

## SPRAWNOŚĆ HYDROSTATYCZNYCH UKŁADÓW NAPĘDOWYCH WOLNOBIEŻNYCH PLATFORM TERENOWYCH

W artykule omówiono zagadnienie sprawności hydrostatycznych układów napędowych stosowanych w wolnobieżnych platformach terenowych, które można wykorzystywać np. do transportu w trudnodostępnym terenie. Przedstawiono, przy tym krótką charakterystykę tego typu platform. Następnie omówiono, zagadnienie sprawności napędów hydrostatycznych oraz czynniki, które w głównej mierze decydują o wartości mocy rozpraszanej w układzie hydrostatycznym. Scharakteryzowano dwa główne rodzaje sprawności występujących w jednostkach hydrostatycznych (wolumetryczną i mechaniczno – hydrauliczną). Następnie dokonano porównania sprawności kilku silników hydraulicznych przy jednakowych warunkach obciążenia.

### WSTĘP

Coraz częściej ludzie wykonują pracę w niesprzyjających, trudnych warunkach terenowych. Często są to obszary górskie i leśne które z uwagi na ukształtowanie terenu (np. ciałniny) są niedostępne dla konwencjonalnych pojazdów. Ludzie korzystają wówczas ze wsparcia wolnobieżnych platform terenowych (rys.1). Mają one za zadanie przejąć wyposażenie ludzi i dotrzeć z nim w miejsce wykonywania pracy [6]. W zależności od aplikacji wykorzystania mogą one być załogowe (rys.1a,b) lub bezzałogowe (rys.1c,d). Platformy bezzałogowe mogą być sterowane zdalnie, półautonomiczne lub autonomiczne. Stosowane są w nich głównie trzy typy układów bieżnych: kołowe, gąsienicowe lub mieszane.

W strefach klimatu umiarkowanego z uwagi na wahania temperatur między porą letnią i zimą, gdzie przy ujemnych temperaturach wykorzystanie napędów elektrycznych jest mało efektywne, coraz popularniejsze stają się platformy transportowe wyposażone w hydrostatyczne układy napędowe [1, 8, 9]. Przykłady takich rozwiązań przedstawiono na rysunku 2. Do zalet hydrostatycznych układów napędowych zaliczyć można: [2, 6]:

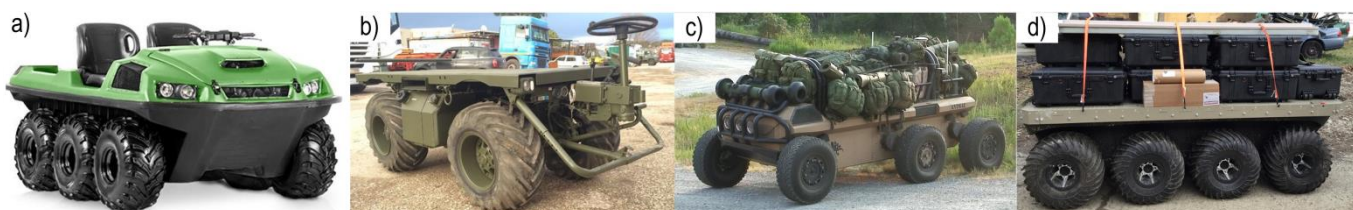
- łatwość kształtowania układu przenoszenia napędu od silnika spalinowego do kół bieżnych,
- możliwość uzyskania bezstopniowej zmiany przełożenia,
- wykorzystywanie korzystnego obszaru pracy silnika spalinowego,
- eliminacja rozłączalnych sprzęgieł, skrzyń biegów, przekładni rozdzielczych za silnikiem napędowym,
- eliminacja przekładni rozdzielczych za skrzyniami biegów, do napędu urządzeń dodatkowych wykorzystując energię hydrauliczną cieczy,
- możliwość realizowania napędu odwróconego,
- zabezpieczenie silnika napędowego przed przeciążeniem,

- możliwość realizowania jazdy z automatyczną zmianą przełożenia.



Rys. 2. Przykłady wolnobieżnych transportowych platform terenowych z hydrostatycznymi układami napędowymi: a) IAI's UGV [10], b) platforma ExMot

Pomimo szeregu zalet, dzięki którym są powszechnie stosowane, hydrostatyczne układy napędowe posiadają również wady.



