

## Identyfikacja rzeczywistych warunków eksploatacji samochodu z użyciem energochłonności jednostkowej

JACEK KROPIWNICKI

Politechnika Gdańska

W pracy przedstawiono autorską metodę określania warunków pracy pojazdu za pomocą parametru zwanego energochłonnością jednostkową (dla fazy napędowej), który uwzględnia ilość energii wydatkowanej do napędu pojazdu, jego masę oraz przejechany dystans w fazie napędowej. Przyjęto, że energia wydatkowana na napęd pojazdu wynika zarówno z warunków drogowych, jak również temperamentu kierowcy i czynniki te są traktowane jako równoważne. Miejsce eksploatacji (intensywność ruchu) oraz sposób prowadzenia pojazdu mogą być w zaproponowanej metodzie jednoznacznie opisane za pomocą funkcji gęstości rozkładu energochłonności jednostkowej. W pracy przedstawiono analizę wpływu masy pojazdu na wartość średnią energochłonności jednostkowych w fazie napędowej dla wybranych syntetycznych testów jezdnych, a także profili prędkości oraz zmian wysokości zarejestrowanych w warunkach rzeczywistego ruchu na terenie miasta Gdańska. W pracy przedstawiono także przykłady identyfikacji warunków eksploatacji pojazdu w wybranych warunkach oraz wpływ średniej energochłonności jednostkowej na przebiegowe zużycie paliwa w fazie napędowej.

### 1. Wstęp

Poprawna identyfikacja rzeczywistych warunków eksploatacji samochodu ma duże znaczenie zarówno dla zwykłych kierowców, jak również dla firm zajmujących się transportem publicznym. Jej wyniki mogą przyczynić się do obniżenia zużycia energii (paliwa) oraz emisji związków toksycznych emitowanych przez pojazdy. Do najważniejszych celów identyfikacji rzeczywistych warunków eksploatacji samochodu można zaliczyć: wyznaczenie referencyjnego zużycia paliwa dla rozpoznanych lub założonych warunków eksploatacji, określenie wpływu stosowanych rozwiązań inżynierii drogowej na strukturalne zużycie energii i emisję związków szkodliwych do atmosfery (dla określonej struktury eksploatowanych pojazdów), wyznaczenie optymalnej drogi przejazdu ze względu na minimalizację zużycia paliwa, energii lub emisję CO<sub>2</sub> do atmosfery.

Można wyróżnić następujące metody oceny warunków pracy pojazdów samochodowych [1, 2, 12, 14, 18, 19, 20]: a) ocena ekspercka (jazda w mieście, jazda poza miastem, jazda mieszana (po mieście i poza miastem), b) ocena z użyciem wskaźników (energochłonność przebiegowa  $\Psi = E/L$ , [J/m], energochłonność jednostkowa

$\Phi = E/(L \cdot m)$ , [J/(m·kg)], średnie przyspieszenie w fazach napędzania  $a_{sr}$  [m/s<sup>2</sup>], średnia prędkość  $V_{sr}$ , [m/s], rozkład punktów pracy silnika (charakterystyka gęstości czasowej) [3, 6],  $n$ , [obr/min],  $M_o$ , [Nm]). Klasyfikacja warunków eksploatacji w metodzie eksperckiej jest konsekwencją przyjętych przez poszczególne państwa testów jezdnych używanych do badań homologacyjnych pojazdów na obecność składników toksycznych w spalinach. Test NEDC (New European Driving Cycle) [2, 3, 8, 17] wykonywany jest w Europie zgodnie z obowiązującą w Unii Europejskiej dyrektywą oraz w krajach wywodzących się z RWPG. Składa się on z dwóch części: segmentu miejskiego UDC (Urban Driving Cycle) oraz segmentu pozamiejskiego EUDC (Extra Urban Driving Cycle). Dla współczesnych warunków ruchu wyniki takich testów nie są jednak reprezentatywne, a obserwowane różnice w przebiegowym zużyciu paliwa osiągają bardzo duże wartości [2, 15, 19, 20].

## 2. Identyfikacja warunków eksploatacji z użyciem energochłonności jednostkowej

Autorska metoda określania warunków pracy pojazdu za pomocą wskaźnika energetycznego  $\Phi$  jest rozwinięciem metody opisanej między innymi w pracy [18] i wykorzystuje parametr uwzględniający ilość energii wydatkowanej, masę pojazdu oraz przejechany dystans w fazie napędowej. Przyjęto, że energia wydatkowana na napęd pojazdu wynika zarówno z warunków drogowych, jak również temperamentu kierowcy. W odróżnieniu od szeroko opisanego wykorzystania energochłonności jednostkowej w pracy [18], w prezentowanej metodzie wartość parametru  $\Phi$  będzie obliczana bez uwzględnienia drogi pokonanej przez pojazd w fazie hamowania oraz jazdy wybiegiem. Zmiana ta będzie miała istotny wpływ na możliwość dokładnego skorelowania energochłonności jednostkowej z przebiegowym zużyciem paliwa i zostało to wykazane w dalszej części pracy. Wartość energochłonności jednostkowej dla założonego czasu trwania cyklu  $t_c$  można obliczyć korzystając z następującego równania [11]:

$$\Phi = \frac{E}{L_n \cdot m}, \quad (1)$$

gdzie:

$E$  – energia mechaniczna dostarczona przez układ przeniesienia napędu do kół,

$L_n$  – droga pokonana przez pojazd w fazie napędzania przez silnik,

$m$  – masa całkowita pojazdu.

Energia mechaniczna przekazywana kołom napędowym może być obliczona z użyciem dwóch metod. Pierwsza metoda wymaga pomiarów momentu obrotowego silnika  $M_o$  [7, 9, 10] i prędkości obrotowej  $n$  oraz określenia sprawności układu przeniesienia napędu  $\eta_{UPN}$ :



$$E = \int_0^{t_c} (M_o \cdot \omega \cdot \eta_{UPN}) dt \quad (2)$$

gdzie:

$t_c$  – długość cyklu pomiarowego,  
 $\omega$  – prędkość kątowna silnika.

