydrostatycznych. W zależności od obciążenia (ciśnienia, prędkości obrotowej) mogą one pracować ze sprawnością w zakresie 60÷90 % (jednostki wielotłokowe) i 50÷83 % (jednostki zębate i łopatkowe). Przy niekorzystnym doborze podzespołów całkowita sprawność układu może kształtować się na poziomie 30÷40 %, podczas gdy przeprowadzenie doboru uwzględniającego charakterystykę obciążeń może pozwolić na podniesienie średniej sprawności w cyklu roboczym do poziomu 70÷80 % dla jednostek wielotłokowych oraz 60÷70 % dla jednostek zębatych i łopatkowych. Podniesienie sprawności obniża zapotrzebowanie na moc (energię), wydzielanie ciepła oraz intensywność starzenia, co w efekcie obniża koszty eksploatacji. Stąd, kluczowe przy doborze podzespołów jest opieranie się na charakterystykach obciążeń a nie na wartościach nominalnych parametrów charakteryzujących poszczególne podzespoły – szczególnie, gdy dążymy do podnoszenia efektywności działania układu napędowego w urządzeniach do pracy ciągłej.

Ponadto, analiza ta wskazała potrzebę opracowania modeli sprawności elementów układów hydrostatycznych. Istniejące modele nie są bowiem wystarczająco dokładne i nie uwzględniają zmienności parametrów pracy podczas całego cyklu roboczego.

Niniejsza praca jest częściowo finansowana z projektu rozwojowego nr OROB 003101/10/31/1

BIBLIOGRAFIA

1. Comellas M., Pijuan J., Potau X., Nogues M., Roca J., *Analysis of a hydrostatic transmission driveline for its use in off-road multiple axle vehicles*. Journal of Terramechanics 49 (2012) 245-254.
2. Czyński M., *Energy efficiency of hydrostatic transmission. Comparing results of laboratory and simulation test*. Scientific Problems of Machines Operation and Maintenance 2 (154) 2008.
3. Jędrzykiewicz Z., Pluta J., Stojek J., *Research on the properties of a hydrostatic transmission for different efficiency models of its elements*. Acta Montanistica Slovaca 2 (1997), 4, 373-380.
4. Jianjun Y., Yingce S., Diqing H., Chenggang L., *A modularized design for multi-drivers off-road vehicle driving-line and its performance assessment*. International Journal of Computer and Information Engineering 1:1 2007.
5. Katalogi produktów firmy Sauer Danfoss.
6. Kollek W., Palczak E., *Optymalizacja elementów układów hydraulicznych*. Zakład Narodowy im. Ossolińskich – Wydawnictwo, Wrocław 1994.

7. Konopka S. i inni, *Podstawy budowy i eksploatacji maszyn inżynieryjno-budowlanych*. WAT, Warszawa 2002.
8. Kugi A., Schlachera K., Aitzetmullerb H., Hirmannb G., *Modeling and simulation of a hydrostatic transmission with variable-displacement pump*. *Mathematics and Computers in Simulation* 53 (2000), 4-6, 409-414.
9. Linares P., Mendez V., Catalan H., *Design parameters for continuously variable power-split transmissions using planetaries with 3 active shafts*. *Journal of Terramechanics* 47 (2010) 323-335.
10. Praca zbiorowa pod redakcją A. Garbacika, *Kierunki rozwoju napędów hydraulicznych i konstrukcji maszyn roboczych*. Fluid Power Net Publication, Kraków 1999.
11. Tomczyk J., *Modele dynamiczne elementów i układów napędów hydrostatycznych*. Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1999.

PROBLEMS WITH SELECTION OF COMPONENTS AND EFFICIENCY ANALYSIS OF HYDROSTATIC TRANSMISSION

Abstract

The main purpose of this paper was to present problems connected with designing of hydrostatic transmission in order to increase its overall efficiency. The introduction describes the advantages, the disadvantages and the development trends of the hydraulic systems. Then, the hydrostatic drive, the principle of its operation and the basic group of its components were briefly characterized. In order to determine the efficiency of the entire system, power and loss of pressure for its individual elements, such as the main pump, installation, flushing pump and motor were defined. The great variability of the efficiency of the individual components depends on their operating conditions. Its influence on the overall efficiency of hydrostatic transmission was described based on example of pump and motor.

Autorzy:

dr inż. **Adam Bartnicki** – Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, Katedra Budowy Maszyn, abartnicki@wat.edu.pl

mgr inż. **Agnieszka Dąbrowska** – Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, Katedra Budowy Maszyn, adabrowska@wat.edu.pl

dr inż. **Marian Janusz Łopatka** – Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, Katedra Budowy Maszyn, mlopatka@wat.edu.pl