Rys. 1. Przykłady wykorzystywanych obecnie wolnobieżnych transportowych platform terenowych: a) platforma załogowa Tinger [11], b) platforma załogowa Fresia F18 [12], c) platforma bezzałogowa MULE [13], d) platforma bezzałogowa J8 [14]

Jedną z głównych wad jest relatywnie niska sprawność układu przeniesienia napędu. Jest ona znacznie mniejsza w stosunku do sprawnością układów mechanicznych. Sprawność napędów hydrostatycznych uzależniona jest od sprawności instalacji hydraulicznej oraz sprawności wykorzystanych komponentów.

Hydrostatyczne układy napędowe są stosowane na skalę przemysłową głównie w maszynach roboczych ciężkich, gdzie moc rozwijana przez ich jednostki napędowe i przenoszona m.in. na układ bieżny jest relatywnie duża. Rynek komercyjnie dostępnych komponentów wykorzystywanych przy budowie hydrostatycznych układów napędowych ukierunkowany jest głównie na producentów maszyn roboczych. Oferują oni szeroki asortyment podzespołów hydrostatycznych dedykowanych do ciężkich maszyn.

Masa wolnobieżnych platform terenowych, wykorzystywanych jako środki transportu w trudnodostępnym terenie w większości przypadków nie przekracza 800 – 1000 kg [6]. Powoduje, to że siły obciążające ich układy napędowe są znacznie mniejsze (w stosunku do maszyn roboczych), a tym samym mniejsza jest moc przenoszona od jednostki napędowej do układu bieżnego. W ich przypadku nie można wykorzystywać elementów hydrostatycznych dedykowanych do ciężkiego sprzętu, a dostępny asortyment komponentów o mniejszych mocach jest znacznie ograniczony. To powoduje, że możliwości projektowaniu i kształtowaniu układów napędowych wolnobieżnych platform terenowych są ograniczone. Tym samym szczególnie nacisk powinien być położony na uzyskanie możliwie wysokiej sprawności przeniesienia napędu od jednostki zasilającej do układu bieżnego. Jest to szczególnie ważne, gdy zanieczyszczenia powietrza w Polsce wzrasta z roku na rok [7].

## 1. SPRAWNOŚĆ HYDROSTATYCZNYCH UKŁADÓW NAPĘDOWYCH

Sprawność napędów hydrostatycznych zależy od sprawności instalacji hydraulicznej oraz sprawności wykorzystanych komponentów. Na sprawność instalacji wpływa między innymi liczba komponentów znajdujących się w linii tłocznej (od pompy do silnika hydraulicznego). Ta z kolei zależy od rodzaju zaprojektowanego układu hydraulicznego.

Układy hydrauliczne mogą być projektowane jako otwarte (rys.3a) oraz zamknięte (rys.3b). W układach otwartych pompa (jednostronnego działania) zasysa czynnik roboczy ze zbiornika i tłoczy go do elementu sterującego jakim jest rozdzielacz, który kieruje go do właściwego odbiornika energii (silnika hydraulicznego). W drodze powrotnej do zbiornika, czynnik roboczy przepływa ponownie przez rozdzielacz oraz inne elementy znajdujące się na linii zlewowej (filtr, chłodnica itp.). Obecność rozdzielacza w układach otwartych konieczna jest do zmiany kierunku przepływu czynnika roboczego przez silnik, a tym samym kierunku obrotów wałka silnika hydraulicznego.

W układach zamkniętych występują dwa obwody: główny (roboczy) składający się z hydraulicznego silnika napędowego i zasilającej go pompy (dwustronnego działania) – oraz obwód przepłukiwania

(zapewniający wymianę czynnika roboczego i chłodzenie). Układy zamknięte nie potrzebują elementów sterujących do zmiany kierunku obrotów wałka silnika hydraulicznego. W układach zamkniętych pompa przepłukująca posiada zwykle ok. 10% wydajności pompy głównej i pracuje przy stałej wartości ciśnienia (ok. 2MPa). Cechy te powodują, że najczęściej w układach napędu jazdy platform mobilnych wykorzystywane są układy zamknięte, które z uwagi na mniejszą liczbę elementów na linii wysokiego ciśnienia cechują się większą sprawnością niż układy zbudowane jako otwarte.