W drugiej metodzie energia mechaniczna przekazywana kołom napędowym może być obliczona według następującego równania [11]:

$$E = E_t + E_p + \Delta E_k + \Delta E_h \quad (3)$$

gdzie:

$E_t$  – zapotrzebowanie energii na pokrycie oporów toczenia,  
 $E_p$  – zapotrzebowanie energii na pokrycie oporów powietrza pojazdu,  
 $\Delta E_k$  – zapotrzebowanie energii na wzrost energii kinetycznej pojazdu  
 (w wyniku przyspieszania),  
 $\Delta E_h$  – zapotrzebowanie energii na wzrost energii potencjalnej pojazdu  
 (w wyniku pokonywania wzniesień).

Zapotrzebowanie energii, w czasie przyjętego cyklu pomiarowego  $t_c$ , na pokrycie oporów toczenia może być obliczone wg następującej zależności:

$$E_t = \int_0^{t_c} (F_t \cdot V) dt \quad (4)$$

gdzie:

$V$  – prędkość pojazdu,  
 $F_t$  – siła oporów toczenia pojazdu wyrażona zależnością:

$$F_t = m \cdot g \cdot f_t \quad (5)$$

$g$  – przyspieszenie ziemskie,  
 $f_t$  – współczynnik oporów toczenia.

Zapotrzebowanie energii, w czasie przyjętego cyklu pomiarowego  $t_c$ , na pokrycie oporów powietrza pojazdu może być obliczone wg następującej zależności:

$$E_p = \int_0^{t_c} (F_p \cdot V) dt \quad (6)$$

gdzie:

$F_p$  – siła oporów powietrza wyrażona zależnością:

$$F_p = \rho_{pow} \cdot \frac{V^2}{2} \cdot F \cdot C_x \quad (7)$$

$F$  – obliczeniowa powierzchnia czołowa pojazdu,

$\rho_{pow}$  – gęstość powietrza,

$C_x$  – współczynnik oporów powietrza.

Zapotrzebowanie energii, w czasie przyjętego cyklu pomiarowego  $t_c$ , na wzrost energii kinetycznej pojazdu (w wyniku przyspieszania) może być obliczone wg następującej zależności:

$$\Delta E_k = m_{zj} \frac{V^2}{2} \Big|_0^{t_c} \quad (8)$$

gdzie:  $m_{zj}$  – masa zredukowana pojazdu uwzględniająca kumulację energii kinetycznej w elementach wykonujących ruch obrotowy.

Zapotrzebowanie energii, w czasie przyjętego cyklu pomiarowego  $t_c$ , na wzrost energii potencjalnej pojazdu (w wyniku pokonywania wzniesień) może być obliczone wg następującej zależności:

$$\Delta E_h = m \cdot g \cdot h \Big|_0^{t_c} \quad (9)$$

gdzie:  $h$  – wysokość, na której znajduje się pojazd.

Uwzględniając zależności (1) i (3) można energochłonność jednostkową w fazie napędowej przedstawić jako sumę następujących składników:

$$\Phi = \frac{1}{L_n \cdot m} (E_t + E_p + \Delta E_k + \Delta E_h). \quad (10)$$

Analizując zależność (10) z uwzględnieniem relacji (4 – 9) można stwierdzić, iż tylko jeden składnik tej zależności pozostaje funkcją masy pojazdu:

$$\frac{E_p}{L_n \cdot m} = \frac{\int_0^{t_c} (\rho_{pow} \cdot \frac{V^3}{2} \cdot F \cdot C_X) dt}{L_n \cdot m}, \quad (11)$$

pozostałe składniki nie są funkcjami masy pojazdu. Istotnego udziału energii przeznaczonej na pokrycie oporów powietrza pojazdu w bilansie (10) można oczekiwać podczas eksploatacji pojazdu w warunkach jazdy po autostradzie, gdzie udział faz przyspieszania i ruszania z miejsca jest mały, a pojazd porusza się ze stałą i dużą prędkością. Można natomiast domniemywać, że wartość energochłonności jednostkowej (1) dla zarejestrowanego przejazdu w warunkach eksploatacji w mieście w niewielkim stopniu zależy od masy pojazdu. W takim przypadku na wynik bilansu przedstawionego równaniem (10) decydujący wpływ będą miały przede wszystkim: zapotrzebowanie energii na wzrost energii kinetycznej pojazdu (w wyniku przyspieszania) oraz zapotrzebowanie energii na pokrycie oporów toczenia.

Na rysunku 1 przedstawiono porównanie energochłonności jednostkowych w fazie napędowej dla czterech pojazdów, których wybrane parametry przedstawiono w tabeli 1. Wyniki zamieszczone na rysunku 1 są rezultatem symulacji wykonanej z użyciem parametrycznych modeli pojazdów opisanych w tabeli 1. Pierwsze wyniki (przejazdy nr 1÷9) dotyczą testów syntetycznych, między innymi testu UDC (przejazd



nr 9). Pozostałe wyniki (przejazdy nr 10÷33) dotyczą profili prędkości oraz zmian wysokości zarejestrowanych w warunkach rzeczywistego ruchu na terenie miasta Gdańska. Zgodnie z wynikami przeprowadzonej powyżej analizy wpływu masy pojazdu na energochłonność jednostkową (10) największych różnic w wartościach  $\Phi$  należy oczekiwać w przypadku przejazdów realizowanych przy małych zmianach prędkości. Są to przejazdy nr 5÷8 (jazda przy stałej prędkości odpowiednio: 40, 70, 130 i 160 km/h) oraz przejazdy nr 13 i 32 (przejazdy po autostradzie ze średnimi prędkościami odpowiednio: 84 i 110 km/h).

Tabela 1. Parametry pojazdów wykorzystanych w obliczeniach.  
Table 1. Parameters of vehicle used in calculations.

