

## Koncepcja nowego testu energetycznego dla pojazdów samochodowych

JACEK KROPIWNICKI

Politechnika Gdańska  
Wydział Mechaniczny

W pracy zaproponowana została koncepcja nowego testu energetycznego dla pojazdów samochodowych, którego wyniki będą reprezentatywne dla pełnego zakresu warunków ruchu spotykanych przez użytkowników pojazdów. Głównym zastosowaniem takiego testu będzie możliwość obiektywnej oceny efektywności energetycznej badanego pojazdu. Pełen zakres eksploatacji badanego pojazdu zostanie uwzględniony dzięki długoterminowej rejestracji parametrów pracy silnika i pojazdu w czasie jego codziennej eksploatacji.

### 1. Wstęp

Podczas oceny eksploatacyjnego zużycia paliwa pojazdów samochodowych najczęściej używanym parametrem jest przebiegowe zużycie paliwa ( $Q$  [ $\text{dm}^3/100 \text{ km}$ ]), który to wynik odnoszony jest do szczególnych warunków ruchu. Kierowcy stosują kilka uproszczonych kategorii warunków ruchu, dla których podawana jest wartość przebiegowego zużycia paliwa. Są to: jazda w mieście (czasami tworzona jest kategoria niższa – jazda w godzinach szczytu), jazda poza miastem (w warunkach Polski wyróżnia się jeszcze jazdę w szczególnie korzystnych warunkach poza miastem, tzn. po autostradzie) oraz jazda mieszana, na którą składają się dwa wcześniej wymienione stany eksploatacji w równym udziale. Chociaż taka kategoryzacja pozbawiona jest jednoznacznych granic cieszy się największą popularnością, ponieważ pozwala kierowcom prowadzić osobiście niezależne pomiary oraz stwarza niezwykłą łatwość interpretacji wyników. Zaufanie kierowców do takich wyników spowodowane jest również tym, że pomiary przebiegowego zużycia paliwa przeprowadzone są w rzeczywistych warunkach ruchu i uwzględniają: specyfikę warunków ruchu w określonym mieście lub dzielnicy oraz specyfikę sposobu prowadzenia pojazdu przez danego kierowcę. Testy zużycia paliwa prowadzone przez producentów pojazdów muszą być natomiast wykonywane według jednolitego wzorca z możliwie małym udziałem indywidualnego sposobu prowadzenia pojazdu. Daje to w efekcie powtarzalne wyniki, które mogą być wykorzystywane do porównania różnych pojazdów tej samej klasy

pod względem przebiegowego zużycia paliwa dla warunków ruchu określonych testem. Przykładem mogą być testy jezdne ze zdefiniowanym profilem prędkości pojazdu w czasie, wykonywane na hamowni podwoziowej, które wykorzystywane są do badań homologacyjnych pojazdów na obecność składników toksycznych w spalinach. Test NUDC (New Urban Driving Cycle) [1-5] wykonywany jest w Europie zgodnie z obowiązującą w Unii Europejskiej dyrektywą 94/12/EC i 96/69/EC oraz w krajach wywodzących się z RWPG z regulaminem ECE R83. Składa się on z dwóch części: segmentu miejskiego UDC (Urban Driving Cycle) oraz segmentu pozamiejskiego EUDC (Extra Urban Driving Cycle).

W USA opracowany został przez Amerykańską Agencję Ochrony Środowiska EPA (Environmental Protection Agency) podobny test FTP-75 (Federal Test Procedure) odwzorowujący ruch w mieście oraz test HWFET (Highway Federal Emissions Test) odwzorowujący ruch poza miastem [1-5].

Powyższe testy mają w założeniach odwzorowywać typowe warunki ruchu pojazdów w mieście lub poza miastem, które zostały rozpoznane w drodze badań rzeczywistego ruchu drogowego. Test FTP-75 i test UDC różnią się jednak znacząco od siebie nie tylko ze względu na inne warunki ruchu pojazdów w USA i Europie ale również ze względu na metodykę konstrukcji samego testu. Test FTP-75 jest zapisem rzeczywistego przebiegu prędkości w czasie, a test UDC jest przebiegiem prędkości w postaci uproszczonych elementów określonych na podstawie badań statystycznych warunków ruchu. Realizowaniu powyższych profili prędkości pojazdów na hamowni podwoziowej przez kierowców testowych towarzyszy kontrola składu spalin. Na podstawie składu spalin określane jest następnie zużycie paliwa metodą bilansu węgla.

Pomimo tego, że profil prędkości testu NUDC został opracowany w latach 60. nadal jest przez producentów samochodów bardzo chętnie wykorzystywany do określania zużycia paliwa pojazdów w warunkach klasyfikowanych według podobnych kryteriów jak czynią to kierowcy. Segment miejski profilu prędkości służy do wyznaczenia zużycia paliwa podczas jazdy w mieście, a segment pozamiejski podczas jazdy poza miastem [4]. Dla współczesnych warunków ruchu wyniki takich testów nie są jednak reprezentatywne, a obserwowane różnice w przebiegowym zużyciu paliwa osiągają bardzo duże wartości. Przykładowo: średnie przebiegowe zużycie paliwa, podczas badań 12. samochodów osobowych z silnikami ZI w warunkach testu reprezentatywnego dla Paryża, przewyższa o 89% zużycie określane zgodnie z warunkami testu NUDC [6]. Podobne prawidłowości co do różnic w rzeczywistym zużyciu paliwa i tym wykazywanym przez producentów samochodów na podstawie badań homologacyjnych (według testu NUDC) obserwują użytkownicy samochodów. Ponadto sterowniki współczesnych silników samochodowych są optymalizowane w celu zmniejszenia emisji substancji szkodliwych i zużycia paliwa dla warunków szczególnego zakresu pracy, tj. dla warunków testu NUDC [7, 8].

Jak wynika z powyższych rozważań ocena eksploatacyjnego zużycia paliwa prowadzona przez kierowców samochodów napotyka na podstawowe trudności związane z brakiem wiarygodnego wzorca, z którym pomierzone w czasie eksploatacji zużycie



paliwa można porównać. Tworzenie testów reprezentatywnych dla jednego miasta, bądź dzielnicy nie wydaje się być rozwiązaniem perspektywicznym chociażby ze względu na skalę takiego przedsięwzięcia. Konieczne byłoby np. badanie wszystkich typów sprzedawanych pojazdów przy użyciu testów drogowych, opracowanych dla kolejnych lokalnych warunków ruchu. Ponadto testy takie przy aktualnej dynamice rozwoju motoryzacji i infrastruktury miast należałoby często aktualizować.