Ogólnie sprawność hydrostatycznego układu napędowego definiowana jest jako stosunek mocy  $N_2$  odbieranej z silnika hydraulicznego do mocy  $N_1$  doprowadzanej do pompy.

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} \quad (1)$$

Moc  $N_1$  doprowadzana do pompy, jest to moc, jaką trzeba doprowadzić do wału pompy. Obliczyć ją można z zależności:

$$N_1 = M_1 \cdot \omega_1 \quad (2)$$

gdzie:  $M_1$  – moment na wale pompy,  $\omega_1$  - prędkość kątowna wału pompy.

Sprawność całkowita pompy  $\eta_p$  definiowana jest jako stosunek mocy odbieranej z pompy  $N_p$  przez układ hydrauliczny do mocy doprowadzanej do pompy  $N_1$  o obliczyć ją można zgodnie z zależnością:

$$\eta_p = \frac{N_p}{N_1} \quad (3)$$

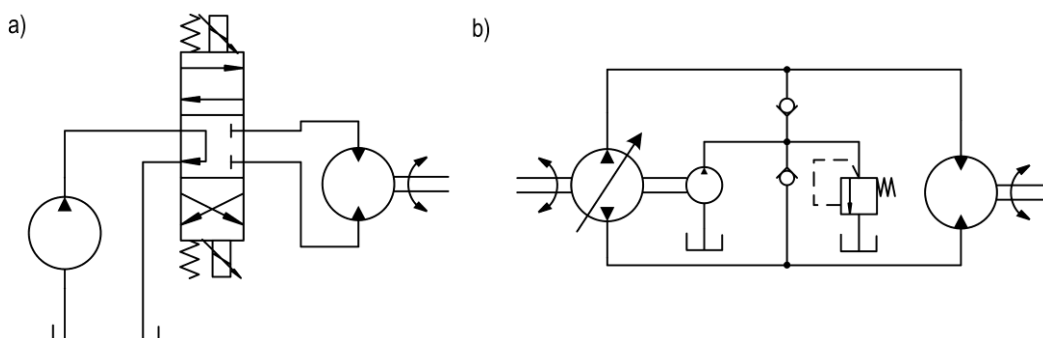
Sprawność całkowita pompy  $\eta_p$  wynika z charakteru pracy pompy i zależy od sprawności mechaniczno – hydraulicznej  $\eta_{mh}$  oraz wolumetrycznej  $\eta_v$  i stanowi iloczyn obu rodzajów sprawności:

$$\eta_p = \eta_{mh} \cdot \eta_v \quad (4)$$

Sprawność mechaniczno – hydrauliczna  $\eta_{mh}$  wynika z pokonywania przez pompę oporów tarcia wewnętrznego w połączeniach ruchomych oraz oporów tarcia czynnika roboczego przepływającego wewnątrz pompy. Sprawność wolumetryczna  $\eta_v$  pompy charakteryzuje straty objętościowe występujące w pompie i obliczyć ją można z następującej zależności:

$$\eta_v = \frac{Q_p}{Q_t} \quad (5)$$

gdzie:  $Q_p$  – rzeczywista wydajność pompy;  $Q_t$  – teoretyczna wydajność pompy. W ujęciu hydraulicznym moc odbierana z pompy do układu hydraulicznego  $N_p$  stanowi iloczyn wydajności rzeczywistej pompy i przyrostu ciśnienia  $\Delta p$  na pompie wynikającego z obciążenia i sprawności silnika hydraulicznego  $\Delta p_{SH}$  oraz sumy spadków ciśnienia spowodowanych oporami przepływu czynnika roboczego przez instalację hydrauliczną  $\Delta p_i$ . Moc  $N_p$  obliczyć można zatem z zależności:



Rys. 3. Schematy ideowe hydrostatycznego układu napędowego: a) otwartego; b) zamkniętego

$$N_p = Q_p \cdot \Delta p \quad (6)$$

Przyrost ciśnienia na pompie  $\Delta p$  obliczyć można z zależności

$$\Delta p = \Delta p_{SH} + \sum_{i=1}^n \Delta p_i \quad (7)$$

Przyrost ciśnienia spowodowany przepływem czynnika roboczego przez instalację stanowi sumę elementarnych spadków ciśnienia:  $\Delta p_{mi}$  wynikających z przepływu czynnika roboczego przez elementy instalacji (zawory, kolanka, złączki itp.) - stanowiących straty miejscowe oraz  $\Delta p_{Li}$  wynikających z przepływu czynnika roboczego przez przewody hydrauliczne - stanowiących straty liniowe:

$$\sum_{i=1}^n \Delta p_i = \sum_{i=1}^n \Delta p_{mi} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{Li} \quad (8)$$

Straty liniowe  $\Delta p_{Li}$  zależą od długości przewodu  $L_i$ , jego średnicy wewnętrznej  $D_i$ , prędkości przepływu czynnika roboczego  $V_i$  oraz współczynnika strat liniowych  $\lambda_i$ :

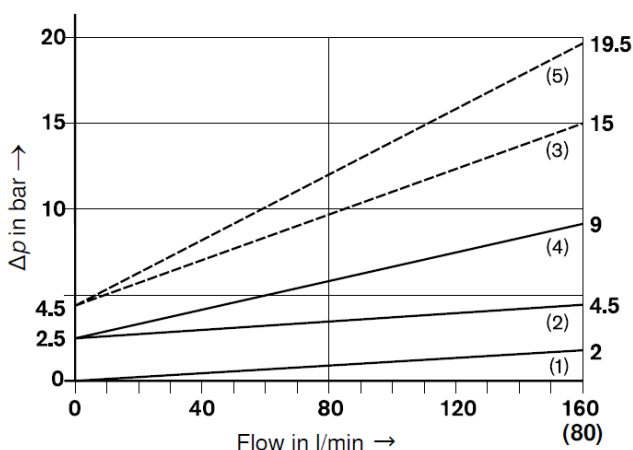
$$\Delta p_{Li} = \rho \cdot \lambda_i \cdot \frac{L_i}{D_i} \cdot \frac{V_i^2}{2} \quad (9)$$

gdzie:  $\rho$  - gęstość czynnika roboczego.

Straty miejscowe  $\Delta p_{mi}$  zależą od współczynnika strat miejscowych oraz prędkości przepływu:

$$\Delta p_{mi} = \rho \cdot \zeta \cdot \frac{V_i^2}{2} \quad (9)$$

Wielu producentów komponentów hydraulicznych wprost podaje charakterystyki spadku ciśnienia (rys.4) przy przepływie czynnika roboczego przez element w funkcji natężenia przepływu (prędkości przepływu). Maksymalizacja sprawności hydrostatycznych układów napędowych wymaga zatem minimalizacji elementów wchodzących w jej skład (zawory, przyłączki, redukcje). Przewody należy prowadzić w sposób, który zminimalizuje liczbę koniecznych do zastosowania kolanek i zagięć (w przypadku przewodów sztywnych).

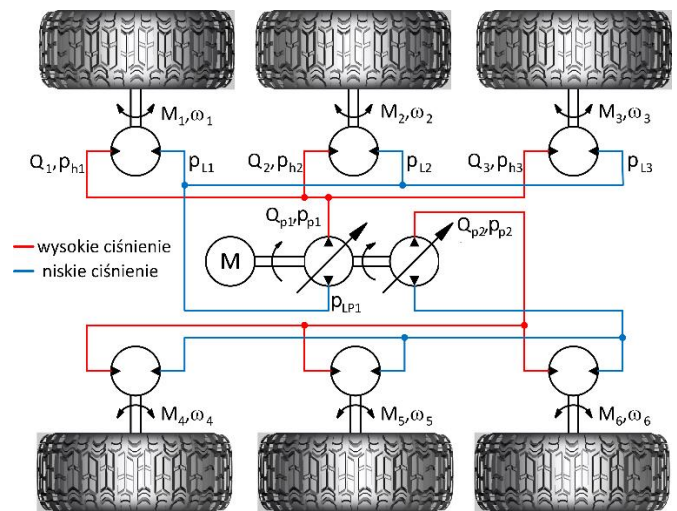


Rys. 4. Przykładowa charakterystyka spadku ciśnienia w funkcji natężenia przepływu dzielnika hydraulicznego [5]

Silniki hydrauliczne odwrotnie niż pompy zamieniają energię hydrauliczną czynnika roboczego na energię mechaniczną ruchu obrotowego. Analogicznie jak pompy cechują się sprawnością mechaniczno - hydrauliczną oraz wolumetryczną.

