

JACEK KROPIWNICKI

OCENA EFEKTYWNOŚCI  
ENERGETYCZNEJ  
POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH  
Z SILNIKAMI SPALINOWYMI

POLITECHNIKA GDAŃSKA

*monografie*

*110*

POLITECHNIKA GDAŃSKA

JACEK KROPIWNICKI

OCENA EFEKTYWNOŚCI  
ENERGETYCZNEJ  
POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH  
Z SILNIKAMI SPALINOWYMI



GDAŃSK 2011

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO  
WYDAWNICTWA POLITECHNIKI GDAŃSKIEJ

*Romuald Szymkiewicz*

REDAKTOR PUBLIKACJI NAUKOWYCH

*Janusz T. Cieśliński*

REDAKTOR SERII

*Marek Szkodo*

RECENZENCI

*Jerzy Ejsmont*

*Jerzy Merkisz*

PROJEKT OKŁADKI

*Jolanta Cieślawska*

Wydano za zgodą  
Rektora Politechniki Gdańskiej

Oferta wydawnicza Politechniki Gdańskiej jest dostępna na stronie  
[www.pg.gda.pl/WydawnictwoPG](http://www.pg.gda.pl/WydawnictwoPG)

© Copyright by Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej  
Gdańsk 2011

Utwór nie może być powielany i rozpowszechniany, w jakiegokolwiek formie  
i w jakikolwiek sposób, bez pisemnej zgody wydawcy

ISBN 978-83-7348-357-6

# SPIS TREŚCI

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW .....	5
1. WPROWADZENIE .....	7
2. STAN WIEDZY .....	9
2.1. Metody oceny efektywności energetycznej pojazdów.....	9
2.1.1. Sprawność eksploatacyjna pojazdu .....	9
2.1.2. Przebiegowe zużycie paliwa.....	12
2.1.3. Inne wskaźniki porównawcze.....	13
2.2. Metody identyfikacji warunków eksploatacji pojazdów.....	13
2.2.1. Profil prędkości pojazdu.....	13
2.2.2. Założona trasa przejazdu .....	15
2.2.3. Średnia prędkość jazdy .....	17
2.2.4. Moc dostarczana do kół napędowych.....	18
2.2.5. Energochłonność przebiegowa, energochłonność jednostkowa .....	18
2.2.6. Rozkład prawdopodobieństwa stanów pracy silnika .....	23
2.2.7. Rozkład prawdopodobieństwa stanów pracy pojazdu .....	25
2.2.8. Styl jazdy kierowcy .....	25
2.3. Podsumowanie stanu wiedzy .....	26
3. CEL I ZAKRES PRACY .....	28
4. ZAŁOŻENIA DLA PRZYJĘTEJ METODYKI BADAŃ .....	31
4.1. Informacje wstępne.....	31
4.2. Pomiar parametrów pracy silnika i pojazdu z wykorzystaniem pokładowej sieci CAN ...	33
4.3. Pomiar parametrów trakcyjnych pojazdu z wykorzystaniem systemu GPS .....	36
4.3.1. Korekta sygnału wysokości pochodzącego z systemu GPS .....	36
4.3.2. Przykłady wykorzystania korekty sygnału wysokości .....	40
4.4. Model układu napędowego pojazdu .....	42
4.5. Wykorzystanie charakterystyk statycznych w modelowaniu pracy silnika spalinowego ..	44
4.6. Możliwości wykorzystania dynamicznego modelu silnika spalinowego .....	49
4.6.1. Dynamiczny model silnika spalinowego.....	49
4.6.2. Iteracyjna procedura określania momentu obrotowego silnika spalinowego .....	54
5. IDENTYFIKACJA WARUNKÓW EKSPLOATACJI POJAZDU.....	59
5.1. Identyfikacja warunków eksploatacji pojazdu z wykorzystaniem energochłonności jed- nostkowej.....	59
5.2. Klasyfikacja warunków eksploatacji pojazdu.....	63
6. OCENA EKSPLOATACYJNEGO ZUŻYCIA PALIWA ORAZ EFEKTYWNOŚCI ENERGETYCZNEJ POJAZDÓW .....	70
6.1. Metryka energetyczna pojazdu .....	70
6.2. Uproszczona procedura wyznaczania metryki energetycznej pojazdu .....	71
6.3. Referencyjne zużycie paliwa .....	77
6.4. Przykłady porównania referencyjnego zużycia paliwa pojazdów dla zadanych warun- ków eksploatacji .....	79
6.5. Rozszerzona metryka energetyczna pojazdu .....	82
6.6. Porównywanie efektywności energetycznej pojazdów.....	86

---

7. MOŻLIWOŚCI WYZNACZANIA REFERENCYJNEGO ZUŻYCIA PALIWA I EMISJI CO <sub>2</sub> POJAZDÓW Z UŻYCIEM MAPY WARUNKÓW EKSPLOATACJI W WYBRANEJ AGLOMERACJI.....	89
7.1. Koncepcja tworzenia mapy warunków eksploatacji w wybranej aglomeracji.....	89
7.2. Przykład wykorzystania mapy warunków eksploatacji dla wybranych tras przejazdu.....	93
7.3. Wpływ pory dnia na warunki eksploatacji pojazdów .....	97
7.4. Analiza uzyskanych wyników .....	101
8. PODSUMOWANIE.....	102
BIBLIOGRAFIA.....	107
Streszczenie w języku polskim .....	115
Streszczenie w języku angielskim .....	115

# WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW

## Oznaczenia

$CO_2$	– emisja drogowa dwutlenku węgla [g/km]
$C_X$	– współczynnik oporu powietrza [-]
$E$	– energia mechaniczna dostarczona przez układ przeniesienia napędu do kół [J]
$e_{CO}$	– jednostkowa emisja tlenku węgla [g/(kW·h)]
$ef$	– wskaźnik efektywności energetycznej pojazdu [(J·m)/Gkg]
$\overline{ef}$	– wartość średnia wskaźnika efektywności energetycznej pojazdu [(J·m)/Gkg]
$e_{HC}$	– jednostkowa emisja węglowodorów [g/(kW·h)]
$E_{CE}^*$	– całkowite zużycie energii cieplnej w czasie eksploatacji [J]
$E_{EL}^*$	– całkowite zużycie energii elektrycznej w czasie eksploatacji [J]
$E_{ME}^*$	– całkowite zużycie energii mechanicznej w czasie eksploatacji [J]
$E_p$	– zapotrzebowanie energii na pokrycie oporów powietrza pojazdu [J]
$E_t$	– zapotrzebowanie energii na pokrycie oporów toczenia pojazdu [J]
$F$	– obliczeniowa powierzchnia czołowa pojazdu [m <sup>2</sup> ]
$F_k$	– siła na kołach napędowych [N]
$F_p$	– siła oporów powietrza [N]
$F_t$	– siła oporów toczenia pojazdu [N]
$f_t$	– współczynnik oporu toczenia [-]
$f_{to}$	– współczynnik podstawowego oporu toczenia [-]
$f_{\Phi}$	– funkcja gęstości rozkładu energochłonności jednostkowej
$g$	– przyspieszenie ziemskie [m/s <sup>2</sup> ]
$g_e$	– jednostkowe zużycie paliwa [g/(kW·h)]
$\overline{G}_{bj}$	– czasowe zużycie paliwa przy pracy silnika na biegu jałowym [kg/s]
$G_e$	– czasowe zużycie paliwa [kg/s]
$H$	– wysokość nad poziomem morza, na której znajduje się pojazd [m]
$i_b$	– przełożenie przekładni wybieralnej [-]
$i_g$	– przełożenie przekładni głównej [-]
$I_k$	– moment bezwładności koła jezdnego [kg·m <sup>2</sup> ]
$L$	– całkowita droga przebyta przez pojazd [m]
$L_n$	– droga przebyta przez pojazd w fazie napędzania przez silnik [m]
$L_n/L$	– udział drogi przejechanej w fazie napędzania przez silnik w stosunku do całkowitej drogi [-]
$L_s$	– pole pracy silnika
$m$	– masa całkowita pojazdu [kg]
$m_0$	– masa pojazdu, przy której utworzono metrykę energetyczną pojazdu [kg]
$m_{pal}^*$	– paliwo zużyte w czasie eksploatacji [kg]
$m_{z_j}$	– masa zredukowana pojazdu uwzględniająca kumulację energii kinetycznej w elementach wykonujących ruch obrotowy [kg]
$M_d$	– dynamiczny moment obrotowy silnika [N·m]
$M_o$	– moment obrotowy silnika [N·m]
$\overline{M}_o$	– wartość średnia momentu obrotowego silnika w fazie napędowej [N·m]
$M_S$	– moment obrotowy, który silnik generuje w stanie ustalonym [N·m]
$n$	– prędkości obrotowa silnika [obr/min]
$\overline{n}$	– wartość średnia prędkości obrotowej silnika w fazie napędowej [obr/min]
$Q$	– przebiegowe zużycie paliwa [dm <sup>3</sup> /100 km]
$Q_{exp}$	– eksploatacyjne zużycie paliwa [dm <sup>3</sup> /100 km]
$Q_n$	– przebiegowe zużycie paliwa w fazie napędowej [dm <sup>3</sup> /100 km]

$\bar{Q}$	– referencyjne (prognozowane) zużycie paliwa [ $\text{dm}^3/100 \text{ km}$ ]
$R^2$	– współczynnik determinacji [–]
$r_d$	– promień dynamiczny koła [m]
$t_{bj}$	– czas pracy silnika na biegu jałowym [s]
$t_{bj}/t_c$	– udział czasu pracy silnika na biegu jałowym lub w trybie czuwania w przypadku funkcjonowania systemu Start – Stop, w stosunku do całkowitego czasu testu [–]
$t_c$	– całkowity czas trwania testu lub okresu eksploatacji [s]
$T_{ch}$	– temperatura płynu chłodzącego silnika [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$U_s$	– sygnał sterowania silnikiem
$V$	– prędkość pojazdu [m/s]
$\bar{V}$	– średnia prędkość pojazdu [m/s]
$W_d$	– wartość opałowa paliwa [J/kg]
$\mathbf{Y}_s$	– wektor parametrów charakterystyki wielowymiarowej
$\delta$	– współczynnik mas wirujących [–]
$\delta_{\text{exp}}$	– błąd odwzorowania eksploatacyjnego zużycia paliwa [–]
$\Delta E_k$	– zapotrzebowanie energii na wzrost energii kinetycznej pojazdu (w wyniku przyspieszania) [J]
$\Delta E_H$	– zapotrzebowanie energii na wzrost energii potencjalnej pojazdu (w wyniku pokonywania wzniesień) [J]
$\Delta L$	– długość, na którą podzielono trasę przejazdu w płaszczyźnie poziomej [m]
$\Delta L_S$	– prostokątny element pola pracy silnika o zadanych wymiarach
$\Delta M$	– różnica między statycznym i dynamicznym momentem obrotowym silnika dla tej samej prędkości obrotowej [N·m]
$\varepsilon$	– przyspieszenie kątowe wału korbowego silnika [ $\text{rad/s}^2$ ]
$\Phi$	– energochłonność jednostkowa (w fazie napędzania przez silnik) [J/(m·kg)]
$\bar{\Phi}$	– wartość średnia rozkładu energochłonności jednostkowej [J/(m·kg)]
$\eta_o$	– sprawność ogólna silnika [–]
$\eta_{UE}$	– sprawność układu energetycznego [–]
$\eta_{UN}$	– ogólna sprawność chwilowa układu napędowego pojazdu (wraz z silnikiem) [–]
$\eta_{UPN}$	– sprawność układu przeniesienia napędu (sprzęgło, przekładnie, linia wałów) [–]
$\vartheta_{bj}$	– paliwo zużyte podczas pracy silnika na biegu jałowym [ $\text{dm}^3$ ]
$\vartheta_h$	– paliwo zużyte podczas hamowania [ $\text{dm}^3$ ]
$\rho_{\text{pow}}$	– gęstość powietrza [ $\text{kg/m}^3$ ]
$\rho$	– współczynnik korelacji [–]
$\sigma$	– odchylenie standardowe rozkładu energochłonności jednostkowej [J/(m·kg)]
$\omega$	– prędkość kątowna silnika [rad/s]