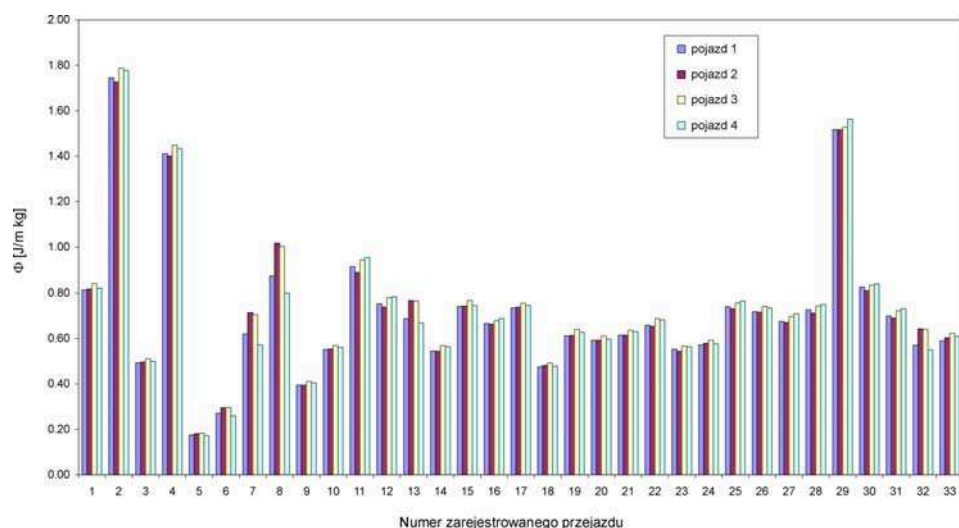
Parametr	Wartość			
	pojazd 1	pojazd 2	pojazd 3	pojazd 4
Masa samochodu $m$ [kg]	1243	1343	1480	1810
Rok produkcji	2003	2003	2002	1998
Promień dynamiczny koła $r_d$ [mm]	265	297	305	289
Przełożenie przekładni głównej $i_g$	4.12	4.44	3,73	3.91
Przełożenie na biegu I $i_{bI}$	3.46	3.33	3,91	3.91
Współczynnik oporu powietrza $C_x$	0.32	0.34	0,32	0.30
Współczynnik oporu toczenia (gładki asfalt) $f_{to}$	0.012	0,012	0,012	0.012
Sprawność układu przenoszenia napędu $\eta_{UPN}$	0.92	0.94	0.92	0.90

Przyjęto, że maksymalne względne odchylenie  $\Phi$  od wartości średniej (dla 4 pojazdów) zostało zdefiniowane według następującej zależności:

$$\delta_{\Phi}^{max} = \max \left( \left| \frac{\Phi_i - \bar{\Phi}}{\bar{\Phi}} 100\% \right| \right)_{i=1..4} \quad (12)$$

gdzie:

$$\bar{\Phi} = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 \Phi_i \quad (13)$$



Rys. 1. Porównanie energochłonności jednostkowych w fazie napędowej 4 pojazdów.  
Fig. 1. Comparison of specific energy consumption in propulsion phase of four vehicles.

Z definicji energochłonności jednostkowej wynika, że jej zależność od masy jest niewielka. Wpływ ten powinien się w sposób zauważalny ujawniać przy wyższym udziale fazy jazdy ze stałą prędkością (11). Zaprezentowany przykład (rys. 1) pozwala przeanalizować udział tej fazy w rzeczywistych warunkach ruchu i ustalić zakres stosowania metody. W przypadkach, gdy uzyskane maksymalne względne odchylenie wartości energochłonności jednostkowej (12) osiągnie wartość wyższą niż przyjęty arbitralnie próg 10% należy uznać, że udział fazy jazdy ze stałą prędkością jest zbyt duży i nie można w takich warunkach energochłonności jednostkowej używać do identyfikacji warunków eksploatacji. W takich sytuacjach obserwowane różnice w obliczonej energochłonności jednostkowej (dla różnych pojazdów) mogą wynikać zarówno z różnic w masach pojazdów, jak i z różnic w warunkach eksploatacji.

W przypadku jazdy przy stałej prędkości 40, 70, 130 i 160 km/h maksymalne względne odchylenie  $\Phi$  od wartości średniej wyniosło odpowiednio: 3, 8, 12 i 13%, a w przypadku jazd po autostradzie przy prędkościach średnich 84 i 110 km/h odpowiednio 7 i 8%. W pozostałych przypadkach przedstawionych na rysunku 1 odchylenie (12) nie przekroczyło 4%. Można więc stwierdzić, że wartość energochłonności jednostkowej  $\Phi$  dla przejazdu w warunkach miejskich praktycznie nie zależy od masy pojazdu (maksymalne względne odchylenie  $\Phi$  od wartości średniej wyniosło 4%). Dla testu UDC (przejazd nr 9) maksymalne odchylenie względne wyniosło 2%. W przypadku jazdy przy małych zmianach prędkości wpływ masy na wartość  $\Phi$  rośnie ze wzrostem prędkości, ale w rzeczywistych warunkach ruchu (jazda po autostradzie) maksymalne względne odchylenie  $\Phi$  od wartości średniej pozostaje na niskim poziomie (8%).

Miejsce eksploatacji (intensywność ruchu) oraz sposób prowadzenia pojazdu mogą być w zaproponowanej metodzie jednoznacznie opisane za pomocą funkcji gęstości rozkładu parametru  $\Phi$  [12]:

$$f_{\Phi} = f(\Phi) \quad (14)$$

Funkcja ta może zostać wyznaczona na drodze okresowej rejestracji podstawowych parametrów opisujących warunki eksploatacji pojazdu, między innymi: prędkości obrotowej wału korbowego silnika i momentu obrotowego (z modelu układu napędowego pojazdu – w przypadku braku systemu pomiaru tego parametru), przejechanej drogi. Dla przyjętych granic zmian parametru  $\Phi$  spełniony musi być ponadto warunek:

$$\int_{\Phi_{min}}^{\Phi_{max}} f_{\Phi} d\Phi = 1 \quad (15)$$

Funkcja (15) może być używana zarówno w postaci ciągłej, jak również dyskretnej (histogramu). Parametryczna identyfikacja warunków eksploatacji możliwa jest w każdym z tych wypadków przez obliczenie wartości średniej rozkładu ( $\bar{\Phi}$ ) oraz jego odchylenia standardowego ( $\sigma$ ). Poniżej zamieszczono przykłady takiej identyfikacji.

