

Jacek CZYŻEWICZ
Jacek KROPIWNICKI
Oskar WYSOCKI

PTNSS-2015-3421

Model of the hydraulic pump powertrain of refuse collection vehicle compaction mechanism

The paper presents simulation of operation of the hydraulic pump powertrain of refuse collection vehicle compaction mechanism and the influence of various configurations of components of this device on the fuel consumption of the combustion engine under adopted load cycle. For this purpose the model of the hydraulic pump powertrain of refuse collection vehicle compaction mechanism in the form of bond graph and the results of measurements of the pressure in the hydraulic cylinders of the compaction mechanism during selected cycles provided on the refuse collection vehicle from the company Ekocel have been used. The obtained results allowed to determine the optimal gear ratio of the transmission located between the combustion engine and the hydraulic pump due to the criterion of minimizing fuel consumption.

Key words: modeling of propulsion systems, operating mechanisms of refuse collection vehicles, fuel consumption

Model układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki

W pracy przedstawiono symulację pracy układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki oraz wpływ różnych konfiguracji elementów składowych tego urządzenia na zużycie paliwa silnika napędowego w warunkach przyjętego cyklu obciążenia. W tym celu wykorzystano model układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki w formie grafów wiązań oraz wyniki pomiarów ciśnienia roboczego w siłownikach hydraulicznych mechanizmu prasującego w trakcie wybranych cykli pracy przeprowadzonych na śmieciarce firmy Ekocel. Uzyskane wyniki umożliwiły określenie optymalnej wartości przełożenia przekładni umieszczonej między silnikiem napędowym i pompą hydrauliczną ze względu na przyjęte kryterium minimalizacji zużycia paliwa.

Słowa kluczowe: modelowanie układów napędowych, mechanizmy robocze śmieciarek, zużycie paliwa

1. Wprowadzenie

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 [2, 20]. Wiąże się to ze zwiększeniem wymagań stawianych **pojazdom do usuwania odpadów z pojemników (PUOP)** potocznie zwanymi śmieciarkami, szczególnie w zakresie możliwości załadowniczych i efektywności energetycznej. Poprawa efektywności energetycznej układów napędowych takich urządzeń jak śmieciarki jest możliwa zarówno przez ograniczenie zużycia paliwa przez silnik napędowy w trakcie transportu śmieci, jak również w trakcie ich zbierania. W niniejszej pracy analizie poddany został wpływ konfiguracji układu przeniesienia napędu z silnika do zabudowy na zużycie paliwa.

Główną przyczyną możliwej zmiany zużycia paliwa, podczas realizacji takiego samego cyklu pracy mechanizmu prasującego śmieci, jest zmiana punktu pracy silnika spalinowego, zdefiniowanego prędkością obrotową lub kątową wału korbowego

oraz momentem obrotowym. Sprawność silników spalinowych oraz emisja związków szkodliwych w spalinach jest silnie uzależniona od punktu pracy, a w zakresie małych obciążeń zmiany te są szczególnie intensywne [1, 3, 8, 12, 13 16]. Z taką sytuacją mamy do czynienia właśnie w przypadku napędu mechanizmu prasującego przez silnik spalinowy śmieciarki, którego moc maksymalna wielokrotnie przekracza moc potrzebną do napędu pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego.

W pracy przedstawiono analizę zużycia paliwa przez silnik śmieciarki w warunkach cyklu pracy mechanizmu prasującego śmieci. W tym celu wykorzystano model zużycia paliwa silnika śmieciarki, model układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki oraz wyniki pomiarów ciśnienia roboczego w siłownikach hydraulicznych mechanizmu prasującego w trakcie jednego pełnego cyklu pracy mechanizmu prasującego śmieci przeprowadzonych na śmieciarce Medium XL firmy Ekocel.

