

## OCENA SPRAWNOŚCI CYKLU ROBOCZEGO POJAZDU DO USUWANIA ODPA- DÓW Z POJEMNIKÓW NA PODSTAWIE DANYCH EKSPLOATACYJNYCH

DOI: 10.24136/atest.2018.313

Data zgłoszenia: 30.08.2018. Data akceptacji: 25.09.2018.

*W artykule przedstawiona została metoda oceny sprawności cyklu roboczego śmieciarki. Wykorzystując dane eksploatacyjne wyznaczono dwa reprezentatywne cykle i na ich podstawie obliczono zarówno sprawność całego cyklu, jak i jego poszczególnych faz. Porównano wartości energii potrzebnej do opróżniania pojemników, energii do zagęszczania odpadów oraz energii z paliwa. Przedstawiono przebiegi mierzonych i obliczonych wartości w czasie obrazując w ten sposób rzeczywiste przebieg parametrów układu hydraulicznego i obciążenia silnika spalinowego podczas rzeczywistej pracy pojazdu.*

### WSTĘP

Analizy gospodarki odpadami w Europie wskazują na systematyczny wzrost ilości odpadów, bez względu na źródło ich pochodzenia, porę roku, czy standard życia mieszkańców. Jednocześnie można zaobserwować spadek gęstości nasypowej śmieci oraz coraz większe rozproszenie lokalizacji miejsc zbiórki [1,2]. Wiąże się to ze wzrostem wymagań stawianych pojazdom do usuwania odpadów z pojemników (PUOP), potocznie zwanymi śmieciarkami, szczególnie w zakresie możliwości załadunkowych i niezawodności. W ostatnich latach na znaczeniu zyskały również działania mające na celu zwiększenie sprawności zabudowy oraz redukcję emisji szkodliwych produktów spalania. W przypadku pojazdów o tradycyjnym układzie napędowym, składającym się z silnika o zapłonie samoczynnym napędzającego pompę hydrauliczną, można wyodrębnić dwa obszary możliwej redukcji zużycia paliwa: zbiórkę odpadów oraz ich transport. Wpływ konstrukcji śmieciarki na zmniejszenie średniego spalania podczas transportu jest silnie ograniczony i sprowadza się głównie do redukcji masy zabudowy (m.in. przy użyciu analiz wytrzymałościowych [3]) i odciążenia lub odłączenia pompy podczas jazdy. W celu maksymalizacji sprawności zbiórki odpadów podejmowane są próby optymalizacji układu sterowania [4,5] oraz optymalizacji konstrukcji układu napędowego PUOP [6,7,8,9]. W tej pracy analizie poddano cykle robocze PUOP pod kątem zużycia energii i sprawności.

### 1. OPIS DZIAŁANIA PUOP

Podstawowymi funkcjami realizowanymi przez PUOP są: zbieranie (opróżnianie pojemników), zagęszczanie (prasowanie) oraz transport odpadów. Na potrzeby niniejszej pracy konieczne jest zdefiniowanie pojęcia „cykl roboczy”, ponieważ może on być rozumiany na kilka sposobów, m.in.: dzień pracy załogi (od wyjazdu do powrotu do bazy), czas od początku załadunku skrzyni do jej opróżnienia na wysypisku, jeden pełen cykl prasowania śmieci, jeden cykl opróżnienia pojemnika itd. W dalszej części pracy pojęcie cyklu roboczego odnosić się będzie do działania zabudowy podczas postoju od

momentu włączenia pompy hydraulicznej, w celu opróżnienia pojemników i/lub zagęszczenia odpadów, do jej wyłączenia przed przejazdem do następnego przystanku. Oznacza to, że podczas obliczania sprawności pod uwagę zostały wzięte postój pojazdu w którym prasa lub wrzutnik zostały uruchomione (z wyłączeniem rozładunku skrzyni na wysypisku).