Alternatywnie opis warunków ruchu pojazdu może zostać wykonany poprzez wyznaczenie dwuwymiarowych rozkładów prawdopodobieństwa stanów pracy silnika [9, 10]. Redukując opis stanu pracy silnika do dwóch parametrów najwygodniej jest posługiwać się momentem obrotowym ( $M_o$ ) oraz prędkością obrotową ( $n$ ). Dwuwymiarowy rozkład prawdopodobieństwa stanu pracy silnika można wówczas przedstawić w postaci równania:

$$f_s = f(M_o, n) \quad (1)$$

Określenie  $M_o$  oraz  $n$  możliwe jest na drodze pomiarowej lub obliczeniowej. Chwilowe wartości  $M_o$  oraz  $n$  wynikają z wartości poboru mocy przez układ napędowy pojazdu oraz nastaw (np. wybranego biegu) i parametrów konstrukcyjnych układu napędowego (np. promienia dynamicznego koła). Wyznaczenie funkcji rozkładu prawdopodobieństwa stanów pracy silnika w formie dyskretnej wymaga określenia pola pracy silnika i podzielenia go na prostokątne elementy ( $\Delta L_s$ ) o wymiarach:

$$\Delta M_o = \frac{M_{o\max} - M_{o\min}}{i_{\max}}, \quad (2)$$

$$\Delta n = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{j_{\max}}, \quad (3)$$

gdzie:

$i_{\max}, j_{\max}$  – liczby całkowite określające ilość elementów  $\Delta L_s$ , na które podzielone zostało pole pracy silnika,

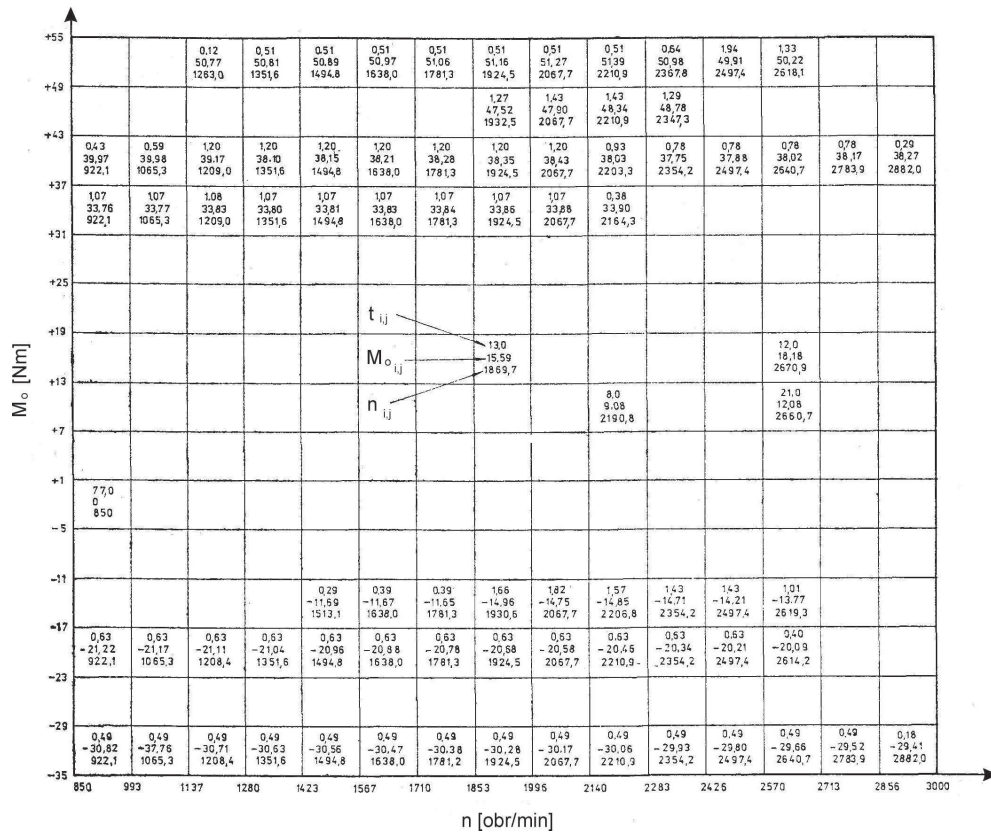
a następnie przypisaniu poszczególnym elementom prawdopodobieństwa zdarzenia, że punkt pracy silnika opisany parametrami:  $M_o$  oraz  $n$  leży w polu tego elementu. W pracy [9] dwuwymiarowy rozkład prawdopodobieństwa przedstawiono jako charakterystykę gęstości czasowej, tzn. poszczególnym elementom pola pracy silnika  $\Delta L_s$  przypisane zostało nie prawdopodobieństwo a czas ( $t$  [s]) współpracy silnika z odbiornikiem energii, w którym parametry:  $M_o$  oraz  $n$  należą do pola  $\Delta L_s$  oznaczonego numerami  $i, j$  (rys. 1). Uzyskana charakterystyka gęstości czasowej może następnie zostać użyta do określenia przybliżonego średniego zużycia paliwa na podstawie statycznej trójwymiarowej charakterystyki zużycia paliwa konkretnego silnika:

$$\bar{G}_e = \sum_{i=1}^{i_{\max}} \sum_{j=1}^{j_{\max}} \left[ \frac{t_{i,j}}{t_c} \cdot G_e(M_{oi,j}, n_{i,j}) \right] \quad [\text{kg/h}] \quad (4)$$

gdzie:

$t_c$  [s] – całkowity czas trwania testu lub okresu eksploatacji.





Rys. 1. Czas pracy  $t$  [s] w polu elementu  $\Delta L_{s_i,j}$  dla silnika samochodu Polonez w teście jezdnym ECE-15 [9].

Fig. 1. Engine from vehicle Polonez time of operation  $t$  [s] in area of element  $\Delta L_{s_i,j}$  for driving cycle conditions ECE-15 [9].

Obliczone tą drogą średnie zużycie paliwa stanowić może wzorzec do porównywania zmierzonego w czasie eksploatacji zużycia paliwa. Pomimo tego, że wartość wzorcowa zużycia paliwa obliczona została dla tych samych warunków eksploatacji, w jakich użytkowany był pojazd to możliwe jest popełnienie pewnego błędu, wynikającego z użycia charakterystyki statycznej do określenia zużycia paliwa w warunkach niestabilnych.