Mechanizmy PUOP służące do realizacji zadań związanych z funkcjonalnością pojazdu napędzane są z wykorzystaniem hydrauliki siłowej [2, 9, 15, 17, 20]. Elementami wykonawczymi są zwykle liniowe siłowniki, a źródłem energii hydraulicznej

jest pompa łopatkowa lub wielotłoczkowa. Do napędu pompy wykorzystywany jest silnik spalinowy podwozia, który w tym celu wyposażony jest w przystawkę odbioru mocy. Przeniesienie momentu między pompą i przystawką odbioru mocy realizowane jest za pomocą wału lub przez bezpośredni montaż pompy na kołnierzu przystawki odbioru mocy. W celu zapewnienia wymaganego wydatku objętościowego oleju umożliwiające poprawne funkcjonowanie mechanizmów zabudowy PUOP parametry techniczne wszystkich komponentów układu przeniesienia napędu są odpowiednio dobrane. Dodatkowo po rozruchu kompletnego układu hydraulicznego prędkość obrotowa wału korbowego silnika spalinowego podlega parametryzacji w celu końcowej regulacji wydajności pompy hydraulicznej.

2. Model zużycia paliwa silnika spalinowego

W niniejszej pracy wykorzystano model typu „czarna skrzynka”, który umożliwia wykonanie obliczeń w bardzo krótkim czasie, a jednocześnie dane do skalibrowania modelu są stosunkowo łatwe do uzyskania. Poniżej zamieszczono opis modelu silnika wykorzystującego charakterystyki statyczne do określania takich parametrów pracy, jak masowy strumień paliwa oraz emisja związków toksycznych. W systemach energetycznych, w których źródłem energii jest silnik spalinowy, można określić wielowymiarową, statyczną charakterystykę silnika zdefiniowaną jako funkcja wektorowa [4, 14]:

$$\mathbf{Y}_s = \mathbf{f}(\omega, M_o); \{\omega, M_o\} \subset \mathbf{L}_s \quad (1)$$

gdzie:

- ω – prędkość kątowna silnika ($\omega = 2\pi n$),
- n – prędkość obrotowa silnika,
- M_o – moment obrotowy silnika,
- \mathbf{Y}_s – wektor parametrów charakterystyki wielowymiarowej (jej parametrami mogą być: masowy strumień paliwa, sprawność ogólna silnika, położenie organu sterowania silnikiem, jednostkowa emisja składników toksycznych, itd.),
- \mathbf{L}_s – pole pracy silnika.

Silnik spalinowy potraktowano jak „czarną skrzynkę”, w której składowe wektora wielowymiarowej charakterystyki silnika \mathbf{Y}_s , wyrażonej zależnością (1), określane są na podstawie aproksymacji wielkości mierzonych w stanach statycznych. Bazową funkcją użytą do aproksymacji jest funkcja typu „Spline” [14] składająca się z wielomianów

stopnia N sklejanych w węzłach $j=1 \dots K$. Spotykające się w węzłach wielomiany są tego samego stopnia (N), mają takie same wartości oraz wartości pochodnych do wysokości $N-1$.

Model silnika spalinowego w postaci:

$$\mathbf{Y}_s = \mathbf{f}(\omega, M_o) \quad (2)$$

zawiera tylko jedną funkcję, tzn. interesuje nas tylko jeden parametr wektora sygnałów wyjściowych i jest to masowy strumień paliwa:

$$\mathbf{Y}_s = [G_e] \quad (3)$$

Wymagana do symulacji funkcja powstała poprzez aproksymację przebiegu $G_e = f(\omega, M_o)$ uzyskanego w czasie badań hamownianych w stanach ustalonych. Użycie charakterystyki statycznej do celów symulacji pracy silnika w warunkach dynamicznych może powodować powstawanie pewnych błędów lecz jest powszechnie stosowaną praktyką przy podobnych zadaniach ze względu na wymaganą szybkość obliczeń [1, 6]. Charakterystykę masowego strumienia paliwa aproksymowano następującą zależnością [14]:

$$G_e = \sum_{i=0}^2 \left[\omega^i \cdot \sum_{j=0}^2 (a_{i,j} \cdot M_o^j) \right] \quad (4)$$