### Skróty

CAN	– pokładowa sieć wymiany danych, ang. <i>Controller Area Network</i>
EUDC	– cykl pozamiejski testu jezdniego (Unia Europejska), ang. <i>Extra Urban Driving Cycle</i>
FTP-75	– federalny test jezdny (Stany Zjednoczone), ang. <i>Federal Test Procedure</i>
GPS	– system pomiaru położenia, nawigacji satelitarnej obejmujący całą kulę ziemską, ang. <i>Global Positioning System</i>
GW	– metoda Grafów Wiązań
HWFET	– test badania zużycia paliwa w jeździe po autostradzie (Stany Zjednoczone), ang. <i>Highway Fuel Economy Test</i>
NEDC	– test jezdny (Unia Europejska), ang. <i>New European Driving Cycle</i>
OBD	– układ diagnostyki pokładowej, ang. <i>On-Board Diagnostics</i>
RS	– metoda Równań Stanu
UDC	– cykl miejski testu jezdniego (Unia Europejska), ang. <i>Urban Driving Cycle</i>

## Rozdział 1

# WPROWADZENIE

Duża intensywność rozwoju aglomeracji miejskich oraz wzrost transportu towarów i osób [153, 164, 175] powoduje intensyfikację prac mających na celu rozpoznanie warunków eksploatacji pojazdów na tych obszarach [36, 55, 113, 114, 126, 155, 168] oraz ograniczenie poziomu emisji związków toksycznych do atmosfery pochodzących z transportu drogowego [34, 64, 113, 123, 124, 127, 128]. Rozwijanych jest równolegle wiele metod opisu warunków eksploatacji pojazdów. Używane są metody identyfikujące warunki eksploatacji pojazdów za pomocą wskaźników takich jak: energochłonność przebiegowa, energochłonność jednostkowa, średnie przyspieszenie w fazach przyspieszania, średnia prędkość, rozkład punktów pracy silnika, etc. [34, 64, 97, 155]. W powszechnym użyciu są również metody, które identyfikują warunki eksploatacji w sposób uśredniony dla reprezentatywnej grupy pojazdów na wybranym obszarze (Transport intensity, Passenger-kilometers, Freight-kilometers, Environmental capacity, etc.) [5, 16, 165]. Metody te pozwalają zazwyczaj analizować wpływ warunków eksploatacji na emisję związków toksycznych dla reprezentatywnej grupy pojazdów na wybranym obszarze. Nie są to jednak metody, których celem jest identyfikacja warunków eksploatacji pojedynczego pojazdu. Nadal powszechnie używaną metodą jest również opis warunków eksploatacji pojazdów za pomocą profilu prędkości pojazdu poruszającego się po wybranym obszarze [111, 140, 167, 171].

Poprawna identyfikacja warunków eksploatacji wybranego samochodu ma duże znaczenie zarówno dla indywidualnych kierowców, jak również dla firm zajmujących się transportem publicznym. Jej wyniki mogą przyczynić się do obniżenia zużycia energii (paliwa), a tym samym emisji związków toksycznych. Do najważniejszych celów identyfikacji warunków eksploatacji samochodu można zaliczyć:

- ocenę efektywności energetycznej pojazdu samochodowego dla rozpoznanych lub założonych warunków eksploatacji, która zgodnie z [1, 86, 119, 131, 151] umożliwia:
  - wyznaczenie optymalnego sterowania układem napędowym,
  - wykrycie usterek w układzie napędowym,
  - dobór właściwych materiałów eksploatacyjnych,
  - wybór najlepszej jednostki napędowej (zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych),
- wyznaczenie referencyjnego zużycia paliwa dla rozpoznanych lub założonych warunków eksploatacji [3, 169],
- określenie wpływu stosowanych rozwiązań inżynierii drogowej na strukturalne zużycie energii i emisję związków szkodliwych do atmosfery dla określonej struktury eksploatowanych pojazdów [5, 165],
- wyznaczenie optymalnej drogi przejazdu ze względu na minimalizację zużycia paliwa, energii, emisję CO<sub>2</sub> lub związków szkodliwych do atmosfery [3].