Współczesne sterowniki samochodów ciężarowych oraz autobusów w dużej mierze automatycznie rejestrują uproszczoną charakterystykę gęstości czasowej w formie dyskretnej za przyjęty okres eksploatacji, co czyni opisaną powyżej metodę szczególnie perspektywiczną.

W niniejszej pracy zaproponowana została koncepcja nowego testu energetycznego dla pojazdów samochodowych, którego wyniki będą reprezentatywne dla pełnego zakresu warunków ruchu spotykanych przez użytkowników współczesnych pojazdów. Głównym zastosowaniem takiego testu będzie możliwość obiektywnej oceny efektywności energetycznej badanego pojazdu dla pełnego zakresu jego eksploatacji. Pełen zakres eksploatacji badanego pojazdu zostanie uwzględniony dzięki długoterminowej rejestracji parametrów pracy silnika i pojazdu w czasie jego codziennej eksploatacji. Wykonanie pomiarów parametrów niezbędnych do analizy energetycznej nie wiąże się więc z zastosowaniem hamowni podwoziowej a z odpowiednią obróbką cyfrową informacji dostępnych w sterownikach współczesnych pojazdów.

## 2. Związek przebiegowego zużycia paliwa z energią mechaniczną dostarczaną do kół napędowych

Koncepcja nowego testu energetycznego dla pojazdów samochodowych bazuje na spostrzeżeniu, iż dla wybranego egzemplarza samochodu przebiegowe zużycie paliwa pozostaje w ścisłej korelacji z energią mechaniczną dostarczoną do kół napędowych w czasie cyklu pomiarowego, odniesioną do przejechanej drogi i masy pojazdu. Zależność powyższa może być aproksymowana funkcją liniową w postaci:

$$Q = k_1 \cdot \Phi + k_0 \quad (5)$$

gdzie:

$Q$  [dm<sup>3</sup>/100 km] – przebiegowe zużycie paliwa (z wyłączeniem paliwa zużywanego przez silnik na biegu jałowym),

$$\Phi = \frac{E}{L \cdot m} \text{ [J/(m} \cdot \text{kg)] – energochłonność jednostkowa [4], \quad (6)$$

$E$  – energia mechaniczna dostarczona przez układ przeniesienia napędu (UPN) do kół w czasie cyklu pomiarowego  $t_c$ ,

$L$  – całkowita droga pokonana przez pojazd,

$m$  – masa całkowita pojazdu,

$k_1, k_0$  - współczynniki funkcji aproksymującej.

Z analizy pozwalającej wyznaczyć zależność (5) wyłączone zostały niewłaściwe stany eksploatacji będące wynikiem złego wyboru biegu w przekładni wybieralnej. Mogą one prowadzić do zwiększenia zużycia paliwa, np. jazda z wybranym II biegiem w przekładni wybieralnej przy stałej prędkości 70 km/h, jak również do zmniejszenia zużycia paliwa, np. przyspieszenie od prędkości 40 km/h z wybranym IV biegiem. Eliminacja niewłaściwych stanów eksploatacji jest prowadzona poprzez rozpoznanie zastrzeżonych konfiguracji: wybranego biegu, osiąganego przez pojazd przyspieszenia oraz prędkości obrotowej silnika. Eliminacja taka ma miejsce wyłącznie wtedy, gdy takie samo przyspieszenie i prędkość pojazd może osiągnąć na innym „właściwym” biegu.



Wyniki doświadczeń prowadzonych w warunkach ruchu ulicznego [4] potwierdzają wstępnie przyjętą tezę (5). Były one jednak wykonane z uwzględnieniem paliwa zużywanego przez silnik w czasie pracy na biegu jałowym, a więc w czasie gdy układ napędowy nie dostarcza energii kołom. Ponadto w zaproponowanej w niniejszej pracy metodzie uwzględnione mają być również krótkotrwałe stany pracy związane z dużą energochłonnością przebiegową, np. intensywne przyspieszanie. Konieczne jest w związku z tym taktowanie kolejnych pomiarów przyjętymi zdarzeniami: zmiana biegów, osiągnięcie założonej drogi lub czasu próby. W zamieszczonym poniżej przykładzie obliczeniowym cykle pomiarowe kończyły się po osiągnięciu przez pojazd założonej drogi.

W niniejszej pracy zaprezentowane zostaną 2 przykłady obliczeniowe wyznaczania zależności (5) na podstawie symulacji pracy układów napędowych dwóch pojazdów z silnikami ZI. W pracy posłużono się symulacją, by ograniczyć wstępne koszty badań.

Energia mechaniczna przekazywana kołom napędowym może być obliczona na 2 sposoby. Pierwszy sposób wymaga pomiarów momentu obrotowego silnika  $M_o$  [11] i prędkości obrotowej  $n$  oraz określenia sprawności układu przeniesienia napędu  $\eta_{UPN}$ :

$$E = \int_0^{t_c} (M_o \cdot \omega \cdot \eta_{UPN}) dt \quad (7)$$

gdzie:  $t_c$  – długość cyklu pomiarowego,  
 $\omega = 2\pi n$  – prędkość kątowna silnika.

Drugi sposób wymaga określenia energii przeznaczanej, w czasie przyjętego cyklu pomiarowego  $t_c$ , na pokrycie oporów toczenia:

$$E_t = \int_0^{t_c} (F_t \cdot V) dt \quad (8)$$

gdzie:  $F_t$  – siła oporów toczenia pojazdu,  
 $V$  – prędkość pojazdu,  
i oporów powietrza pojazdu:

$$E_p = \int_0^{t_c} (F_p \cdot V) dt \quad (9)$$

gdzie:  $F_p$  – siła oporów powietrza,  
oraz energii przeznaczanej na wzrost energii kinetycznej pojazdu (w wyniku przyspieszania):

$$\Delta E_k = m_{zj} \frac{V^2}{2} \Big|_0^{t_c} \quad (10)$$

gdzie:  $m_{zj}$  – masa zredukowana pojazdu,

i wzrost energii potencjalnej pojazdu (w wyniku pokonywania wzniesień):