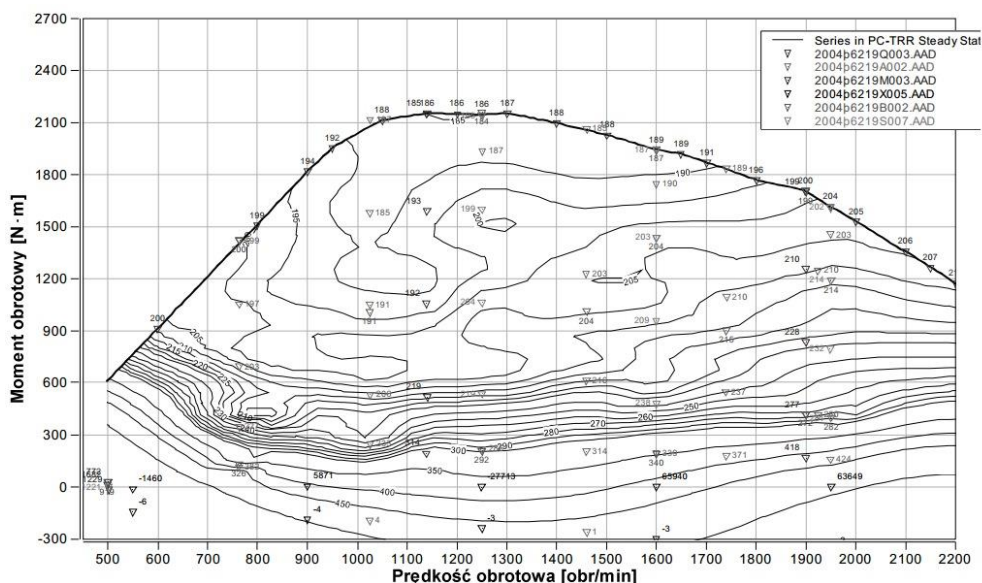
gdzie:

- G_e – masowy strumień paliwa,
- $a_{i,j}$ – współczynniki funkcji aproksymującej.

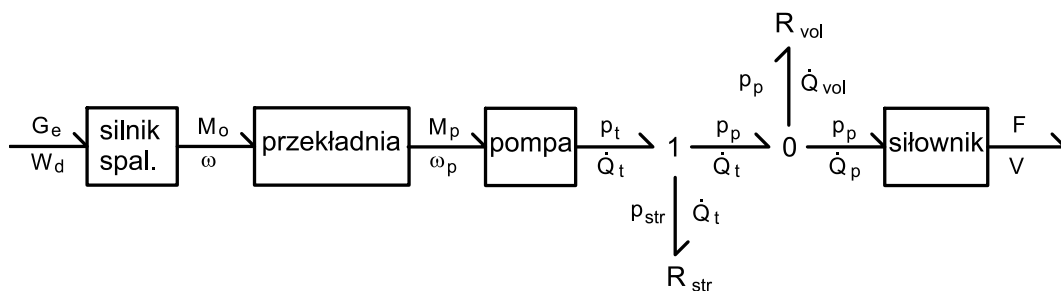
W badaniach symulacyjnych wykorzystane zostały charakterystyki ogólne trzech silników stosowanych do napędu PUOP, zostały one poddane aproksymacji za pomocą funkcji (4). Na rys. 1 przedstawiono przykładową charakterystykę ogólną silnika spalinowego wykorzystywanego do napędu PUOP.