Zdefiniowany w ten sposób cykl roboczy PUOP rozpoczyna się od zatrzymania pojazdu, pozostawienia silnika na biegu jałowym i włączenia układu hydraulicznego tj. uruchomienia pompy. Śmieciarka jest wtedy gotowa do pracy: uruchomienie wrzutnika pozwala na opróżnienie pojemnika do wanny zasypowej, a uruchomienie mechanizmu prasującego powoduje podniesienie obrotów silnika do ustalonej wartości (ok. 1000 obr/min) i rozpoczyna zagęszczanie odpadów i załadunek ich do wnętrza skrzyni zbiorczej. Koniec fazy prasowania wywołuje powrót silnika do prędkości biegu jałowego. Należy zaznaczyć, że wrzutnik może pracować też w trakcie prasowania, a więc przy obydwu prędkościach obrotowych silnika (w zależności od konstrukcji śmieciarki może występować konieczność podnoszenia obrotów silnika również dla pracy samego wrzutnika). Przebieg cyklu roboczego zależy m.in. od sposobu pracy operatorów, wielkości opróżnianych pojemników i stopnia ich wypełnienia oraz charakterystyki rejonu z którego zbierane są odpady. Dlatego też poszczególne cykle mogą się znacząco od siebie różnić, np. na jeden cykl prasowania śmieci może przypadać jeden lub więcej cykli opróżnienia pojemników, a czynności te mogą być mniej lub bardziej rozciągnięte w czasie.

Układ hydrauliczny pojazdu podzielony jest na dwa obiegi napędzane dwusekcyjną pompą o stałym wydatku. Pierwszy z nich odpowiada za ruch wrzutnika podczas opróżniania pojemników i charakteryzuje się wydatkiem rzędu 40 l/min. Drugi obieg napędza siłowniki mechanizmu prasującego, siłowniki podnoszenia odwłoka oraz siłownik teleskopowy ściany wypychającej. Wymagany wydatek oleju w tym układzie to 100 l/min. Spotykane są również śmieciarki wykorzystujące jedną pompę o zmiennej wydajności, jednak nie są one tematem niniejszego opracowania.

### 2. BADANY POJAZD

Badanym pojazdem była śmieciarka o pojemności 19 m<sup>3</sup>, wyposażona w odwłok typu X4 (Rys. 1) oraz wrzutnik SK350 (Rys. 2), zamontowana na podwoziu Scania. Zbiór parametrów pojazdu przedstawiono w Tab. 1.

Do zbierania danych o parametrach pracy układu hydraulicznego użyto czujników ciśnienia zamontowanych na wyjściach tłocznych obydwu sekcji pompy. Takie umiejscowienie czujników pozwala na uwzględnienie w bilansie mocy strat i oporów układu hydraulicznego. Informacje na temat zużycia paliwa oraz prędkości obrotowej odczytywane były z magistrali CAN wg standardu FMS [10]. Całość zbieranych danych przesyłana była na internetową platformę, obsługiwana przez firmę Xtrack [11], co umożliwiło odczyt i podgląd

pracy pojazdu w czasie rzeczywistym. Zamontowany system pomiarowy jest praktycznie niezauważalny i nie powoduje najmniejszych trudności w eksploatacji pojazdu.



**Rys. 1** Badany pojazd - Scania P320 z zabudową X4



**Rys. 2** Wrzutnik typu SK350

**Tab. 1** Parametry pojazdu

|                            |  |
|----------------------------|--|
| Podwozie                   | Scania 6x2                               |
| Silnik                     | P320<br>320 KM, poj. 9,3 dm <sup>3</sup> |
| Typ zabudowy               | X4 + SK350                               |
| Pojemność skrzyni          | 19 m <sup>3</sup>                        |
| Ładowność / DMC            | 11,5 t / 26 t                            |
| Frakcja zbieranych odpadów | Zmieszane                                |