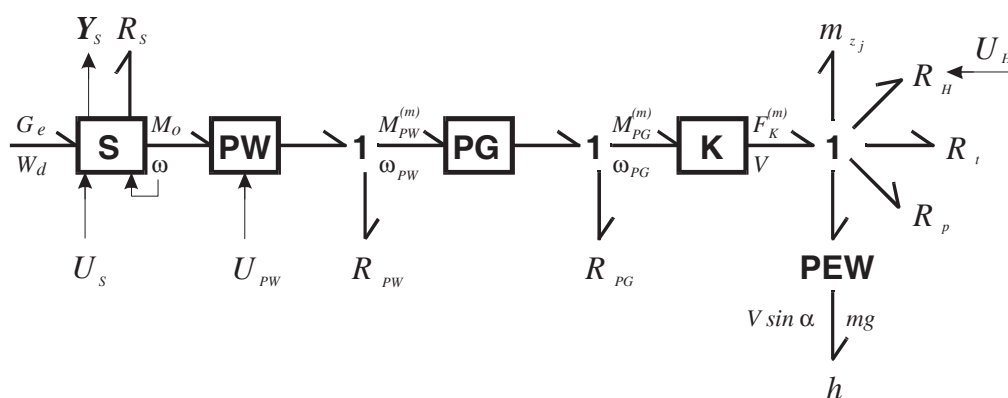
$$\Delta E_h = m \cdot g \cdot h|_0^{t_c} \quad (11)$$

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

Energia mechaniczna przekazywana kołom napędowym może być wówczas obliczona według następującego równania [12]:

$$E = E_t + E_p + \Delta E_k + \Delta E_h \quad (12)$$

W niniejszej pracy wykorzystano sposób opisany równaniem (12) na określenie energii mechanicznej przekazywanej kołom napędowym. Przy obliczaniu poszczególnych składników równania (12) oraz wyznaczaniu parametrów pracy silnika:  $M_o$ ,  $\omega$  wykorzystano model silnika i pojazdu samochodowego opracowanego w Katedrze Silników Spalinowych i Sprężarek (SSiS) Politechniki Gdańskiej (rys. 2) [13, 14]. Model układu przeniesienia napędu oraz oporów ruchu pojazdu wykonany został z użyciem metody grafów wiązań i równań stanu, która daje możliwość modelowania elementów o różnej naturze fizycznej [13]. Jest to niezwykle istotne przy analizie energetycznej pojazdów o złożonej i zróżnicowanej strukturze energetycznej, np. w przypadku pojazdów hybrydowych.



Rys. 2. Model pojazdu w formie grafów wiązań.  
 Fig. 2. Vehicle's model in bond graph form.

W tradycyjnym układzie napędowym (rys. 2) powiązanie modelu silnika (**S**) oraz modelu oporów ruchu następuje przez przekładnię wybieralną (**PW**), przekładnię główną (**PG**) oraz koła jezdne (**K**). Siły niezachowawcze związane są z oporami tocznienia ( $R_t$ ), oporami powietrza ( $R_p$ ) oraz oporami hamowania ( $R_H$ ). Wyodrębniono 2 akumulatory energii związane z siłami zachowawczymi: energii kinetycznej w postaci zredukowanej masy ( $m_{z_j}$ ) oraz energii potencjalnej w postaci położenia na drodze ( $h$ ). Wprowadzenie modulowanego przetwornika energii (**PEW**) wynikało z przyjęcia różnych kierunków wektorów dla sił równoległych do drogi i sił grawitacji określających energię potencjalną. Kąt  $\alpha$  określa odchylenie drogi od poziomu.

Zużycie paliwa zostało obliczone przy wykorzystaniu matematycznego modelu zawierającego wielowymiarową charakterystykę statyczną silnika [15, 16].

W systemach energetycznych, w których źródłem energii jest silnik spalinywy, można określić wielowymiarową, statyczną charakterystykę silnika zdefiniowaną jako funkcja wektorowa:

$$Y_S = f(M_o, \omega); (M_o, \omega) \in L_S \quad (13)$$

gdzie:

$Y_S$  – wektor parametrów charakterystyki wielowymiarowej (jej parametrami mogą być: sekundowe zużycie paliwa, sprawność ogólna silnika, położenie organu sterowania silnikiem, jednostkowa emisja składników toksycznych, itd.),

$L_S$  – zbiór możliwych do osiągnięcia punktów pracy silnika ( $M_o, \omega$ ).

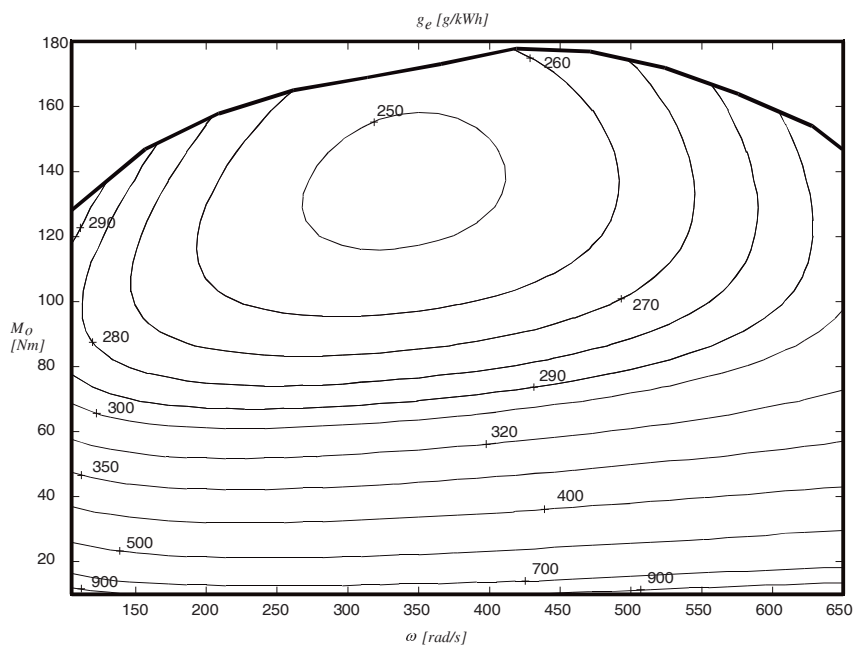
W niniejszych badaniach wektor  $Y_S$  zawiera tylko jeden potrzebny do badań symulacyjnych parametr i jest to godzinowe zużycie paliwa  $G_e$ . Wymagana do symulacji funkcja powstała poprzez aproksymację zależności nazywanej charakterystyką ogólną zużycia paliwa:

$$G_e = f(\omega, M_o). \quad (14)$$

Przestrzenny przebieg (14) został uzyskany w czasie badań hamownianych silników w stanach ustalonych. Następnie charakterystykę zużycia paliwa aproksymowano trójwymiarową funkcją, która została opracowana w Katedrze SSiS [17] i bazuje na funkcji typu "Spline", która składa się z wielomianów stopnia  $N$  sklejanym w węzłach  $j=1...K$ . Spotykające się w węzłach wielomiany są tego samego stopnia ( $N$ ), mają takie same wartości oraz wartości pochodnych do wysokości  $N-1$ . Użycie charakterystyki statycznej do celów symulacji pracy silnika w warunkach nieustalonych może powodować powstanie pewnych błędów, lecz jest to powszechnie stosowane rozwiązanie, gdy istotna jest szybkość obliczeń [12, 15, 18]. Ponadto doświadczenia własne autora wykazują iż popełniane błędy są w przypadku współczesnych silników ZI małe [16]. Na rysunku 3 pokazany został przebieg jednostkowego zużycia paliwa silnika pierwszego samochodu uzyskany zgodnie z zależnością:

$$g_e = \frac{G_e(\omega, M_o)}{\omega \cdot M_o} \quad (15)$$





Rys. 3. Przebieg jednostkowego zużycia paliwa pojazdu nr 1 aproksymowany trójwymiarową funkcją.

Fig. 3. Specific fuel consumption of 1<sup>st</sup> vehicle, approximated by three-dimensional function.

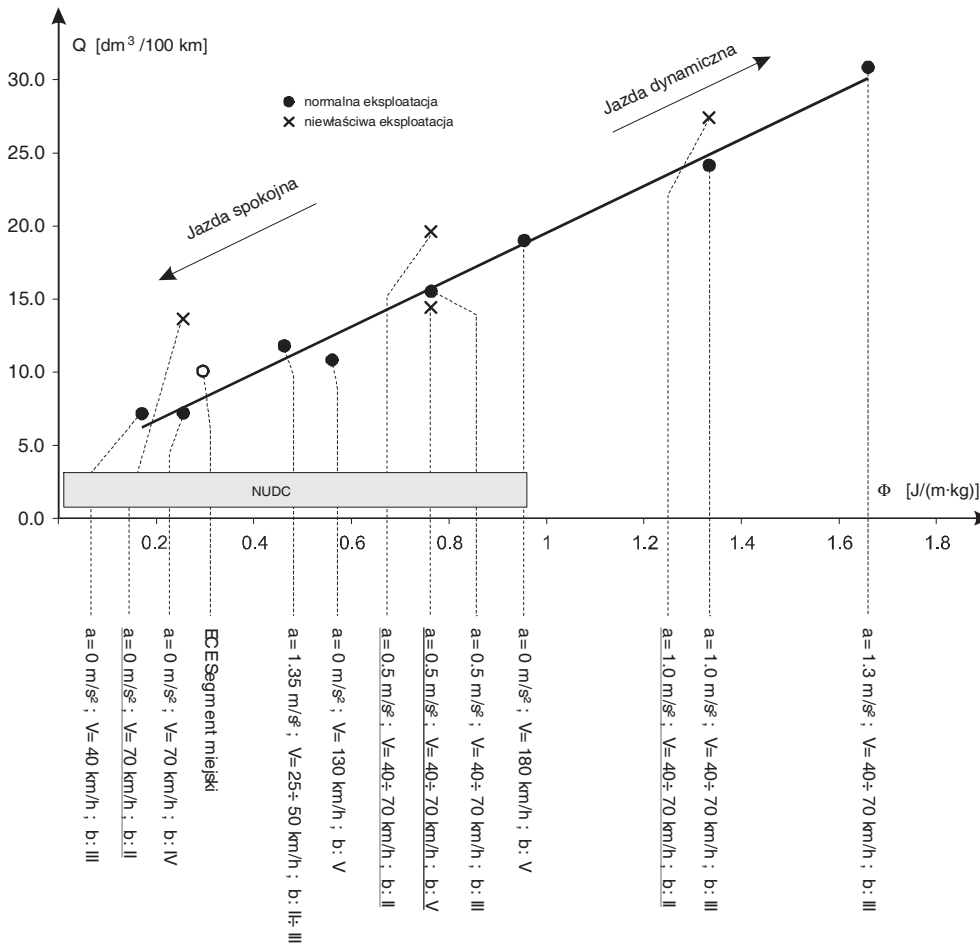
W tabeli 1 przedstawione zostały wybrane parametry modelowanych pojazdów.

Tabela 1. Wybrane parametry modelowanych pojazdów.

Table 1. Selected parameters of modeled vehicles.

Nazwa parametru		Wartość parametru	
		pojazd 1	pojazd 2
Masa samochodu,	$m$ [kg]	1830	1480
Promień dynamiczny,	$r_d$ [mm]	289	305
Przełożenie przekładni głównej,	$i_g$	3,91	3,73
Przełożenie na biegu I,	$i_{bI}$	3,91	3,91
Wsp. oporu powietrza,	$C_x$	0,30	0,32
Wsp. oporu toczenia (gładki asfalt),	$f_{to}$	0,012	0,012
Sprawność ukl. przen. napędu,	$\eta_{UPN}$	0,90	0,91

Prezentowane poniżej wyniki symulacji pracy układów napędowych pojazdów: 1 i 2 przygotowane zostały z użyciem rzeczywistych charakterystyk statycznych silników opracowanych według metody (13). Do symulacji pracy układu przeniesienia napędu oraz oporów ruchu pojazdu został użyty model przedstawiony na rysunku 2. W obliczeniach przyjęto, iż sprawność układu przeniesienia napędu  $\eta_{UPN}$  jest stała. Jest to powszechna praktyka przy realizacji podobnych zagadnień badawczych [4, 13]. Przyjęto również, iż współczynnik mas wirujących  $\delta$  jest stały i wynosi 1. Na rysunku 4 przedstawiono wyniki badań symulacyjnych pojazdu nr 1 wraz ze szczegółowym opisem warunków pracy pojazdu.