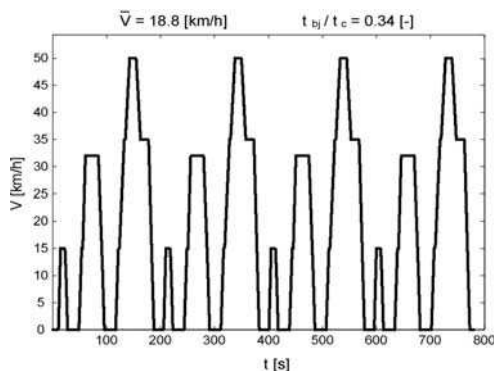
### 3. Przykłady identyfikacji warunków eksploatacji pojazdu

Pierwsza próba reprezentuje warunki eksploatacji wynikające z realizacji testu homologacyjnego UDC, który jest używany na terenie Unii Europejskiej. Wyniki tego testu pochodzą z symulacji. Na rysunku 2 przedstawiony został przebieg prędkości pojazdu w czasie tej próby wraz z podaną prędkością średnią ( $\bar{V}$ ) oraz udziałem czasu pracy silnika na biegu jałowym w stosunku do całkowitego czasu próby ( $t_{bj}/t_c$ ). Do parametrycznej identyfikacji warunków eksploatacji pojazdu wykorzystany został natomiast histogram rozkładu parametru  $\Phi$  w czasie tej próby. Rozkład ten został opisany parametrami  $\bar{\Phi}$  oraz  $\sigma$ , których wartości widoczne są na rysunku 3. Dodatkowo, na rysunku 3 podano także wartość udziału drogi przejechanej w fazie napędzania przez silnik w stosunku do całkowitej drogi ( $L_n/L$ ).

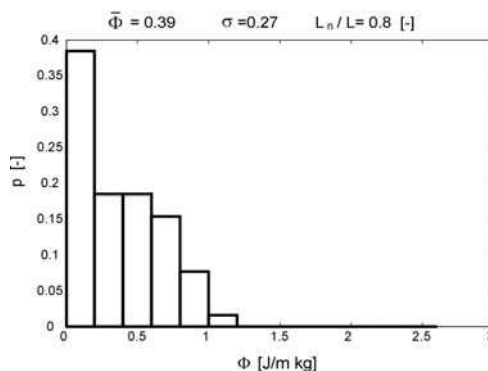
Kolejne przejazdy wykonano na terenie Gdańska, w regularnym ruchu miejskim. Wykonane zostały pomiary wybranych parametrów pracy silnika i pojazdu testowego z silnikiem o zapłonie iskrowym (prędkość, przyspieszenie, zużycie paliwa, położenie nad poziomem morza itd.) z użyciem odpowiednich czujników. Moment obrotowy silnika obliczany był przy wykorzystaniu zmierzonych parametrów pracy silnika i pojazdu oraz modelu pojazdu [4, 5, 13]. Styl jazdy kierowcy podporządkowany był stylowi prowadzenia losowo wybranego pojazdu [14]. Wybrany pojazd był „śledzony” przez pojazd testowy w celu ograniczenia wpływu indywidualnego stylu jazdy kierowcy testowego na wyniki próby. Na rysunkach 4 i 5 przedstawione zostały wyniki przejazdu przez centrum miasta ulicą Grunwaldzką (główna trzypasmowa arteria



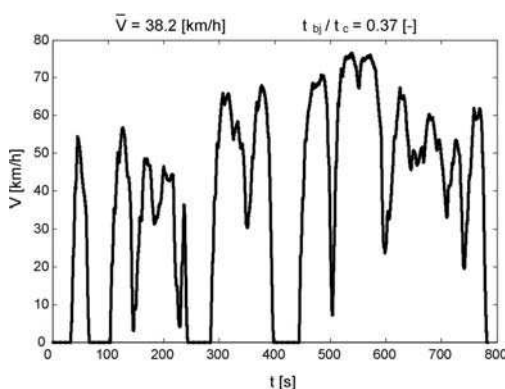
komunikacyjna Gdańska) dla warunków najbardziej zbliżonych do średnich uzyskanych w 42 przejazdach w godzinach 6:00–24:00 w dni robocze.



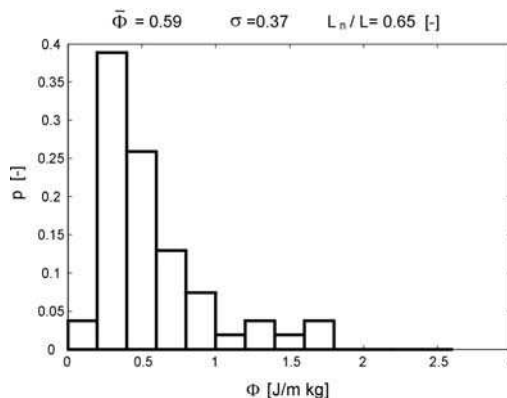
Rys. 2. Przebieg prędkości pojazdu (test UDC).  
Fig. 2. Vehicle speed run (UDC test).



Rys. 3. Histogram rozkładu par.  $\Phi$  (test UDC).  
Fig. 3. Histogram of parameter  $\Phi$  distribution (UDC test).