### 3. ANALIZA SPRAWNOŚCI POJEDYNCZEGO CYKLU

Przepływ oleju obliczony został na podstawie wzoru (1). Moc hydrauliczna poszczególnych sekcji oraz strumień energii paliwa obliczone zostały odpowiednio wg wzorów (2) oraz (3). Wartości energii to suma iloczynów chwilowej mocy i czasu pomiędzy kolejnymi pomiarami (0,05 s). Pod pojęciem sprawności cyklu rozumie się stosunek ilość energii hydraulicznej do ilości energii zawartej w strumieniu paliwa. Należy przy tym zaznaczyć, że wytworzona energia hydrauliczna nie jest w całości wykorzystana na wykonanie pracy użytecznej: zawierają się w niej straty w układzie hydraulicznym, straty mechaniczne, praca potrzebna do podniesienia wrzutnika wraz z pustym pojemnikiem oraz praca do ruchu prasy bez obciążenia. Na tym etapie badań nie można stwierdzić jaka część energii hydraulicznej została spożytkowana na pracę użyteczną: przyrost energii potencjalnej odpadów podczas załadunku oraz zwiększenie ich gęstości podczas prasowania. W tym celu konieczne są informacje na temat masy zbieranych odpadów, które umożliwiłyby określenie m.in. ilości energii potrzebnej do zebrania 1 kg odpadów dla danego pojazdu, czy też ilości energii potrzebnej do uzyskania 1 m<sup>3</sup> odpadów o zadanej gęstości. Dlatego omawiana w dalszej części „sprawność” określa w jakich punktach pracy pracuje silnik spalinowy pojazdu w odniesieniu do mocy odbieranej przez układ hydrauliczny i jest różna od zera nawet wtedy, gdy załączona pompa nie napędza żadnego z odbiorników, powodując wyłącznie krążenie oleju w obiegu pod niewielkim ciśnieniem.

$$Q_{1,2} = \eta_p * q_{1,2} * n_{sil} * r_{PTO} \quad (1)$$

$$P_{1,2} = Q_{1,2} * p_{1,2} \quad (2)$$

$$P_{pal} = G_e * W_d \quad (3)$$

$$\eta = \frac{E_{hydr}}{E_{pal}} = \frac{\sum(P_1 + P_2) * \Delta t}{\sum P_{pal} * \Delta t} \quad (4)$$

Gdzie:

- $Q_{1,2}$  - wydatek oleju sekcji 1. lub 2.
- $\eta_p$  - objętościowa sprawność pompy
- $q_{1,2}$  - wydajność jednostkowa sekcji 1. lub 2.
- $n_{sil}$  - prędkość obrotowa silnika
- $r_{PTO}$  - przełożenie przystawki odbioru mocy
- $P_{1,2}$  - moc generowana na sekcji 1. lub 2.
- $p_{1,2}$  - ciśnienie w sekcji 1. lub 2.
- $P_{pal}$  - moc dostarczana w paliwie
- $G_e$  - masowy strumień paliwa
- $W_d$  - wartość opałowa paliwa
- $E_{hydr}$  - energia hydrauliczna
- $E_{pal}$  - energia zawarta w paliwie
- $\Delta t$  - krok czasowy
- $\eta$  - sprawność cyklu

Dodatkowo przeprowadzone analizy pozwalają wyznaczyć udział mechanizmu załadunkowego i mechanizmu prasującego w całkowitym zużyciu energii hydraulicznej.

Do analizy sprawności wybrano dwa cykle, przedstawione w Tab. 2:

**Tab. 2** Cykle testowe

|                        | Cykl 1 | Cykl 2 |
|------------------------|--------|--------|
| Liczba cykli wrzutnika | 4      | 2      |
| Liczba cykli prasy     | 2      | 1      |
| Czas trwania [s]       | 81     | 54     |

Na przebiegu ciśnienia i prędkości obrotowej silnika w funkcji czasu (Rys. 4) zaobserwować można przebieg załadunku w cyklu pierwszym. Podczas pierwszych 27 s silnik pracuje na biegu jałowym z prędkością obrotową  $n=600$  obr/min, a wzrost ciśnienia pojawia się jedynie w obiegu wrzutnika (krzywa P2). Po 27 sekundach uruchomiona zostaje prasa i następuje zwiększenie obrotów do  $n=1000$  obr/min, a ciśnienie w obiegu prasy wzrasta (krzywa P1). Podczas prasowania opróżniane są kolejne pojemniki, czemu odpowiada wzrost ciśnienia w sekcji napędzającej wrzutnik. Charakterystyczne skoki ciśnienia  $p_2$  to "wytrząsanie" - cykliczne uderzenie pojemnikiem w odbijacz (element śmieciarki zatrzymujący śmieci w skrajnym górnym położeniu, zapobiegający jego wpadnięciu do wanny), mające na celu zapewnienie całkowitego opróżnienia pojemnika. w Po 73 sekundach następuje koniec prasowania, który kończy cykl roboczy. Następnie następuje ruszenie pojazdu (nieuwzględnione na wykresie). Na Rys. 6 przedstawiono przebiegi ciśnienia i prędkości obrotowej dla cyklu drugiego.