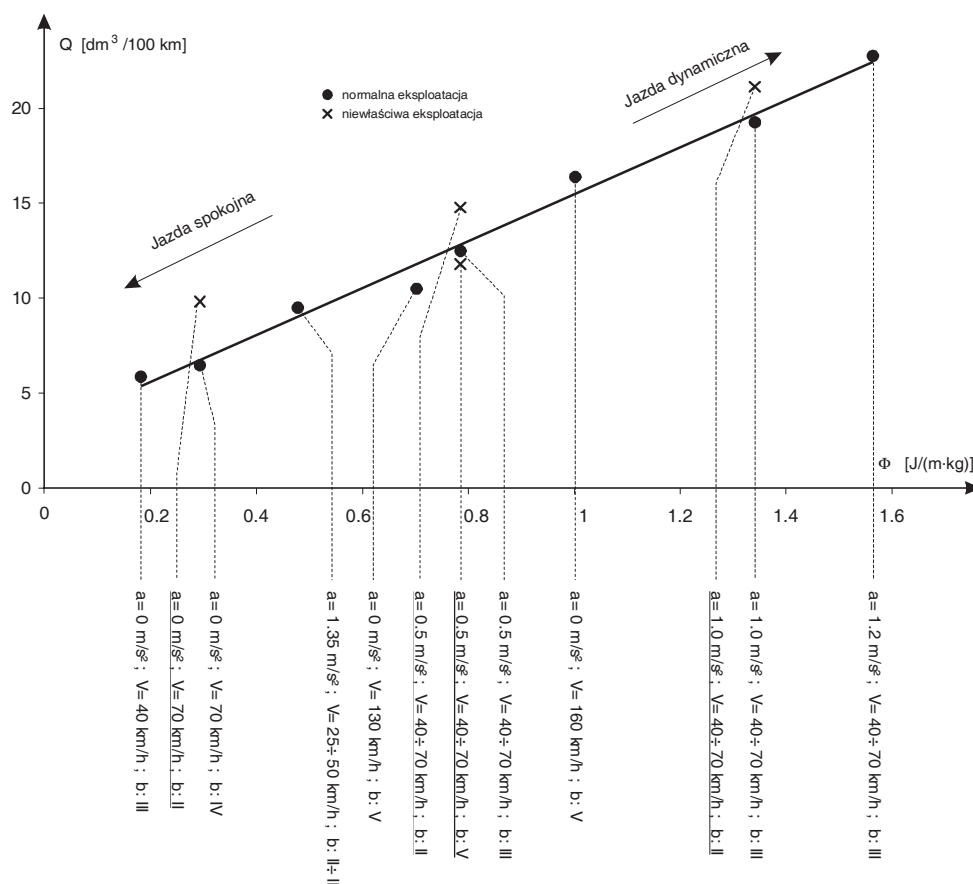
Rys. 4. Wyniki badań symulacyjnych pojazdu nr 1.

Fig. 4. Results of simulation tests for 1<sup>st</sup> vehicle.

W dolnej części rysunku 4 podano: maksymalne przyspieszenie, które osiąga pojazd ( $a$ ), zakres zmian prędkości postępowej ( $V$ ) oraz numery biegów, które były wykorzy-

stane w trakcie testu (*b*). Kropkami zaznaczone zostały stany eksploatacji, które uwzględniono przy wyznaczaniu prostej aproksymacyjnej (5). Krzyżykami natomiast zaznaczone zostały niewłaściwe stany eksploatacji, które nie zostały uwzględnione przy konstruowaniu prostej aproksymacyjnej (5). Szarym polem z oznaczeniem NUDC oznaczono zakres zmian parametru  $\Phi$  w cyklu jezdnym NUDC.

Przedstawione na rysunku 4 warunki pracy pojazdu nr 1 obejmują zarówno krótkie stany rozpędzania pojazdu, jak również jazdę pojazdu ze stałą prędkością, a więc warunki ustalone. Odpowiednio duże wartości parametru  $\Phi$  osiągnięto dzięki skróceniu wybranych do analizy fragmentów pracy układu napędowego pojazdu, np.: bardzo intensywne przyspieszanie na biegu III (ostatni punkt włączony do analizy).



Rys. 5. Wyniki badań symulacyjnych pojazdu nr 2.

Fig. 5. Results of simulation tests for 2<sup>nd</sup> vehicle.

Dla porównania, warunki pracy pojazdu odpowiadające spokojnej jeździe mogą zostać uzyskane podczas realizacji segmentu miejskiego testu NUDC. Na tej podstawie można wnioskować, że rejestracja rzeczywistych długotrwałych warunków pracy będzie

powodować znaczące zawężanie analizowanych zakresów zmian parametru  $\Phi$  i dlatego podczas tworzenia prostej aproksymacyjnej (5) należy wyodrębnić również krótkie stany pracy odpowiadające dużym wartościom  $\Phi$ . Wykonana na rysunku 4 aproksymacja liniowa przebiegowego zużycia paliwa  $Q$  potwierdza wstępnie przyjętą tezę (5) o zachowaniu ścisłej korelacji przebiegowego zużycia paliwa z energochłonnością jednostkową  $\Phi$ , po odrzuceniu z analizy punktów odpowiadających niewłaściwej eksploatacji układu napędowego. Aproksymacja została wykonana z użyciem metody najmniejszych kwadratów a współczynnik korelacji osiągnął w tym wypadku bardzo dużą wartość:  $\rho = 0.994$ .

Podobne rezultaty osiągnięto przy analizie pracy układu napędowego pojazdu nr 2. Wyniki analogicznej symulacji jak dla pojazdu nr 1 zamieszczono na rysunku 5. Aproksymacja dla danych zamieszczonych na rysunku 5 wykonana została również przy bardzo dużym współczynniku korelacji:  $\rho = 0.993$ .