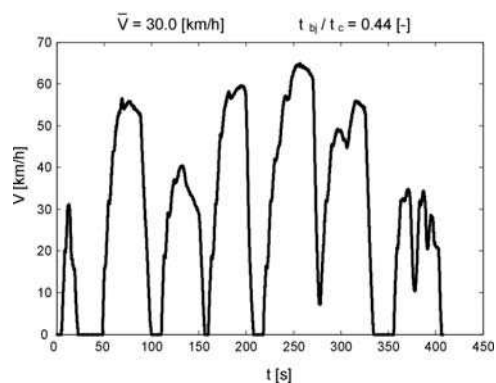
Rys. 4. Przebieg prędkości pojazdu (centrum miasta – typowe warunki).  
Fig. 4. Vehicle speed run (city centre – typical conditions).



Rys. 5. Histogram rozkładu par.  $\Phi$  (centrum miasta – typowe warunki).  
Fig. 5. Histogram of parameter  $\Phi$  distribution (city centre – typical conditions).

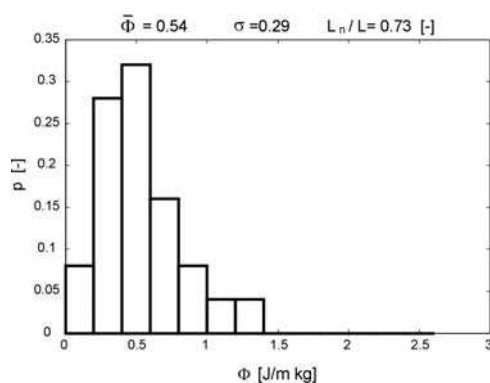
Na rysunkach 6 i 7 przedstawione zostały wyniki przejazdu w mieście ulicą Jana Pawła II (częste zatrzymania wymuszone sygnalizacją świetlną) przy małym natężeniu ruchu i spokojnym stylu jazdy kierowcy. Na rysunkach 8 i 9 przedstawione zostały wyniki przejazdu w mieście ulicą Jana Pawła II (częste zatrzymania wymuszone sygnalizacją świetlną) przy małym natężeniu ruchu i dynamicznym stylu jazdy kierowcy. Na rysunkach 10 i 11 przedstawione zostały wyniki przejazdu w mieście ulicą Wyspiańskiego przy dużym natężeniu ruchu (korek).





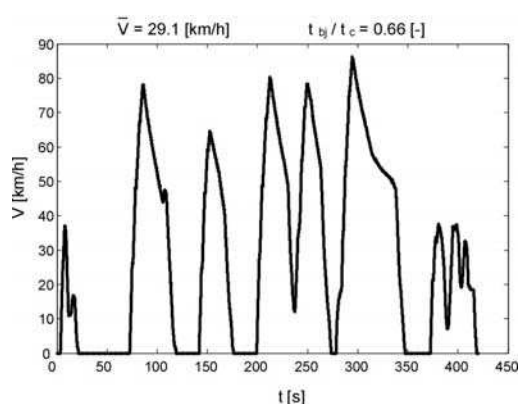
Rys. 6. Przebieg prędkości pojazdu (miasto – spokojna jazda).

Fig. 6. Vehicle speed run (city – calm style of driving).



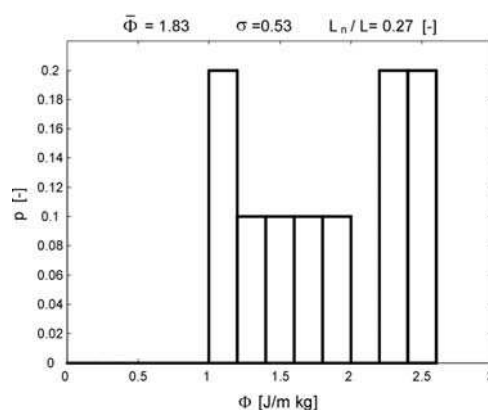
Rys. 7. Histogram rozkładu par.  $\Phi$  (miasto – spokojna jazda).

Fig. 7. Histogram of parameter  $\Phi$  distribution (city – calm style of driving).



Rys. 8. Przebieg prędkości pojazdu (miasto – dynamiczna jazda).

Fig. 8. Vehicle speed run (city – dynamic style of driving).



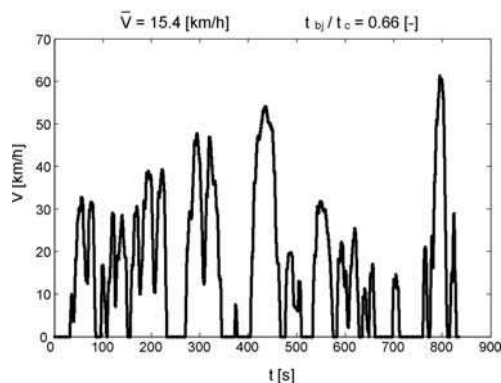
Rys. 9. Histogram rozkładu par.  $\Phi$  (miasto – dynamiczna jazda).

Fig. 9. Histogram of parameter  $\Phi$  distribution (city – dynamic style of driving).

Na rysunkach 12 i 13 przedstawione zostały wyniki przejazdu poza miastem na drodze szybkiego ruchu (obwodnica Trójmiasta).

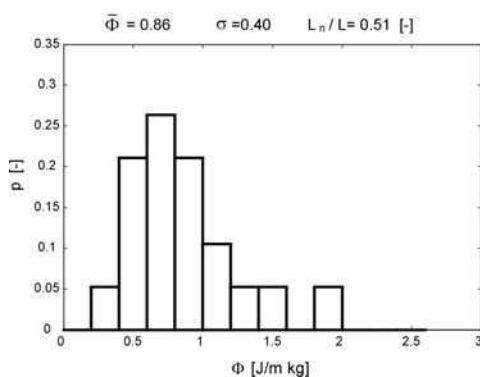
Z przedstawionych przykładów wynika, że wzrost natężenia ruchu pojazdów przy racjonalnym (spokojnym) stylu jazdy kierowcy (rys. 7, 5, 11) powoduje wzrost wartości średniej energochłonności jednostkowej ( $\bar{\Phi}$ ). Jest to wynikiem wzrostu liczby faz ruszania z miejsca, które odznaczają się dużą energochłonnością jednostkową (duża moc przekazywana przez silnik odpowiada stosunkowo małej przejechanej drodze). Jednocześnie obserwowany jest spadek udziału drogi przejechanej w fazie napędzania przez silnik w stosunku do całkowitej drogi ( $L_n/L$ ). Jest on efektem wzrostu liczby faz

hamowania, a więc skrócenia sumarycznej drogi  $L_n$ , gdy pojazd jest napędzany przez silnik.