Na Rys. 5 i Rys. 7 zostały przedstawione przebiegi mocy hydraulicznej generowanych na obu sekcjach pompy (P1 i P2), łącznej mocy hydraulicznej (P1 + P2) oraz mocy strumienia paliwa ( $G_e$ ) dla analizowanych cykli roboczych. Cykl roboczy można podzielić na 3 fazy:

- opróżnianie pojemników (pompa obciążona, silnik na biegu jałowym)
- opróżnianie pojemników + zagęszczanie odpadów (pompa obciążona, obroty silnika podniesione)
- oczekiwanie (pompa nieobciążona, silnika na biegu jałowym)

każda z nich charakteryzuje się pracą silnika z innym obciążeniem. Należy przy tym pamiętać, że niezależnie od pracy układu hydraulicznego moc zużywanego paliwa wykorzystywana jest również do podtrzymania pracy silnika oraz napędu innych urządzeń m.in. klimatyzacji czy alternatora. Możliwe jest rozbitcie zużytej energii paliwa na 2 składniki: energii potrzebnej do pracy silnika na biegu jałowym bez obciążonej przystawki odbioru mocy oraz energii dodatkowej, potrzebnej do napędzania pompy zgodnie ze wzorem:

$$E_{paliwa} = E_{bieg\ jałowy} + E_{przystawka\ mocy}$$

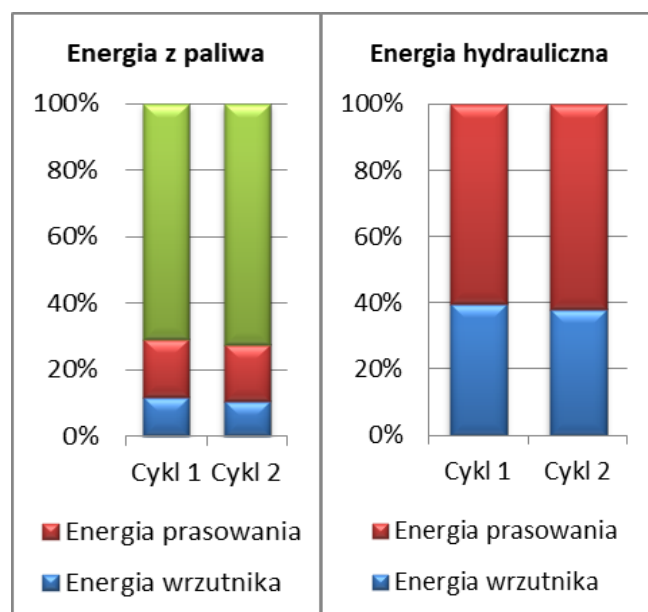
Jednak zdaniem autorów, przy analizie klasycznych układów napędowych to podejście jest nieuzasadnione - wyznaczanie sprawności wyłącznie w oparciu o część paliwa zużyta przez przystawkę mocy nie ma zastosowania w praktyce, gdyż pracy zabudowy zawsze towarzyszy praca silnika na postoju.

Dla każdej fazy pracy w ramach na wykresach (Rys. 5 i Rys. 7) zaznaczono sprawność [w zakresie 0÷1], która wynosi od 10,6% dla pompy nieobciążonej do nawet 35,6%, gdy jednocześnie pracują wrzutnik i prasa. Zatem, przy założeniu, że moc strat w układzie hydraulicznym jak i straty mechaniczne nie zależą istotnie od obciążenia, pożądana jest praca zabudowy przez krótki czas z możliwie największym obciążeniem.

Przy ocenie energetycznej cyklu warto również zwrócić uwagę na proporcję energii użytej do opróżniania pojemników oraz do zagęszczania odpadów (Tab. 3). Dla obydwu cykli stosunek energii jest bardzo zbliżony (Rys. 3). Dla cyklu 1. 17,7% i 11,6% energii paliwa przeznaczone zostało odpowiednio na pracę obiegu P1 i P2, co odpowiada całkowitej sprawności cyklu równej 29,3%. Z kolei dla cyklu 2. wartości to 17,2% i 10,5%, a całkowita sprawność cyklu wyniosła 27,7%.