### 3. Analiza wyników

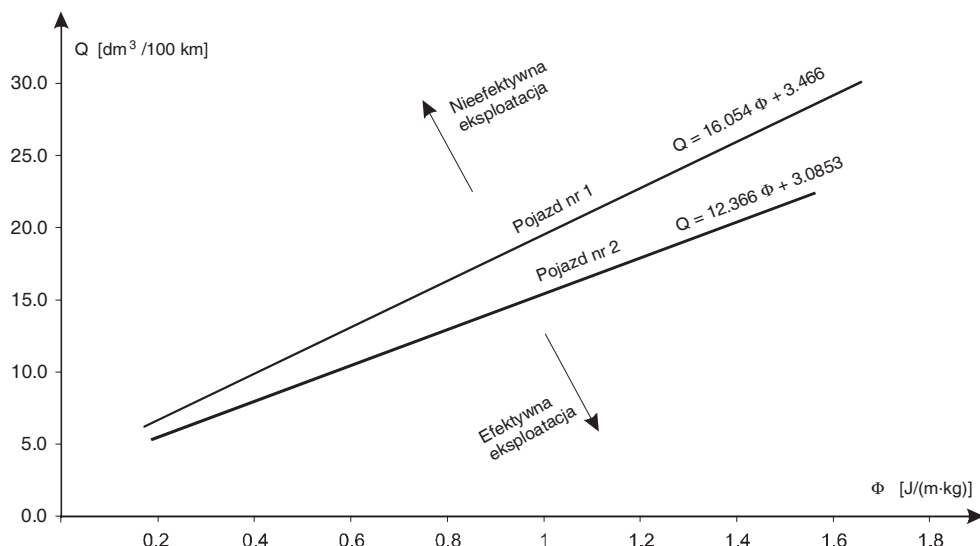
Uzyskane proste aproksymacyjne w przykładach przedstawionych na rysunkach 4 i 5 można traktować jako funkcyjny lub dwuparametrowy (współczynniki  $k_1$  i  $k_0$ ) opis efektywności pracy układu napędowego. W odróżnieniu od dotychczas używanego przebiegowego zużycia paliwa  $Q$  [dm<sup>3</sup>/100 km] opis za pomocą funkcji (5) obejmuje pełen zakres pracy układu napędowego. Nie następuje tutaj także niejednoznaczna klasyfikacja warunków pracy na ruch miejski i pozamiejski.

Na rysunku 6. pokazane zostało wzajemne położenie prostych aproksymacyjnych (5) uzyskanych w czasie badań symulacyjnych pojazdów nr 1 i nr 2. Na rysunku 6 pokazane zostały również równania opisujące proste aproksymacyjne. Wyniki badań symulacyjnych pojazdów nr 1 i 2 pokazują jednoznacznie, iż pojazd nr 2 posiada układ napędowy, który pracuje bardziej efektywnie przy każdych spotykanych warunkach ruchu. Warunki ruchu pojazdu opisane są parametrem  $\Phi$ , którego wartość dla założonego czasu trwania cyklu  $t_c$ , można obliczyć korzystając z równania (6). Wynikającą stąd oszczędność w zużyciu paliwa można obliczyć, przyjmując bądź jedną określoną wartość  $\Phi$ , bądź też jej przedział zmian z przypisaną do niego funkcją gęstości rozkładu parametru  $\Phi$ :

$$f_{\Phi} = f(\Phi) \quad (16)$$

Funkcja gęstości rozkładu  $f_{\Phi}$  jest funkcją charakteryzującą określone miejsce eksploatacji (intensywność ruchu) oraz sposób prowadzenia pojazdu i może być wyznaczona na drodze okresowej rejestracji podstawowych parametrów opisujących warunki ruchu pojazdu: prędkość, przyspieszenie, wybrany bieg w przekładni wybieralnej, kąt pochylenia drogi (wartość wyznaczana z użyciem czujnika przyspieszenia i przebiegu prędkości postępowej pojazdu).

W przypadku, gdy proste aproksymacyjne (5) przecinają się (rys. 7), jednoznaczne określenie, który z pojazdów posiada bardziej efektywny układ napędowy nie jest możliwe. W takim wypadku należy do analizy włączyć funkcję gęstości rozkładu parametru  $\Phi$  (16).



Rys. 6. Wzajemne położenie prostych aproksymacyjnych (5) uzyskanych w czasie badań symulacyjnych pojazdów nr 1 i nr 2.  
 Fig. 6. Relative position of approximation straight (5), which have been obtained during simulation tests of 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> vehicles.

Na rysunku 7 pokazane zostały przykładowe przecinające się proste aproksymacyjne oraz przykładowa funkcja  $f_{\Phi}$ . Przy obciążeniu układu napędowego według funkcji  $f_{\Phi}$  zaproponowanej na rysunku 7 decydujący wpływ na wybór jednostki efektywniejszej będzie miało niewątpliwie jej przebiegowe zużycie paliwa  $Q$  w obszarze tzw. „jazdy spokojnej”. W ogólnym przypadku dysponując funkcją  $f_{\Phi}$ , określającą sposób eksploatacji pojazdu, można wyznaczyć przeciętne zużycie paliwa przez pojazd na podstawie równania:

$$\bar{Q} = \int_{\Phi_{min}}^{\Phi_{max}} [f_{\Phi}(k_1 \cdot \Phi + k_0)] d\Phi \tag{17}$$

gdzie:

$\Phi_{min}, \Phi_{max}$  – granice zmian parametru  $\Phi$ .

Dla przyjętych granic zmian parametru  $\Phi$  spełniony musi być ponadto warunek:

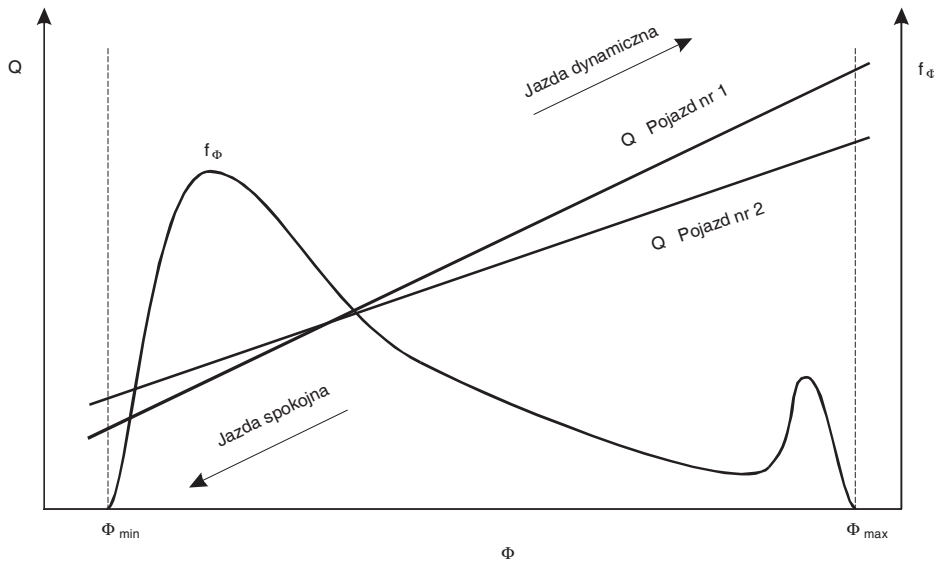
$$\int_{\Phi_{min}}^{\Phi_{max}} f_{\Phi} d\Phi = 1 \tag{18}$$

Uproszczoną analizę efektywności układów napędowych pojazdów można także wykonać wykorzystując wskaźnik równy polu zamkniętemu pod prostą aproksymacyjną (5):

$$ef = \frac{1}{2} (Q|_{\Phi_{max}} + Q|_{\Phi_{min}}) \cdot (\Phi_{max} - \Phi_{min}) \tag{19}$$



Przyjmując, że:  $f_{\Phi} = const$  mniejsza wartość tego wskaźnika będzie odpowiadała bardziej efektywnemu układowi napędowemu.