## 2. DOBÓR PODZESPOŁÓW Z UWAGI SPRAWNOŚĆ HYDROSTATYCZNEGO UKŁADU NAPĘDOWEGO

Wpływ na sprawność przeniesienia napędu wolnobieżnych platform terenowych poprzez zmianę instalacji hydraulicznej jest ograniczony. Przy znanym przestrzennym rozmieszczeniu elementów i ograniczonych przestrzeniach do zabudowy - przewodów hydraulicznych nie można prowadzić w sposób dowolny (średnice, minimalne promienie gięcia). Największy wpływ na sprawność całego układu ma właściwy dobór głównych elementów (pompy i silników). W dalszej części referatu dokonano porównania sprawności różnej wielkości silników hydraulicznych gerotorowych ze sprawnością silnika wielotłoczkowego dla tych samych warunków pracy. Rozważania prowadzono na przykładzie platformy 6x6 o skręcie burtowym, której uproszczony schemat przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 5. Schemat ideowy analizowanego hydrostatycznego układu napędowego wolnobieżnej platformy terenowej 6x6 [9]

Do porównania sprawności silników hydraulicznych jakie mogą być zastosowane w układzie napędowym przedstawionym na rysunku 5, określono dwa reprezentatywne punkty pracy (obciążenia układu napędowego) - przy założonym promieniu koła napędowego wynoszącym 0,2m:

- punkt 1 odpowiada wjazdowi platformy na wzniesienie o nachyleniu wynoszącym 60% z prędkością jazdy wynoszącą ok. 1 m/s, przy występującym współczynniku oporów toczenia 0,8;
- punkt 2 odpowiada jeździe platformy po podłożu płaskim z maksymalną założoną prędkością jazdy wynoszącą ok. 4 m/s, przy występującym współczynniku oporów toczenia 0,05.

Przy założonej stałej masie platformy, w punkcie 1 silnik hydrauliczny będzie obciążony momentem wynoszącym ok. 200 Nm, a jego wałek powinien obracać się z prędkością obrotową wynoszącą ok. 50 obr/min. W punkcie 2 natomiast jego obciążenie zmniejszy się do ok. 90 Nm przy prędkości obrotowej wałka wynoszącej ok. 200 obr/min.

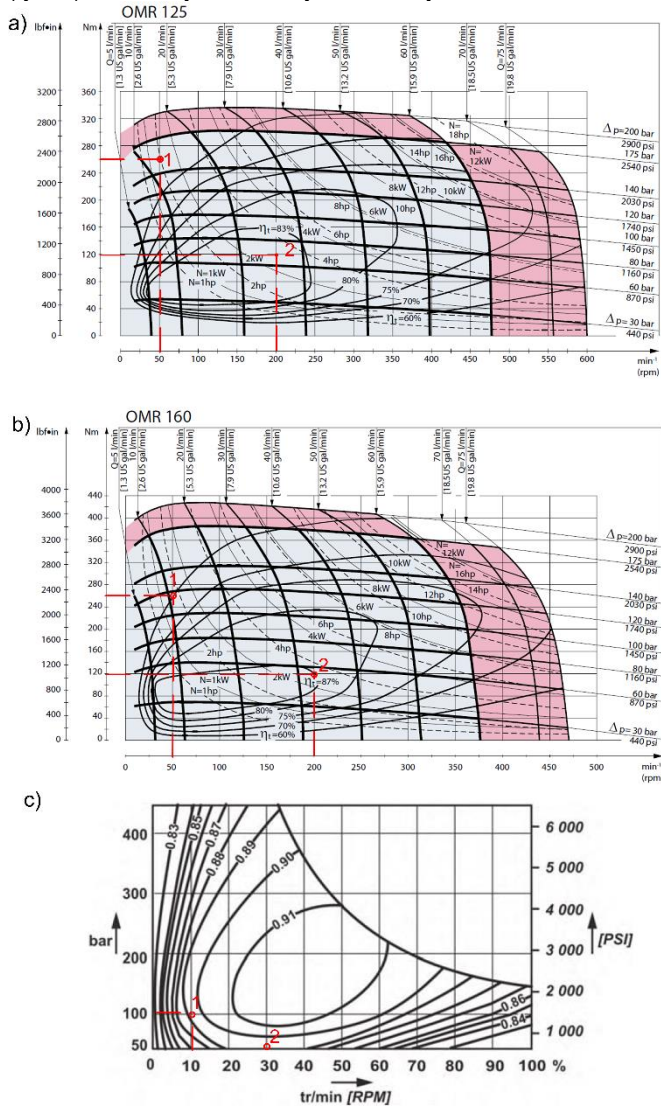
Większość producentów silników hydraulicznych w katalogach podaje charakterystyki oferowanych podzespołów [3,4,5], na które naniesione są krzywe ich sprawności całkowitej. Pozwala to w szybki sposób na porównanie sprawności ocenianych silników.