Do oceny efektywności energetycznej pojazdu samochodowego wykorzystywany jest najczęściej jeden z dwóch parametrów:

- sprawność eksploatacyjna [9, 48, 64],
- przebiegowe zużycie paliwa [74, 76, 119, 129, 135, 147, 150, 156].



Użycie drugiego z wymienionych parametrów do oceny efektywności energetycznej pojazdu cieszy się największą popularnością wśród kierowców, ponieważ pozwala im prowadzić niezależne pomiary (metodą pełnego zbiornika lub z wykorzystaniem pokładowego systemu komputerowego) oraz ułatwia interpretację wyników. Zaufanie kierowców do takich wyników spowodowane jest również tym, że pomiary przebiegowego zużycia paliwa prowadzone są w rzeczywistych warunkach ruchu i uwzględniają specyfikę ruchu w określonym mieście lub dzielnicy oraz styl prowadzenia pojazdu przez danego kierowcę. Ocena efektywności energetycznej pojazdu prowadzona przez kierowców samochodów napotyka jednak na podstawowe trudności związane z brakiem wiarygodnego wzorca, z którym mierzone w czasie eksploatacji zużycie paliwa można porównać. Konieczna jest w związku z tym identyfikacja warunków eksploatacji pojazdu i przypisania im, według przyjętego modelu, referencyjnego zużycia paliwa. Określone powyżej cele identyfikacji warunków eksploatacji wymagają stosowania odpowiednich modeli pozwalających powiązać te warunki z wybranymi parametrami pracy silników, jak np.: zużyciem paliwa, emisją związków toksycznych, itp. Ocena efektywności układów napędowych zasilanych mieszaninami paliw [115] lub wyposażonych w układy hybrydowe [117, 118, 122, 160] stwarza dodatkowe problemy związane ze stosowaniem źródeł energii o innych właściwościach fizycznych, np. w układzie hybrydowym energia do napędu kół może pochodzić z silnika spalinowego zasilanego paliwem węglowodorowym lub z silnika elektrycznego zasilanego z akumulatorów. Przy napędach hybrydowych wygodniej jest używać, jako wskaźnika porównawczego, energii odniesionej do drogi. Używane są również sprawności oraz jednostkowe zużycie energii [170].

Bezpośrednią inspiracją do przygotowania tej pracy była kilkuletnia współpraca autora z firmą komunikacyjną MZK Słupsk w zakresie badania właściwości ekologicznych i nadzoru nad eksploatacją autobusów miejskich zasilanych paliwem etanolowym oraz współpracą z firmą ELPIGAZ z Gdańska zajmującą się projektowaniem instalacji gazowych do pojazdów samochodowych. W czasie tej współpracy pojawił się istotny problem w zakresie identyfikacji warunków eksploatacji pojazdów oraz normowania zużycia paliwa, a także możliwości obniżenia kosztów eksploatacji floty pojazdów przez optymalizację trasy przejazdu oraz doboru pojazdów do wybranych tras. Praca dotyczy specyficznych warunków eksploatacji samochodów osobowych spotykanych w dużych aglomeracjach miejskich. W rozdziale drugim zamieszczono opis wybranych metod oceny efektywności energetycznej pojazdów oraz metod identyfikacji warunków ich eksploatacji. W rozdziale 3. sformułowano cel i zakres pracy. Rozdział 4. poświęcono opisowi przyjętej metodyki badań oraz wyznaczaniu parametrów eksploatacyjnych silnika i pojazdu. W pracy wykorzystano wyniki badań czterech pojazdów, z czego dwa mają formę modeli numerycznych. W związku z tym koniecznym było przygotowanie pełnego modelu układu napędowego pojazdu pozwalającego obliczać przebiegowe zużycie paliwa dla zadanych warunków testu. Badane pojazdy wyposażone były w silniki o zapłonie iskrowym. Przyjęto jednak, że opracowane metody, po uprzedniej weryfikacji, zostaną w przyszłości wykorzystane również w badaniach pojazdów z silnikami o zapłonie samoczynnym. Rozdział 5. poświęcono opisowi autorskiej metody identyfikacji warunków eksploatacji pojazdów. W rozdziale 6. zaprezentowano nową metodę oceny eksploatacyjnego zużycia paliwa oraz efektywności energetycznej pojazdów. W rozdziale 7. przedstawiono koncepcję przygotowania oraz wykorzystania mapy warunków eksploatacji w wybranej aglomeracji. Pracę kończy rozdział 8. zawierający podsumowanie i wnioski oraz wykaz proponowanych dalszych prac.