Tab. 3 Energia w cyklu 1 i 2

|                    | Cykl 1          |        | Cykl 2          |        |
|--------------------|-----------------|--------|-----------------|--------|
| $E_{paliwa}$       | 3009 kJ         |        | 1694 kJ         |        |
| $E_{zagęszczania}$ | 531 kJ<br>17,7% | 881 kJ | 291 kJ<br>17,2% | 469 kJ |
| $E_{opróżniania}$  | 350 kJ<br>11,6% | 29,3%  | 178 kJ<br>10,5% | 27,7 % |



Rys. 3 Udział energii opróżniania pojemników oraz energii zagęszczania odpadów w całkowitej energii paliwa oraz energii hydraulicznej

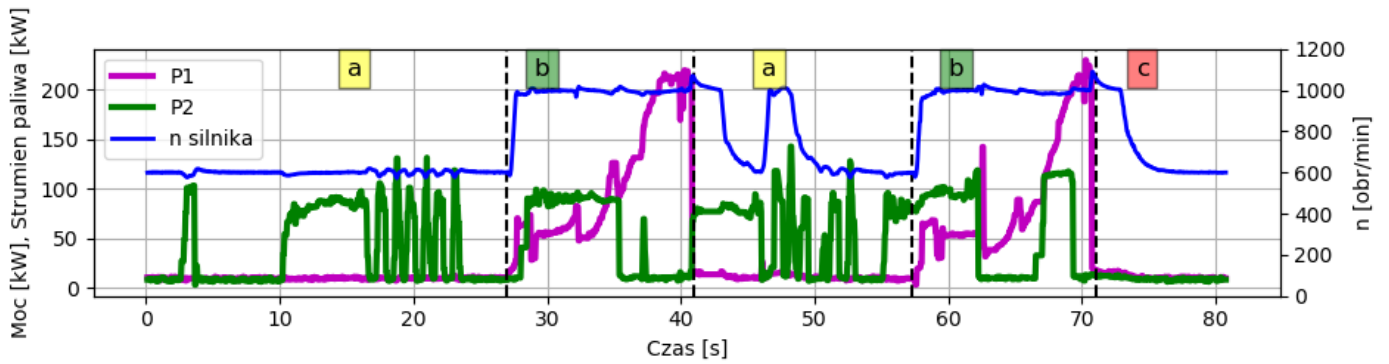
## PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono metodę określenia sprawności cyklu roboczego PUOP. Na podstawie dwóch przykładowych zarejestrowanych przebiegów ciśnienia i chwilowego zużycia paliwa obliczono ich sprawność oraz porównano ilości energii potrzebne do zbierania i zagęszczania odpadów. Różnice w sprawności poszczególnych faz cyklu dochodzą nawet do 25 punktów procentowych, podczas gdy średnia sprawność cyklu wyniosła 27,7 i 29,3%.

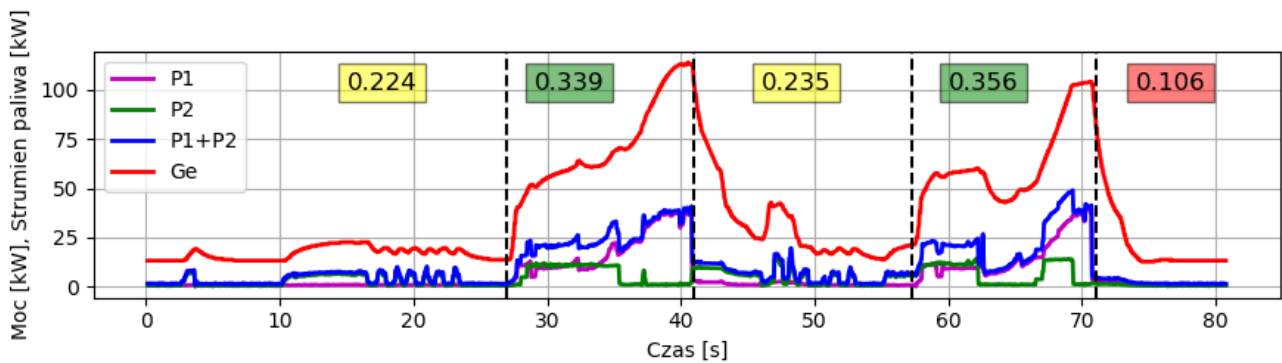
Przeprowadzona analiza wskazuje na potrzebę dalszych badań, prowadzących do stworzenia kompleksowego modelu oceny energochłonności i sprawności PUOP. Model taki pozwoliłby na porównywanie pojazdów pod kątem kosztów eksploatacji oraz wskazanie najbardziej obiecujących kierunków rozwoju. Przedstawiona metoda pozwala określić sprawność uzyskiwania energii hydraulicznej w śmieciarce zasilanej silnikiem spalinowym i po poddaniu modyfikacjom może być zastosowana jako jeden z elementów modelu energetycznego. Otrzymane wartości sprawności są stosunkowo wysokie, należy jednak pamiętać, że odnoszą się one do całkowitej energii dostarczanej przez układ hydrauliczny. Wyznaczenie całkowitej sprawności procesu wymaga uwzględnienia sprawności elementów wykonawczych i strat w układzie hydraulicznym.