3. Model układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki

W analizie wykorzystano model układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki opracowany przy wykorzystaniu metody Grafów Wiązań (rys. 2), która daje możliwość modelowania elementów o różnej naturze fizycznej [5, 11, 18]. Jest to bardzo istotne przy analizie energetycznej systemów o złożonej i zróżnicowanej strukturze energetycznej, np. w przypadku pojazdów samochodowych z klasycznym lub hybrydowym układem napędowym [4, 5].



Rys. 1. Przykładowa charakterystyka ogólna silnika spalinowego wykorzystywanego do napędu pojazdu do usuwania odpadów z pojemników (PUOP) z zaznaczonymi warstwicami jednostkowego zużycia paliwa [g/kWh] [10]



Rys. 2. Model układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki w formie Grafów Wiązań

Pierwszym elementem modelu (rys. 2) jest silnik spalinowy, który dostarcza energii mechanicznej do napędu pompy przy stałej prędkości kątowej, niezależnej od obciążenia. Kolejnym elementem jest przekładnia, nazywana również przystawką odbioru mocy, umożliwiającą zmianę prędkości obrotowej wałka napędowego pompy. Następnym elementem jest pompa, która pełni w modelu rolę transformatora umożliwiającego zamianę jednej formy energii na inną. Poza ten transformator wydzielone zostały dwa odbiorniki energii związane ze stratami powstającymi wewnątrz pompy: R_{str} – straty mechaniczne oraz R_{vol} – straty wolumentryczne związane z przeciekami między elementami roboczymi pompy. Zastosowane węzły typu „1” oraz „0”, zgodnie z formalizmem metody Grafów Wiązań, umożliwiają rozdzielanie strumienia energii wg dwóch zasad: stałego przepływu lub stałego potencjału (np. $p_p = \text{const}$). Ostatnim elementem modelu jest siłownik hydrauliczny, który również stanowi transformator.

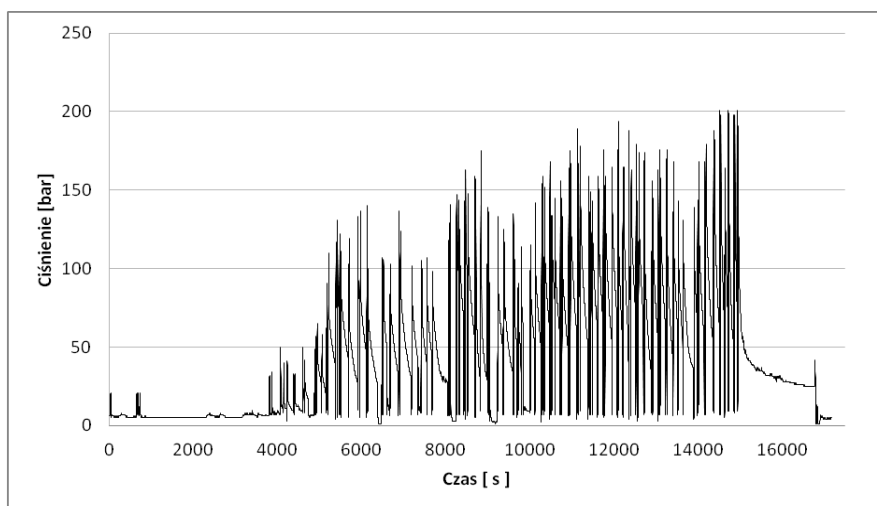
4. Symulacja pracy układu

W symulacji wykorzystano wyniki pomiarów ciśnienia roboczego w siłownikach hydraulicznych