## Rozdział 2

# STAN WIEDZY

## 2.1. Metody oceny efektywności energetycznej pojazdów

### 2.1.1. Sprawność eksploatacyjna pojazdu

Pojęcia sprawności stosowane w odniesieniu do oddzielnych maszyn i urządzeń są zwykle objęte stosownymi normami. Znacznie bardziej skomplikowana sytuacja ma miejsce w odniesieniu do złożonych obiektów technicznych, mogących pracować dzięki zasileniu paliwem i wypełniających szereg zróżnicowanych funkcji. Zadaniem silników napędowych w pojazdach jest zapewnienie możliwości ruchu i przewożenia określonych ładunków, w niektórych przypadkach również realizacja innych procesów technologicznych, np. chłodzenie ładunku. Stąd, zgodnie z wieloletnią tradycją, rozważania na temat sprawności dotyczące pojazdów ukierunkowane są głównie na problemy przetwarzania energii mechanicznej i realizacji napędu głównych odbiorników energii mechanicznej (koła napędowe) i układów transmisji mocy (wały, przekładnie, sprzęgła, łożyska). W odniesieniu do układów napędowych pojazdów lądowych rozpatrywane są różne stany pracy silnika i warunki jazdy (jazdy testowe, bieg jałowy, ruch miejski i pozamiejski i in.). W szeregu przypadków odpowiednie wartości sprawności odnoszą się do chwilowych wartości strumieni energii. W przypadku pojazdów samochodowych brany jest pod uwagę strumień energii doprowadzonej w paliwie oraz moc użyteczna wykorzystywana do napędu pojazdu. Ogólną sprawność chwilową układu napędowego pojazdu (wraz z silnikiem) można przedstawić za pomocą następującej zależności:

$$\eta_{UN} = \frac{F_k V}{G_e W_d}, \quad (2.1)$$

gdzie:  $F_k$  – siła na kołach napędowych,  
 $V$  – prędkość pojazdu,  
 $G_e$  – czasowe zużycie paliwa,  
 $W_d$  – wartość opałowa paliwa.

Dysponując sprawnościami elementów stanowiących układ napędowy pojazdu zależność (2.1) można przekształcić do następującej postaci:

$$\eta_{UN} = \eta_o \cdot \eta_{UPN}, \quad (2.2)$$

gdzie:  $\eta_o$  – sprawność ogólna silnika, wyrażona zależnością:

$$\eta_o = \frac{M_o \omega}{G_e W_d}, \quad (2.3)$$

$M_o$  – moment obrotowy silnika,  
 $\omega$  – prędkość kątowna silnika,  
 $\eta_{UPN}$  – sprawność układu przeniesienia napędu (sprzęgło, przekładnie, linia wałów).

Zależność (2.1) pozwala określić wyłącznie sprawność układu napędowego dla wybranego punktu pracy silnika i układu przeniesienia napędu. Nie uwzględnia więc całej

złożoności warunków eksploatacji pojazdu, które trudno jest zredukować do jednego reprezentatywnego punktu pracy. Ponadto, tak sformułowana definicja sprawności ogólnej układu napędowego pojazdu ma w przypadku współczesnych pojazdów ograniczone zastosowanie ze względu na wykluczenie szeregu odbiorników elektrycznych i mechanicznych pracujących w pojeździe, które mają funkcjonalny charakter dla użytkownika pojazdu. Rozwój techniczny współczesnych pojazdów lądowych jest związany ze wzrostem zakresu elektryfikacji napędu odbiorników, czyli liczby silników elektrycznych, wzrostem liczby odbiorników związanych z oświetleniem i komfortem pasażerów. Na rysunku 2.1 przedstawiono pomierzone moce odbiorników energii elektrycznej najczęściej używanych w czasie jazdy [39]. Kierowca nie ma pełnej dowolności w załączaniu odbiorników. Sterowniki elektroniczne włączanych urządzeń są w stanie ograniczać pobór prądu przez odbiorniki tak, aby nie przekraczał poboru dopuszczalnego dla instalacji o określonym bilansie energii.

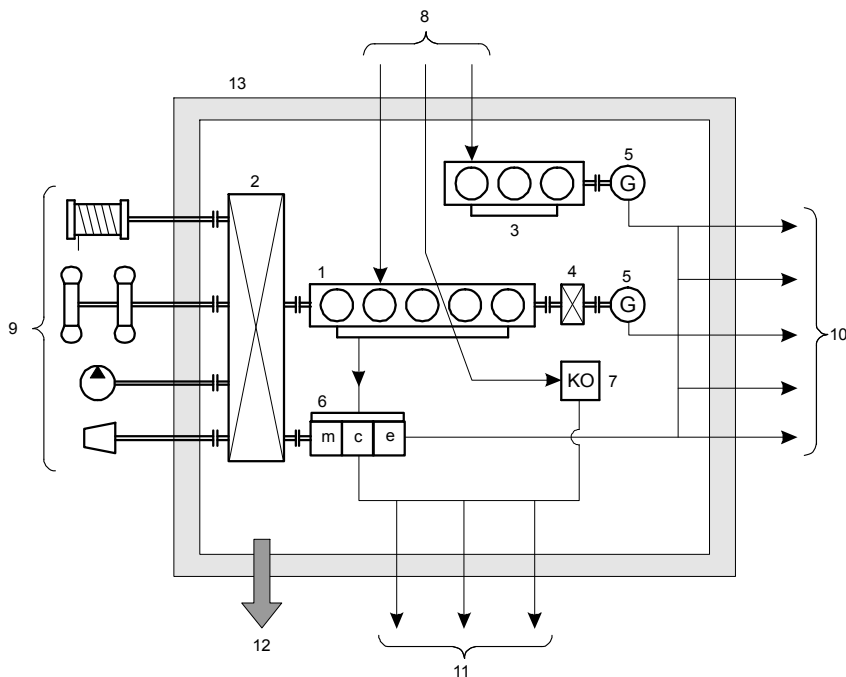


Rys. 2.1. Bilans mocy elektrycznej w badanym pojeździe [39]

Wymienione powyżej złożone warunki eksploatacji pojazdu mogą zostać uwzględnione w sprawności eksploatacyjnej [48, 64, 170], która obliczana jest dla wybranego czasu eksploatacji oraz rozpoznanej lub przyjętej struktury włączonych odbiorników energii elektrycznej, mechanicznej i cieplnej.