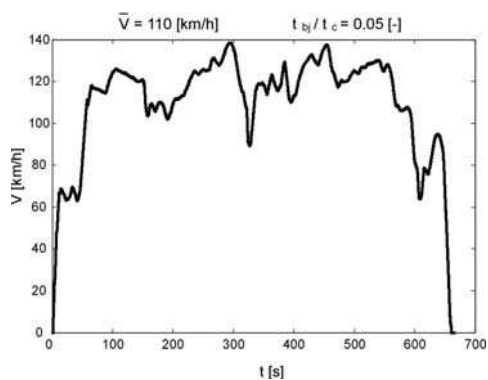
Rys. 10. Przebieg prędkości pojazdu (miasto – korek).

Fig. 10. Vehicle speed run (city – traffic jam).



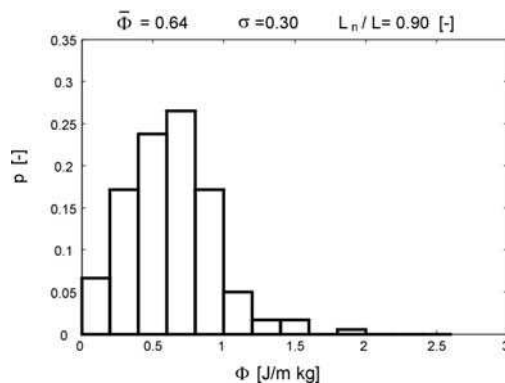
Rys. 11. Histogram rozkładu par.  $\Phi$  (miasto – korek).

Fig. 11. Histogram of parameter  $\Phi$  distribution (city – traffic jam).



Rys. 12. Przebieg prędkości pojazdu (poza miastem).

Fig. 12. Vehicle speed run (extra-urban drive).

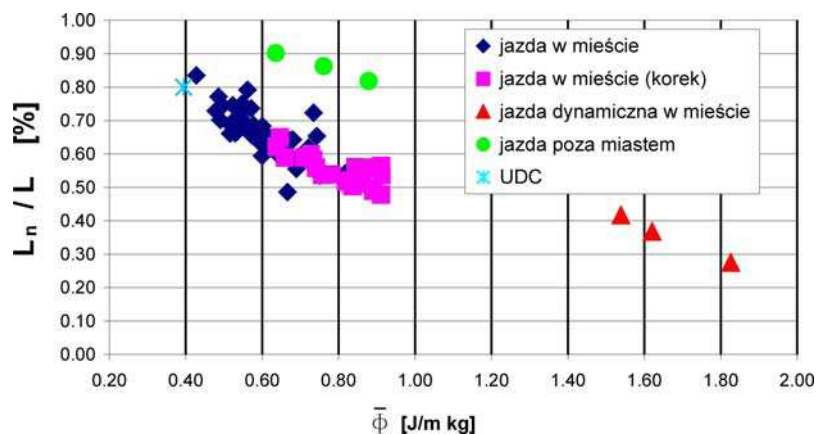


Rys. 13. Histogram rozkładu par.  $\Phi$  (poza miastem).

Fig. 13. Histogram of parameter  $\Phi$  distribution (extra-urban drive).

Konsekwentnie dynamiczny styl kierowania pojazdem powoduje, że wspomniane efekty są wielokrotne. Fazy rozpędzania pojazdu są krótkie, ale intensywne. Można również zaobserwować, że rozkład parametru  $\Phi$  w sposób zasadniczy odchodzi od rozkładu normalnego obciążonego, który odpowiada racjonalnemu (spokojnemu) stylowi jazdy kierowcy. Na rysunku 9 obserwowany rozkład parametru  $\Phi$  ma wyraźnie charakter dwumodalny. Natomiast jazda pozamiejska (rys. 12 i 13) charakteryzuje się przede wszystkim dużym udziałem fazy napędowej ( $L_n/L=0.90$ ) i małym udziałem pracy na biegu jałowym ( $t_{bj}/t_c=0.05$ ). Odchylenie standardowe  $\sigma$  obserwowanych

rozkładów parametru  $\bar{\Phi}$  wskazuje na jednorodność warunków eksploatacji i osiąga wysokie wartości w sytuacjach, gdy kierowca preferuje dynamiczny styl jazdy. Porównując wyniki z rysunków 2 i 3 oraz rysunków 4 i 5 można stwierdzić, że używanie testu UDC, jako wzorca dla warunków eksploatacji pojazdu w mieście, jest w przypadku obserwowanego obszaru (Gdańsk – centrum) nieuprawnione. A warunki określone testem UDC można sklasyfikować jako bardzo lekkie. W żadnej z odbytych prób drogowych nie zaobserwowano podobnie niskich wartości parametrów  $\bar{\Phi}$  i  $\sigma$  jak w teście UDC. Poniżej przedstawiono zestawienie wyników uzyskanych dla przeszło 100 prób wykonanych w powyżej opisanych warunkach. Na rysunku 14 pokazano zależność udziału fazy napędowej ( $L_n/L$ ) od średniej energochłonności jednostkowej ( $\bar{\Phi}$ ).