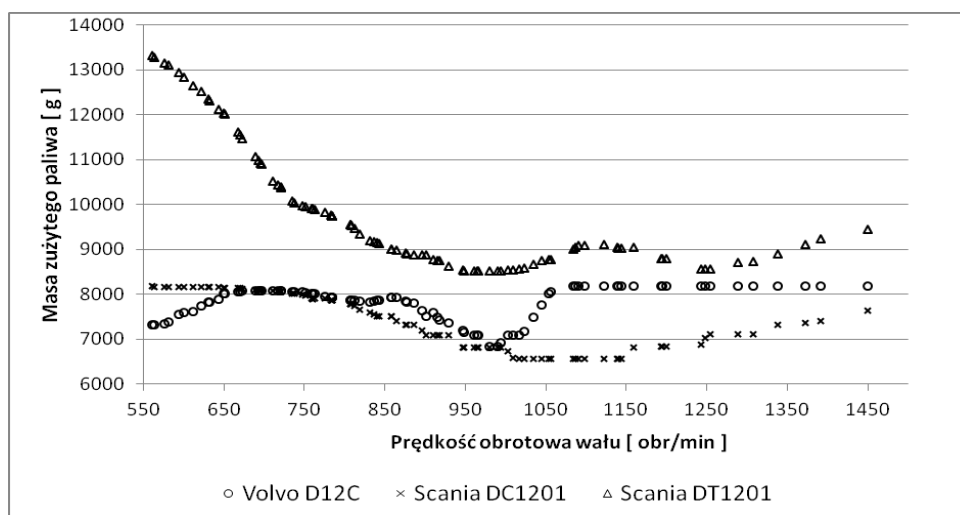
mechanizmu prasującego w trakcie jednego pełnego cyklu załadunku pojazdu (rys. 3) przeprowadzonych na śmieciarce Medium XL firmy Ekocel, która pracowała w Gdańskim Przedsiębiorstwie Robót Sanitarno-Porządkowych S.A. [7].

W obliczeniach uwzględnionych zostało 18 wariantów przystawek odbioru mocy o stałym przełożeniu w zakresie od 1:1 do 1:85, zgodnie z konfiguracjami stosowanymi w produkowanych śmieciarkach. Ostatnim elementem analizowanego układu jest pompa hydrauliczna Parker T6CCZ [19], która w analizie uwzględniona została w 12 wariantach jednostkowej wydajności w zakresie od 10,8 do 88,8 ml/obr.

Przy założeniu wymaganego natężenia przepływu oleju hydraulicznego na poziomie 80 dm³/min oraz po uwzględnieniu ograniczeń wynikających z przyjętego zakresu prędkości obrotowych wału korbowego silnika spalinowego od 550 do 1500 obr/min zdefiniowanych zostało 62 możliwych konfiguracji układu przeniesienia napędu. Wyniki obliczeń dla każdej z nich przedstawione zostały na rys. 4.



Rys. 3. Ciśnienie robocze w siłownikach hydraulicznych mechanizmu prasującego [7]



Rys. 4. Wyniki obliczeń dla 3 typów silników oraz 62 możliwych konfiguracji układu napędowego pompy

5. Wnioski

Przedstawiona w pracy metoda symulacji pracy wybranego typu mechanizmu prasującego PUOP umożliwiła wykonanie analizy wpływu różnych konfiguracji elementów składowych tego urządzenia na zużycie paliwa przez silnik napędowy w warunkach przyjętego cyklu obciążenia. Przeprowadzona analiza wykonana została z wykorzystaniem stosowanych obecnie komponentów wchodzących w skład układu przeniesienia napędu z podwozia do zabudowy PUOP. Wszystkie z wymienionych konfiguracji mogą znaleźć zastosowanie bez wprowadzania jakichkolwiek zmian konstrukcyjnych w głównych elementach analizowanej zabudowy PUOP. Uzyskane wyniki wskazują, że na efektywność energetyczną PUOP w czasie pełnego cyklu załadunku ma wpływ zarówno przełożenie przystawki mocy, konfiguracja pompy hydraulicznej oraz typ silnika spalinowego. Różnice

w zużyciu paliwa między optymalnym i najmniej korzystnym zestawieniem komponentów mogą sięgać nawet 35% dla jednego typu silnika spalinowego. Porównując między sobą wszystkie konfiguracje układu przeniesienia napędu różnice wynoszą nawet 50%. Przykładowa konfiguracja komponentów układu przeniesienia napędu PUOP wyposażonego w silnik Volvo D12C zapewniająca minimalizację zużycia paliwa to: przełożenie przystawki mocy 1:1,15; jednostkowa wydajność pompy hydraulicznej 70,3 ml/obr; prędkość obrotowa silnika 980 obr/min.