W pracy [9] przedstawiono oryginalną koncepcję i możliwości określania sprawności eksploatacyjnej układów energetycznych pojazdów samochodowych, lokomotyw spalinowych i jednostek pływających czyli obiektów, które cechuje autonomiczność energetyczna. Oznacza to, że wszystkie potrzeby energetyczne generowane są przez dany pojazd i pokrywane w całości przez znajdujący się w nim układ energetyczny, dzięki zużyciu paliwa pobranego ze zbiornika zamontowanego w pojeździe. Zadaniem układu energetycznego jest dostarczenie energii mechanicznej, elektrycznej i cieplnej do odpowiednich wydzielonych odbiorników oraz grup odbiorników. W ogólnym przypadku układ energetyczny (pojazd, lokomotywa, jednostka pływająca) obejmuje elementy paliwochłonne, tj. silniki cieplne (spalinowe), kocioł opalany (wytwornica ciepła) oraz urządzenia przekształcające rodzaje energii (prądnice, turbiny utylizacyjne), a także urządzenia zmieniające parametry strumieni energii (przekładnie, kotły utylizacyjne). Posługiwanie się pojęciem autonomicznego układu energetycznego wymaga przyjęcia jego osłony bilansowej [13, 14, 15, 26]. Energia wypływająca poza osłonę bilansową do odbiorników traktowana jest jako użyteczna. Do jej wytworzenia wykorzystywane jest paliwo doprowadzone spoza osłony bilanso-

wej. Na rysunku 2.2 pokazano uogólnioną strukturę jakościową (schemat bilansowy) układu energetycznego omawianych pojazdów lądowych i jednostek pływających wraz z przyjętą osłoną bilansową. Na zewnątrz osłony bilansowej, oznaczonej na rysunku 2.2 jako pozycja 13, pokazano przykładowe odbiorniki i grupy odbiorników poszczególnych rodzajów energii. W ramach pozycji 9 pokazano przykładowe wydzielone odbiorniki energii mechanicznej związane z technologiami i zastosowaniem danego obiektu. W przypadku pojazdów lądowych będą to koła napędowe, określone wciągarki, sprężarki i inne. W odniesieniu do jednostek pływających będą to pędniki (śruby napędowe i in.), a także odbiorniki związane ze stosowanymi technologiami (np. na pogłębiarkach pompy gruntowe i refulacyjne, stery strumieniowe, głowice frezujące, wciągarki i in.). Grupy odbiorników energii elektrycznej (poz. 10) obejmują różne urządzenia, jak pompy, sprężarki, odbiorniki grzewcze, oświetlenie i in. W przypadku samochodów osobowych wyróżniają się trzy grupy odbiorników energii elektrycznej związanych z: urządzeniami komfortu, obsługą elementów wykonawczych silnika i pojazdu oraz oświetleniem. W odniesieniu do jednostek pływających liczba oddzielnie specyfikowanych odbiorników zawiera się w przedziale od kilkuset do tysiąca, rozpatrywanych w 7 - 9 grupach (np. obsługa silnika głównego, urządzenia warsztatu, systemy: nawigacyjne, pokładowe, technologiczne i in.).



Rys. 2.2. Uogólniona struktura jakościowa układu energetycznego pojazdów lądowych i jednostek pływających z odbiornikami energii: 1 – silnik napędowy, 2 – przekładnia, 3 – silnik pomocniczy, 4 – przekładnia pomocnicza, 5 – prądnica (G), 6 – układ utylizacji strumienia ciepła odpadowego silnika z przekształcaniem ich na: m – moc mechaniczną, c – moc ciepłą, e – moc elektryczną, 7 – kocioł opalany (KO), 8 – doprowadzanie paliwa, 9 – wydzielone odbiorniki energii mechanicznej, 10 – grupy odbiorników energii elektrycznej, 11 – grupy odbiorników energii cieplnej, 12 – strumień energii strat, 13 – osłona bilansowa [9]

Sprawność eksploatacyjna układów energetycznych autonomicznych pojazdów lądowych i jednostek pływających powinna być wyrażana zgodnie z następującymi założeniami [9]:

- zamiast chwilowymi wartościami strumieni energii i chwilowymi zużyciami paliwa [67] zalecane jest posługiwanie się całkowitą energią wytworzoną przez układ energetyczny i zużytą przez odbiorniki oraz całkowitą ilością zużytego paliwa w badanym okresie czasu  $t_c$ ,
- wszystkie potrzeby związane ze zużyciem energii mechanicznej, elektrycznej i cieplnej, są całkowicie równoważne,
- nie uwzględnia się różnicy ilości zakumulowanej energii elektrycznej w akumulatorze na początku i na końcu badanego okresu czasu.

Sprawność eksploatacyjna układu energetycznego autonomicznego pojazdu będzie zatem wyrażona poniższą zależnością [9]:

$$\eta_{UE} = \frac{E_{ME}^* + E_{EL}^* + E_{CE}^*}{m_{pal}^* W_d}, \quad (2.4)$$

gdzie:  $m_{pal}^*$  – paliwo zużyte w okresie czasu  $t_c$ ,

$E_{ME}^*$ ,  $E_{EL}^*$ ,  $E_{CE}^*$  – całkowite zużycie energii odpowiednio mechanicznej, elektrycznej i cieplnej w okresie czasu  $t_c$ .