Kierunkiem dalszych badań będzie znalezienie zależności pomiędzy energią układu hydraulicznego a użyteczną pracą wykonaną do zbierania i zagęszczania odpadów. Jest to konieczne do oceny całkowitej sprawności PUOP

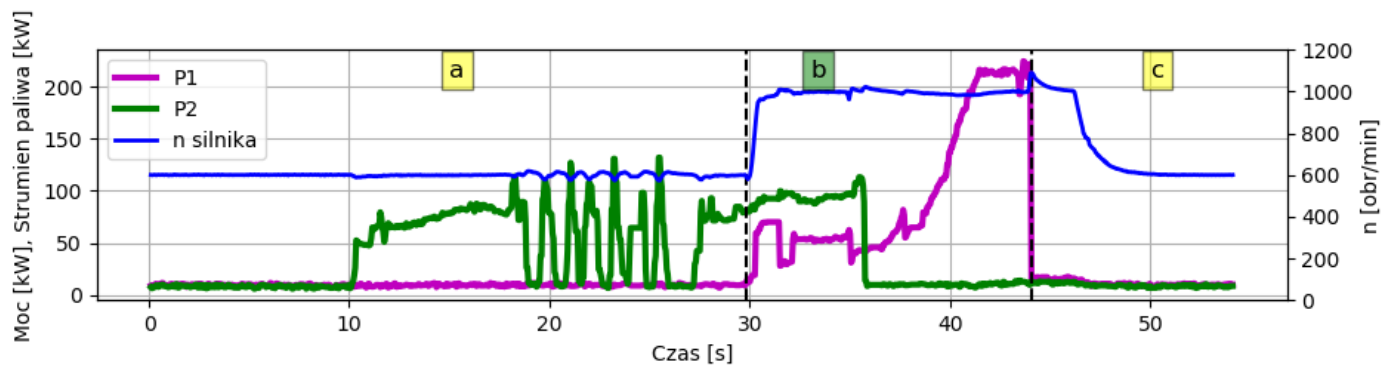




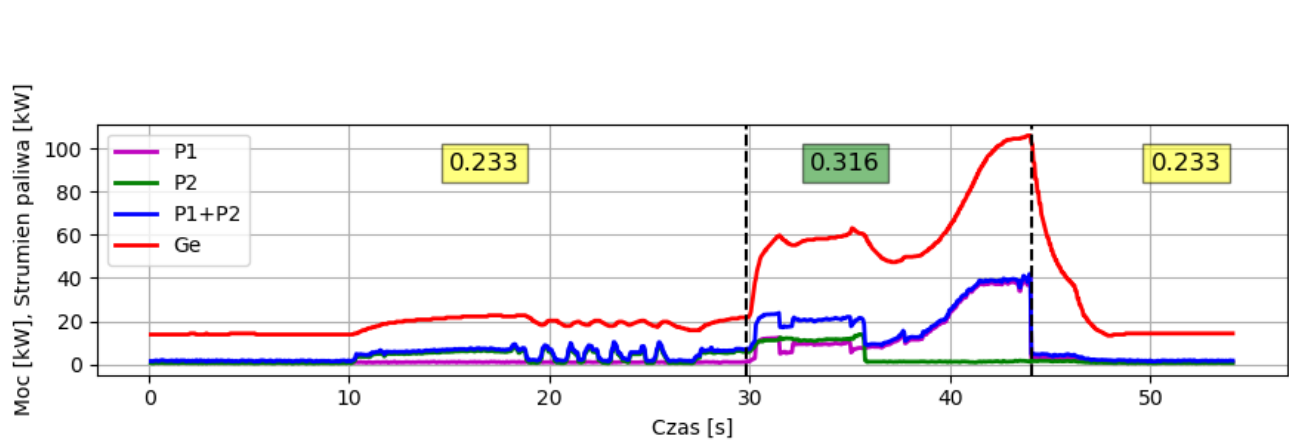
Rys. 4 Cykl nr 1 - 4 ruchy wrzutnika i 2 prasy. Fazy: a) opróżnianie pojemników, b) opróżnianie i zagęszczanie, c) oczekiwanie