Ta metoda może być stosowana do szybkiej weryfikacji wpływu zmiany konfiguracji układu napędowego pompy hydraulicznej na efektywność energetyczną PUOP wyłącznie na podstawie danych zawartych w kartach katalogowych rozpatrywanych elementów.

Literatura

- [1] Arsie I., i in.: Models for the Prediction of Performance and Emissions in a Spark Ignition Engine - A Sequentially Structured Approach. SAE Papers 980779.
- [2] Borkowski T.: Śmieciarka śmieciarce nierówna. Przegląd Komunalny nr 4/2012.
- [3] Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
- [4] Cichy M., Kropiwnicki J., Makowski S.: A model of the IC engine in the form of the bond graph (BG). Silniki Spalinowe R. 43, nr 2, 2004, s. 40-47.
- [5] Cichy M.: Modelowanie systemów energetycznych. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2001.
- [6] Cichy M.: Silniki o działaniu cyklicznym. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1987.
- [7] Czyżewicz J.: Badania procesu załadunku śmieci i modyfikacja układu sterowania mechanizmu załadowczego śmieciarki. Praca doktorska Politechnika Gdańska, Gdańsk 2011.
- [8] Gao Y., Checkel M.D.: Experimental measurement of on-road CO₂ emission and fuel consumption functions. SAE Technical Paper Series, 2007-01-1610.
- [9] <http://www.ekocel.com.pl> (accessed: 15.04.2014).
- [10] <https://www.avl.com/home> (accessed: 15.04.2014).
- [11] Karnopp D.C., Margolis D.L., Rosenberg R.C.: System dynamics : a unified approach. Wiley, New York 1990.
- [12] Kropiwnicki J., Kneba Z., Ziółkowski M.: Test for Assessing the Energy Efficiency of Vehicles with Internal Combustion Engines. International Journal of Automotive Technology. -Vol. 14., nr. 3 (2013), s.479-487.
- [13] Kropiwnicki J.: Ocena efektywności energetycznej pojazdów samochodowych z silnikami spalinowymi. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej. Seria Monografie nr 110, Gdańsk 2011.
- [14] Kropiwnicki J.: The application of spline function for approximation of engine characteristics. Archiwum Motoryzacji, nr 4, 2000, s. 235-242.
- [15] Mazzocchia L.: Device for loading refuse into a body of refuse collecting vehicle. U.S. Patent US4786228.
- [16] Merksiz J., Pielecha J.: Emisja cząstek stałych ze źródeł motoryzacyjnych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2014.
- [17] Smith F.: Refuse collection apparatus. U.S. Patent US3999669.
- [18] Thoma J.U.: La termodinamica per immagini. Tecnice Nuove, Milano 1981.
- [19] Vane_PUMP_T6Mob-UK, katalog pomp firmy Parker.
- [20] Wolny P.: Sprawdzone metody gospodarowania odpadami komunalnymi. Stowarzyszenie Technologii Ekologicznych SILESIA, Opole 2010.

Mr Jacek Czyżewicz, MEng, PhD - doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Gdansk University of Technology.

Dr inż. Jacek Czyżewicz – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.



Mr Oskar Wysocki, BSc.– student of the Mechanical Engineering Course at Gdańsk University of Technology.

Inż. Oskar Wysocki – student Mechaniki i Budowy Maszyn na Politechnice Gdańskiej.



Mr Jacek Kropiwnicki, DSc., DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Gdańsk University of Technology.

Dr hab. inż. Jacek Kropiwnicki – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.