Rys. 7. Wzajemne położenie przecinających się prostych aproksymacyjnych (5) wraz z funkcją gęstości rozkładu parametru  $\Phi$ .

Fig. 7. Relative position of approximation straights (5) with density function of distribution of parameter  $\Phi$ .

#### 4. Nowy test energetyczny dla pojazdów samochodowych

Koncepcja nowego testu energetycznego polega na wyznaczeniu w czasie regularnej eksploatacji pojazdu zbioru punktów:  $\{Q; \Phi\}$  poprzez pomiar i rejestrację podstawowych parametrów pracy silnika i pojazdu. Zakłada się, iż parametr  $\Phi$  zostanie wyznaczony przy użyciu metody (7) lub (12), natomiast przebiegowe zużycie paliwa  $Q$  zostanie obliczone na podstawie czasu otwarcia wtryskiwacza oraz prędkości obrotowej silnika [19]. Wynikiem przeprowadzonego testu będzie wyznaczenie prostej aproksymacyjnej opisanej równaniem (5), której położenie określa efektywność układu napędowego pojazdu dla pełnego zakresu jego pracy. Im „niżej” prosta (5) jest położona tym większa jest efektywność pracy układu napędowego pojazdu. Wykorzystania prostej aproksymacyjnej (5) upatruje się głównie przy porównaniach różnych pojazdów pod względem efektywności pracy ich układów napędowych (zużycia paliwa dla tych samych warunków pracy). Prosta aproksymacyjna (5) może stanowić metrykę energetyczną pojazdu a jej bieżące, zbyt „wysokie” położenie może kwalifikować pojazd do naprawy bądź wycofania z ruchu ze względu na zbyt dużą emisję  $CO_2$  (w przypadku, gdy ograniczenie takie zostanie już wprowadzone).

## Literatura

- [1] CHŁOPEK Z.: *Ochrona środowiska naturalnego*. WKiŁ, Warszawa 2002.
- [2] GRONOWICZ J.: *Ochrona środowiska w transporcie lądowym*. Politechnika Poznańska, Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu, 2003.
- [3] MERKISZ J.: *Ekologiczne problemy silników spalinowych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998.
- [4] SIŁKA W.: *Teoria ruchu samochodu*. WNT, Warszawa 2002.
- [5] MERCEDES-BENZ: *Grenzwerte, Vorschriften und Messung der Abgas-Emissionen sowie Berechnung des Kraftstoffverbrauchs aus dem Abgastest*.
- [6] 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.
- [7] ABAFFY J., RUDZIŃSKA K., i in.: *Modeling and optimizing fuel consumption and pollutant emissions in a car*. Instituto Universitario di Bergamo 1987.
- [8] NITA J., SCHUBRING T.: *Zastosowanie funkcji sklepanych w modelowaniu silnika benzynowego dla syntezy jego sterowania*. Journal of KONES, Warszawa-Gdańsk 1998, ss. 145-151.
- [9] CICHY M.: *Nowe teoretyczne ujęcie charakterystyki gęstości czasowej*. Silniki spalinowe Nr 2-3, 1986.
- [10] CHŁOPEK Z.: *Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych*. Oficyna Wydawnicza Politechnik Warszawskiej, Warszawa 1999.
- [11] FEHRENBACH H., HOHMANN C., SCHMIDT TH., SCHULTALBERS W., RASCHE H.: *Bestimmung des Motordrehmoments aus dem Drehzahlsignal*. MTZ 12/2002, s. 1020-1027.
- [12] COMBE T., KOLLREIDER A., RIEL A., SCHYR CH.: *Modellabbildung des Antriebsstrangs-Echtzeitsimulation der Fahrzeuglaengsdynamik*. MTZ 1/2005, s. 50-59.
- [13] CICHY M.: *Modelowanie systemów energetycznych*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2001.
- [14] CICHY M., KROPIWNICKI J.: *Model procesu hamowania w pojeździe hybrydowym*. Archiwum Motoryzacji, Wydawnictwo Naukowe PTNM 2005/4, s. 309-320.
- [15] 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.
- [16] KROPIWNICKI J.: *The possibilities of using of the engine multidimensional characteristics in fuel consumption prediction (Możliwości użycia charakterystyki wielowymiarowej silnika w obliczeniach zużycia paliwa)*. J. KONES 2002 vol. 9 nr 1-2 s. 127-133.
- [17] KROPIWNICKI J.: *“The Application of spline function for approximation of engine characteristics”*. Archiwum Motoryzacji, PWN Warszawa 2000/4, s. 19-21.
- [18] LUDMANN J., WEILKES M.: *Fahrermodelle als Hilfsmittel fuer die Entwicklung von ACC-Systemen*. ATZ 5/1999, s. 306-314.
- [19] KNEBA Z., KROPIWNICKI J.: *Pośrednie metody pomiaru chwilowego zużycia paliwa w silniku ZI o wtrysku pośrednim*. V Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna Pojazd a Środowisko: Jedlnia-Letnisko, 13÷15 czerwca 2005, Wydaw. P. Radom., 2005. - S. 159-166.

## Conception of new energetic test for vehicles

### S u m m a r y

In the paper conception of new energetic test for vehicles has been presented. Results of the test will be representative for full range of operation conditions, which can be meet by vehicle users. Main application for such test will be possibility of objective estimation of tested vehicle's energetic efficiency. Full range of vehicle's operation conditions will be included using long-period engine's and vehicle's parameters recording during ordinary use.