Stosowanie podanego pojęcia sprawności w celach porównawczych ma sens tylko w odniesieniu do obiektów zbliżonych do siebie wielkością, zastosowaniem i charakterem eksploatacji. Przedstawiona metoda stwarza więc szereg problemów związanych z klasyfikacją urządzeń energetycznych i ich umiejscowieniem przed lub za osłoną bilansową oraz rozpoznania strumieni energii wszystkich uwzględnianych w bilansie składników. Jej niewątpliwą zaletą jest możliwość bezpośredniego porównywania układów napędowych pojazdów zasilanych różnymi paliwami, gdyż dostarczany w paliwie strumień energii wykorzystywany w obliczeniach jest wyrażony w jednostkach mocy. Uzyskane wyniki stwarzają jednak użytkownikom pojazdów pewne problemy interpretacyjne, związane z koniecznością przeliczenia uzyskanej sprawności (2.4) na koszty eksploatacji. Istotnym problemem jest również czasochłonność procedury pomiarowej wymagającej rejestracji wybranych parametrów pracy układu w ciągu reprezentatywnego okresu czasu.

### 2.1.2. Przebiegowe zużycie paliwa

Ocena efektywności energetycznej pojazdu z wykorzystaniem przebiegowego zużycia paliwa  $Q$  wyrażonego w  $\text{dm}^3/100 \text{ km}$ , jest zdecydowanie preferowana w pracach naukowych [2, 11, 64, 57, 74, 76, 113, 115, 129, 137, 144, 150, 156, 171], przez firmy komunikacyjne oraz przez indywidualnych użytkowników pojazdów. Metoda ta pozwala na bezpośrednie powiązanie kosztów eksploatacji z porównywanym parametrem, ze względu na wprost proporcjonalny związek istniejący między ilością zużytego paliwa a jego kosztem. Przebiegowe zużycie paliwa z definicji dotyczy pewnego okresu eksploatacji, np. przejechanej trasy, wyraża więc efektywność energetyczną pojazdu dla złożonych warunków eksploatacji. Wspomniane warunki eksploatacji mogą zostać założone lub rozpoznane przez okresową rejestrację wybranych parametrów pracy silnika i pojazdu. Istnieje szereg metod identyfikacji warunków eksploatacji, w większości z nich są ściśle określone rodzaje załączonych odbiorników energii elektrycznej, mechanicznej i cieplnej. W metodzie oceny

efektywności energetycznej pojazdu porównaniu podlegać mogą pojazdy o podobnej konstrukcji, przeznaczeniu i gabarytach. Jak już wspomniano metoda ta odznacza się największą popularnością wśród użytkowników pojazdów, ponieważ pozwala im prowadzić niezależne pomiary i porównania różnych układów napędowych oraz obliczać koszty eksploatacji. Z tego względu przedstawione dalej wybrane metody identyfikacji warunków eksploatacji pojazdów omówiono ze szczególnym uwzględnieniem możliwości prognozowania przebiegowego zużycia paliwa (referencyjnego zużycia paliwa). Wielkość ta, wyznaczana na podstawie przyjętego modelu, pozwala ocenić, czy zarejestrowane w czasie eksploatacji zużycie paliwa jest adekwatne do rozpoznanych warunków eksploatacji. W przypadku, gdy zmierzone eksploatacyjne zużycie paliwa jest znacząco większe niż referencyjne, można przyjąć, że kierowca w sposób niepoprawny sterował układem napędowym (jazda przy małym obciążeniu i jednocześnie dużej prędkości obrotowej silnika) lub uszkodzono układ napędowy.

### 2.1.3. Inne wskaźniki porównawcze

Stosowane są również inne wskaźniki porównawcze, np. jednostkowe zużycie paliwa wyrażone w  $g/(kW \cdot h)$ , szczególnie w odniesieniu do pracy samego silnika spalinowego [132, 173]. Przy porównaniach zużycia mieszanin paliw o różnych wartościach opałowych stosuje się także alternatywne jednostki dla tego wskaźnika [115]. W szczególnych zastosowaniach wykorzystywane jest skumulowane zużycie paliwa wyrażone w litrach [157].

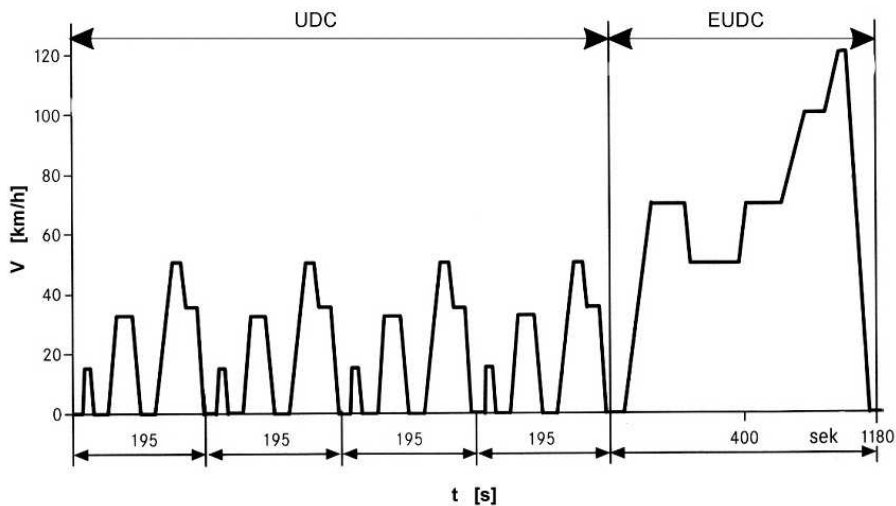
## 2.2. Metody identyfikacji warunków eksploatacji pojazdów