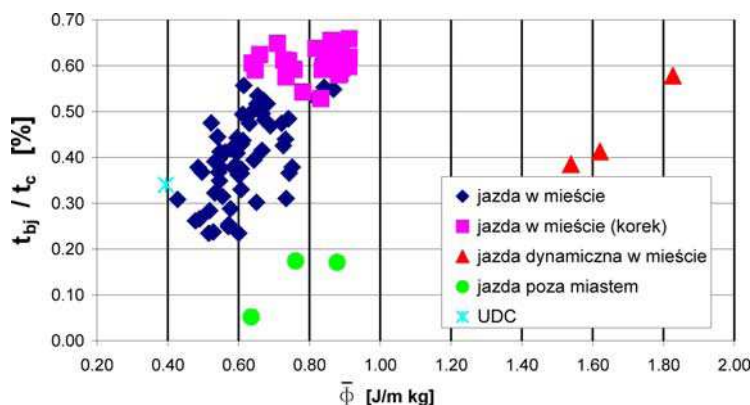


Rys. 14. Wpływ średniej energochłonności jednostkowej ( $\bar{\Phi}$ ) na udział fazy napędowej ( $L_n/L$ ).

Fig. 14. Influence of average specific energy consumption ( $\bar{\Phi}$ ) on share of propulsion phase ( $L_n/L$ ).

Wyniki przedstawione na rysunku 14 potwierdzają wstępnie poczynioną obserwację, że wzrostowi wartości średniej energochłonności jednostkowej ( $\bar{\Phi}$ ) towarzyszy spadek udziału fazy napędowej ( $L_n/L$ ). Jednocześnie można zaobserwować, że warunki eksploatacji, które sklasyfikowano jako „jazda poza miastem” podobnie jak lekkie warunki eksploatacji w czasie jazdy w mieście (jazda w mieście) odznaczają się wysokim udziałem fazy napędowej ( $L_n/L$ ).

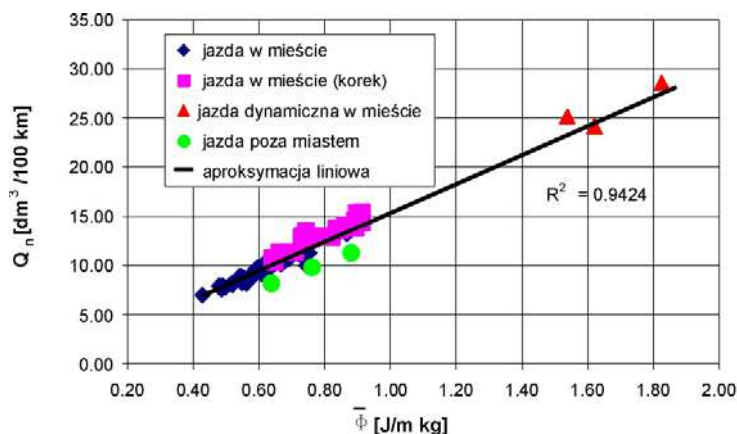
Na rysunku 15 przedstawiono zależność udziału pracy na biegu jałowym ( $t_{bj}/t_c$ ) od średniej energochłonności jednostkowej ( $\bar{\Phi}$ ). Przedstawione na rysunku 15 wyniki pozwalają stwierdzić, że zgodnie z oczekiwaniami jazda w mieście z utrudnieniami w ruchu (jazda w mieście – korek) powoduje wyraźny wzrost udziału pracy na biegu jałowym. Analogiczna sytuacja ma miejsce przy dynamicznym stylu jazdy (jazda dynamiczna w mieście).



Rys. 15. Wpływ średniej energochłonności jednostkowej ( $\bar{\Phi}$ ) na udział pracy na biegu jałowym ( $t_{bj}/t_c$ ).

Fig. 15. Influence of average specific energy consumption ( $\bar{\Phi}$ ) on share of work at idle ( $t_{bj}/t_c$ ).

Na rysunku 16 przedstawiono wpływ średniej energochłonności jednostkowej ( $\bar{\Phi}$ ) na przebiegowe zużycie paliwa w fazie napędowej ( $Q_n$ ).



Rys. 16. Wpływ średniej energochłonności jednostkowej ( $\bar{\Phi}$ ) na przebiegowe zużycie paliwa w fazie napędowej ( $Q_n$ ).

Fig. 16. Influence of average specific energy consumption ( $\bar{\Phi}$ ) on operating fuel consumption in propulsion phase ( $Q_n$ ).

Wyniki przedstawione na rysunku 16 pozwalają stwierdzić, iż liniowa aproksymacja zależności  $Q_n=f(\Phi)$  może być stosowana przy zachowaniu dużej dokładności ( $R^2=0.942$ ) do prognozowania zużycia paliwa przy eksploatacji pojazdu w warunkach miejskich. W warunkach pozamiejskich, ze względu na wyjątkowo korzystne warunki pracy silnika, wyniki uzyskane z zależności przedstawionej na rysunku 16 mogą być obciążone pewnym systematycznym błędem (mała zmienność obciążenia oraz korzystne, z punktu widzenia sprawności, położenie punktu pracy silnika [9, 15, 16]).

#### 4. Podsumowanie

Rzeczywiste warunki eksploatacji pojazdu są wynikiem zaplanowanego funkcjonowania infrastruktury drogowej, utrudnień wynikających z natężenia ruchu, pokonywanych wnieścień oraz stylu jazdy kierowcy. Jak pokazano w powyższych przykładach, wszystkie wspomniane czynniki będą wpływać na średnią wartość energochłonności jednostkowej ( $\bar{\Phi}$ ), odchylenie standardowe  $\sigma$  oraz kształt rozkładu tego parametru, jak również udział fazy napędowej ( $L_n/L$ ) i udział pracy na biegu jałowym ( $t_{bj}/t_c$ ). Z przedstawionych przykładów wynika, że warunki eksploatacji pojazdu mogą być jednoznacznie opisane za pomocą zaproponowanych wskaźników. Za ich pomocą można również z wysoką dokładnością prognozować zużycie paliwa. Optymalizacja parametrów sterowania, dobór materiałów eksploatacyjnych, jak również wybór trasy przejazdu można dzięki zaproponowanej metodzie w prosty sposób powiązać z rzeczywistymi warunkami eksploatacji pojazdu. Wykorzystanie do tego celu wyłącznie testów homologacyjnych, jako wzorcowych warunków eksploatacji, nie pozwala zachować wysokiej zgodności założeń z praktyką eksploatacyjną. Utworzenie swoistej mapy warunków eksploatacji dla wybranej aglomeracji pozwoliłoby zoptymalizować dobór pojazdu lub floty pojazdów dla zakładanego miejsca eksploatacji. Przykładem wykorzystania takiej mapy warunków eksploatacji może być:

- wyznaczenie wzorcowego (referencyjnego) zużycia paliwa dla przyjętego obszaru eksploatacji,
- określenie wpływu stosowanych rozwiązań inżynierii drogowej na strukturalne zużycie energii i emisję związków szkodliwych do atmosfery (dla określonej struktury eksploatowanych pojazdów),
- wyznaczenie optymalnej drogi przejazdu ze względu na minimalizację: zużycia paliwa, energii lub emisji CO<sub>2</sub> do atmosfery.

#### Literatura

- [1] CASEY E. J., SMITH W. J., TIMONEY D. J.: *Examination of low-cost systems for the determination of kinematic driving cycles and engine operating conditions in Dublin, Ireland*. SAE 2009 Powertrains Fuels and Lubricants Meeting, November 2009, San Antonio, TX, USA, Session: On-Board Diagnostics. SAE 2009, 2009-01-2791.
- [2] CAYOT J. F.: *Compared fuel consumption between gasoline and diesel cars during short urban drive*. Reducing automobile fuel consumption: a challenge for the turn of the century, Rueil-Malmaison, 4 X 1996.
- [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.: *Model silnika spalinowego w formie grafów wiązań (GW). A model of the IC engine in the form of the bond graph (BG)*. Silniki Spalinowe - Combustion Engines, 2004 s. 40-47.
- [5] CICHY M.: *Modelowanie systemów energetycznych*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2001.
- [6] CICHY M.: *Nowe teoretyczne ujęcie charakterystyki gęstości czasowej*. Silniki spalinowe Nr 2-3, 1986.



- [7] COMBE T., KOLLREIDER A., RIEL A., SCHYR CH.: *Modellabbildung des Antriebsstrangs-Echtzeitsimulation der Fahrzeugaengsdynamik*. MTZ 1/2005, s. 50-59.
- [8] GRONOWICZ J.: *Ochrona środowiska w transporcie lądowym*. Politechnika Poznańska, Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu, Radom 2003.
- [9] KRETZSCH M., GÜNTHER M., ELSNER N., ZWAHR S.: *Modellansätze für die virtuelle Applikation von Motorsteuergeräten*. MTZ 09/2009: 665-670.
- [10] KROPIWNICKI J.: *Influence of traffic conditions on the operating fuel consumption*. Developments in Mechanical Engineering, Gdańsk University of Technology Publishers, Gdańsk 2009, Volume 3.
- [11] KROPIWNICKI J.: *Koncepcja nowego testu energetycznego dla pojazdów samochodowych*. Archiwum Motoryzacji 2007, nr 2, s. 169-183.
- [12] KROPIWNICKI J.: *Możliwości parametrycznej identyfikacji warunków eksploatacji pojazdu samochodowego*. Journal of KONES: Powertrain and Transport Vol. 15, nr 4 (2008), s. 289-296.
- [13] KROPIWNICKI J.: *The possibilities of using of the engine multidimensional characteristics in fuel consumption prediction*. J. KONES 2002, vol. 9 nr 1-2 s. 127-133.
- [14] KULKARNI A. V., SAPRE R. R., SONCHAL CH. P.: *GPS-based methodology for drive cycle determination*. SAE 2005 World Congress & Exhibition, April 2005, Detroit, MI, USA, Session: Testing and Instrumentation (Part 1 & 2). SAE 2005, 2005-01-1060.
- [15] LEUNG D. Y. C., WILLIAMS D. J.: *Modelling of motor vehicle fuel consumption and emissions using a power-based model*. Environmental Monitoring and Assessment 65: 21-29, 2000.
- [16] LUDMANN J., WEILKES M.: *Fahrermodelle als Hilfsmittel fuer die Entwicklung von ACC-Systemen*. ATZ 5/1999, s. 306-314.
- [17] MERKISZ J.: *Ekologiczne problemy silników spalinyowych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998.
- [18] SIŁKA W.: *Teoria ruchu samochodu*. WNT, Warszawa 2002.
- [19] TZIRAKIS E., PITSAS K., ZANNIKOS F., STOURNAS S.: *Vehicle emissions and driving cycles: comparison of the athens driving cycle (ADC) with ECE-15 and european driving cycle (EDC)*. Global NEST Journal, Vol 8, No 3: 282-290, 2006.
- [20] YUNLONG W., XIANSHENG L., FENGTIAN C., YUZHONG G., SHIWU L.: *Fuel Consumption Model for Passenger Vehicle in China*. FISITA 2008 World Automotive Congress. F2008-10-029.

## Identification of real vehicle operating conditions with the use of specific energy consumption

### Summary

Car operating conditions are identified in this work by the energy consumed per distance covered and the vehicle mass (specific energy consumption), which contains impact of the traffic conditions as well as the style of driving. The factors mentioned above have influence on the amount of mechanical energy transferred to the driving wheels. The traffic and the style of driving can finally be described with a probability density function of the parameter: specific energy consumption. An influence of the vehicle mass on the specific energy consumption for selected synthetic tests as well as registered drives in the conditions of real traffic in the city of Gdansk have been presented. Examples of vehicle operating conditions identification as well as an influence of the average specific energy consumption on the operating fuel consumption in the propulsion phase have been presented.