Dla określonych warunków pracy (punkty 1 i 2) dokonano porównania sprawności czterech typów silników o budowie gerotorowej (OMPW160, OMPW200, OMPRW125 i OMRW160 - cyfra oznaczenia definiuje chłonność silnika) i jeden silnik o budowie wielotłoczkowej MS028 i chłonności jednostkowej wynoszącej 172 cm<sup>3</sup>/obr. W przypadku silników gerotorowych producent podaje charakterystyki sprawności w zależności od momentu obciążającego i prędko-



ści obrotowej (rys.6a i b). Producent analizowanego silnika wielotłoczkowego podaje natomiast sprawność w zależności od spadku ciśnienia powstałego na silniku (rys.6c) odniesionej do prędkości obrotowej podanej w procentach osiągniętej prędkości maksymalnej. W tym przypadku punkt 1 występuje przy spadku ciśnienia wynoszącym ok. 100 bar i 10% prędkości obrotowej, a punkt 2 – 50 bar i ok. 30% prędkości obrotowej maksymalnej.

Na rysunku 6 naniesiono punkty pracy na charakterystyki silników gerotorowych różnej wielkości (rys.6a i b) oraz wielotłoczkowego (rys.6c) o zbliżonej chłonności jednostkowej.



**Rys. 6.** Punkty pracy obciążenia naniesione na charakterystyki sprawności: a), b) silników gerotorowych o chłonnościach odpowiednio 125 i 160 cm<sup>3</sup>/obr [3], c) silnika wielotłoczkowego o chłonności jednostkowej 172 cm<sup>3</sup>/obr [4]

W tabeli 1 zamieszczono wartości sprawności analizowanych silników hydraulicznych odczytanych z charakterystyk ich sprawności. Porównując silniki tej samej budowy (gerotorowe), lecz różnej wielkości, dla tej samej aplikacji (punkty pracy) uzyskano do 10% różnicy w ich sprawności. W silnikach tych zauważalna jest znaczna różnica (ponad 25%) pomiędzy punktami pracy 1 i 2. Zdecydowanie najwyższą sprawność uzyskano na silnika wielotłoczkowego MS028 (89%). Należy zaznaczyć, że jest ona jednakowa dla obu punktów pracy.

**Tab. 1.** Porównanie sprawności różnych silników hydraulicznych dla zdefiniowanych punktów pracy

| Punkt pracy | Typ silnika |          |          |          |       |
|-------------|-------------|----------|----------|----------|-------|
|             | OMPW 160    | OMPW 200 | OMRW 125 | OMRW 160 | MS028 |
| 1           | 55          | 65       | 55       | 61       | 89    |
| 2           | 78          | 72       | 83       | 85       | 89    |

## PODSUMOWANIE

Jedną z aplikacji wykorzystania hydrostatycznych układów napędowych stanowią wolnobieżne platformy terenowe. Są one wykorzystywane m.in. do zadań transportowych, wszędzie tam, gdzie klasyczne samochody nie mogą dotrzeć.