Rys. 5 Cykl nr 1. Przebieg mocy układu hydraulicznego oraz mocy paliwa oraz średnia sprawność w danej fazie cyklu



Rys. 6 Cykl nr 2 - 2 ruchy wrzutnika i 1 prasy. Fazy: a) opróżnianie pojemników, b) opróżnianie i zagęszczanie, c) oczekiwanie



Rys. 7 Cykl nr 2. Przebieg mocy układu hydraulicznego oraz mocy paliwa oraz średnia sprawność w danej fazie cyklu

## PODZIĘKOWANIA

Autorzy dziękują firmie Ekocel za udaną współpracę oraz udostępnienie danych konstrukcyjnych i eksploatacyjnych wytwarzanych urządzeń.

## BIBLIOGRAFIA

1. Wolny P.: Sprawdzone metody gospodarowania odpadami komunalnymi. Stowarzyszenie Technologii Ekologicznych SILESIA, Opole 2010.
2. Borkowski T.: Śmieciarka śmieciarce nierówna. Przegląd Komunalny nr 4/2012.
3. Bielski P., Wysocki O., Czyżewicz J.: Failure of cold-formed beam: How does residual stress affect stability?// W : Shell Structures: Theory and Applications, vol. 4/ ed. W. Pietraszkiewicz, W. Witkowski Gdansk, Poland: , 2018, s.529-532
4. Czyżewicz J.: Badania procesu załadunku śmieci i modyfikacja układu sterowania mechanizmu załadocznego śmieciarki. Praca doktorska Politechnika Gdańska, Gdańsk 2011.
5. Czyżewicz J., Łubiński J., Zajdziński T.: Wpływ strat mechanicznych w siłowniku teleskopowym zespołu zagęszczającego w pojeździe do usuwania odpadów z pojemników na skuteczność prasowania odpadów// Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze. -, nr. 4 (2015), s.46-51
6. Czyżewicz J., Kropiwnicki J., Wysocki O.: Model of the hydraulic pump powertrain of refuse collection vehicle compaction mechanism// Combustion Engines. -, nr. 3(162) (2015), s.626-630
7. Wysocki O., Kropiwnicki J., Czyżewicz J.: Analysis of the possibility of determining the general characteristics using the operational data of a vehicle engine// Combustion Engines. -Vol. 171., iss. 4 (2017), s.33-38
8. Wysocki O., Czyżewicz J., Kropiwnicki J.: Projekt stanowiska badawczego do wyznaczania charakterystyki ogólnej silnika spalinowego ZS przy wykorzystaniu hydraulicznego układu odbioru mocy// Autobusy. Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe. -, nr. 7-8 (2017), s.243-246
9. Wysocki O., Czyżewicz J., Kropiwnicki J.: Design of a test bench for determining the general characteristics of an internal combustion engine using a hydraulic power take-off system// XXIII International Symposium Research-Education-Technology, Stralsund, 2017, s.196-201
10. <http://www.fms-standard.com/>
11. <http://xtrack.com>

---

### Working cycle efficiency evaluation of Refuse Collection Vehicle based on exploitation data

*In this paper a method of efficiency evaluation of working cycle of Refuse Collection Vehicle is presented. Using real world data, two representative working cycles were analyzed. Total cycle efficiency was calculated, as well as the efficiency of particular cycle phases. Then, energy needed to collect, energy needed to compact the waste and energy from fuel were compared. Measured and calculated values vs time were shown on the diagrams illustrating hydraulic system parameters and the real load applied to the chassis combustion engine.*

---

Autorzy:

mgr inż. **Oskar Wysocki** – Politechnika Gdańska, Katedra Energetyki i Aparatury Przemysłowej, oskwys@gmail.com

mgr inż. **Tomasz Zajdziński** – Zoeller Tech Sp. z o.o., tomasz.zajdzinski@gmail.com

dr inż. **Jacek Czyżewicz** – Politechnika Gdańska, Katedra Konstrukcji Maszyn i Pojazdów, jacek.czyzewicz@pg.edu.pl