Relatywnie niewielkie obciążenia jakim poddawane są układy napędowe tych platform powodują, że na rynku dostępna jest ograniczona liczba komercyjnych komponentów hydrostatycznych, które można wykorzystać w tego typu aplikacjach. Projektując układy napędowe należy szczególnie zwrócić uwagę na ich sprawność.

Największy wpływ na sprawność całkowitą układu napędowego ma właściwy dobór głównych jego elementów. Dzięki poprawnemu doborowi silnika hydraulicznego, można zyskać na sprawności silnika ok. 30%. W analizie nie porównywano takich parametrów silnika jak np. ich masa, wymiary zewnętrzne, czy cena jednostkowa. Silniki wielotłoczkowe, z uwagi na swoją skomplikowaną budowę są znacznie droższe, większe i cięższe niż gerotorowe, co oczywiście stanowi istotne czynniki jakie należy brać pod uwagę projektując platformy terenowe.

## BIBLIOGRAFIA

1. Bartnicki A., Sprawka P.: Zastosowanie hydrostatycznych układów napędowych we współczesnych maszynach i pojazdach lądowych, LOGITRANS, Szczryk 2008.
2. Budny E.: Napęd i sterowanie układów hydraulicznych w maszynach roboczych. ITE, Radom 2001.
3. Katalog firmy Sauer - Danfoss
4. Katalog firmy Poclain
5. Katalog firmy Bosch Rexroth
6. Krogul P., Przybysz M., Rubiec A.: *Transport w trudnodostępnym terenie z wykorzystaniem Bezzałogowej Platformy Lądowej*, Autobusy Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe nr 6/2016, Radom 2016, pp 615 – 620
7. Lewandowska D.: *Air quality estimation using the lichenoidindicative method*. Archives of Waste Management and Environmental Protection vol.11. Lublin 2015. pp. 89-104
8. Łopata M., Typiak A.: *Koncepcja pojazdu transportowego o wysokiej mobilności*. Logistyka 3/2009. Poznań 2009
9. Przybysz M., Rubiec A.: *Identificatin Research of Wheels Angular Velocity Synchronisation Accuracy for 6x6 Hydrostatically Driven Mobile Robot*, Proceedings of 21<sup>st</sup> International Scientific Conference Transpor Means 2017, Kaunas 2017, pp.340-345
10. Strona internetowa: <http://defensenews-alert.blogspot.com>
11. Strona internetowa: <http://tingeratv.com/>
12. Strona internetowa: <https://auction.catawiki.com>
13. Strona internetowa: <http://www.thewordofmatus.com>
14. Strona internetowa: <http://www.army-technology.com>

## PODZIĘKOWANIA

Prace opisane w niniejszym artykule zostały zrealizowane w ramach grantu nr DOBR-BIO4/083/13431/2013 finansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju.

### Hydrostatic drivetrains efficiency of slow-moving terrain vehicles

*This paper presents issues of hydrostatic drivetrains applied in slow-moving transport terrain vehicles. Short description of such a vehicle was described. Next efficiency of hydrostatic drivetrains and main factors which has influence on its efficiency was discussed. It was characterized two types of hydraulic components efficiency: volumetric and hydro-mechanic. They have detrimental effect on power losses in hydrostatic drivetrains. In final part of the paper efficiency of few hydraulic motors in the same load conditions was compare.*

Autorzy:

mgr inż. **Karol Kończalski** – Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, Instytut Budowy Maszyn, tel. +48 261-837-416, e – mail: karol.konczalski@wat.edu.pl

dr inż. **Marian J. Łopatka** – Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, Instytut Budowy Maszyn, tel. +48 261-839-616, e – mail: marian.lopotka@wat.edu.pl

mgr inż. **Mirosław Przybysz** – Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, Instytut Budowy Maszyn, tel. +48 261-837-107, e – mail: miroslaw.przybysz@wat.edu.pl

dr inż. **Arkadiusz Rubiec** – Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, Instytut Budowy Maszyn, tel. +48 261-837-107, e – mail: arkadiusz.rubiec@wat.edu.pl

JEL: L62 DOI: 10.24136/atest.2018.194

Data zgłoszenia: 2018.05.25 Data akceptacji: 2018.06.15