### 2.2.1. Profil prędkości pojazdu

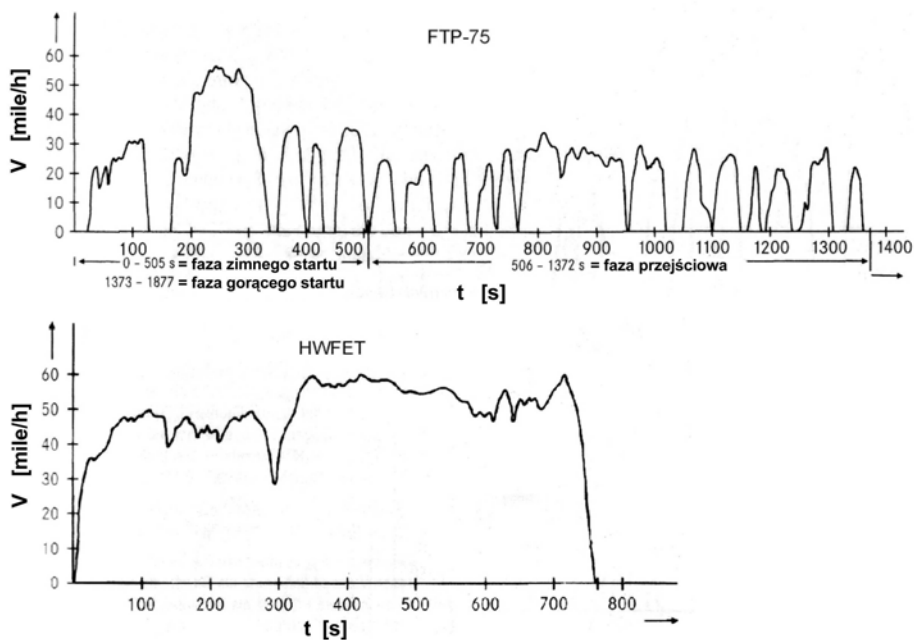
Jedną z najpopularniejszych metod opisu warunków eksploatacji pojazdu jest wyznaczenie wzorcowego profilu prędkości pojazdu poruszającego się na wybranym obszarze miasta, dzielnicy lub regionu [3, 30, 64, 75, 81, 111, 140, 171, 178]. Zwyczajowo wyznaczany jest oddzielny profil prędkości dla jazdy w warunkach miejskich i pozamiejskich. Opisowi temu towarzyszy więc klasyfikacja warunków eksploatacji na miejskie i pozamiejskie, w pewnych sytuacjach wyróżniane są także inne typy warunków, np. jazda po autostradzie, ruch z utrudnieniami (korki) [34]. Klasyfikacja warunków eksploatacji jest też konsekwencją przyjętych przez poszczególne państwa testów jezdnych używanych do badań homologacyjnych pojazdów na zawartość składników toksycznych w spalinach. Test NEDC (*New European Driving Cycle*) [35, 61, 68, 126] wykonywany jest w Europie zgodnie z obowiązującą w Unii Europejskiej dyrektywą. Składa się on z dwóch części (rys. 2.3): segmentu miejskiego UDC (*Urban Driving Cycle*) oraz segmentu pozamiejskiego EUDC (*Extra Urban Driving Cycle*).

W USA opracowano podobny test FTP-75 przez Amerykańską Agencję Ochrony Środowiska EPA odwzorowujący ruch w mieście oraz test HWFET odwzorowujący ruch poza miastem (rys. 2.4) [35, 61, 68, 126].

Powyższe testy mają w założeniach odwzorowywać typowe warunki ruchu pojazdów w mieście lub poza miastem, które rozpoznano 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



Rys. 2.3. Przebieg prędkości w teście NEDC [61]



Rys. 2.4. Przebieg prędkości w teście FTP-75 i HWFET [61]

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 określone jest następnie zużycie paliwa metodą bilansu węgla. Mimo, że profil prędkości testu NEDC opracowano w latach

60. to nadal jest przez producentów samochodów 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 [156]. 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 dla jazdy w Paryżu 12 samochodów osobowych z silnikami ZI jest według testu reprezentatywnego dla tego miasta o 89% większe niż wynikające z badań na hamowni według testu NEDC [31]. Podobnie w przypadku testu jezdnego opracowanego dla Aten [167] uwidacznia się wzrost zużycia paliwa w stosunku do badań przeprowadzonych według testu NEDC. Jednak w tym wypadku różnice są wyraźnie mniejsze i wynoszą około 8%. W przypadku USA stwierdzone są również istotne różnice w rzeczywistym i prognozowanym na podstawie amerykańskich testów homologacyjnych [64] zużyciu paliwa. Użytkownicy samochodów także obserwują większe zużycie paliwa w eksploatacji niż jest to wykazywane przez producentów samochodów na podstawie badań homologacyjnych według testu NEDC. Tworzenie testów reprezentatywnych dla jednego miasta, bądź dzielnicy nie wydaje się być rozwiązaniem perspektywicznym, chociażby ze względu na skalę takiego przedsięwzięcia. Testy takie, przy aktualnej dynamice rozwoju motoryzacji i infrastruktury miast, należałoby często aktualizować.

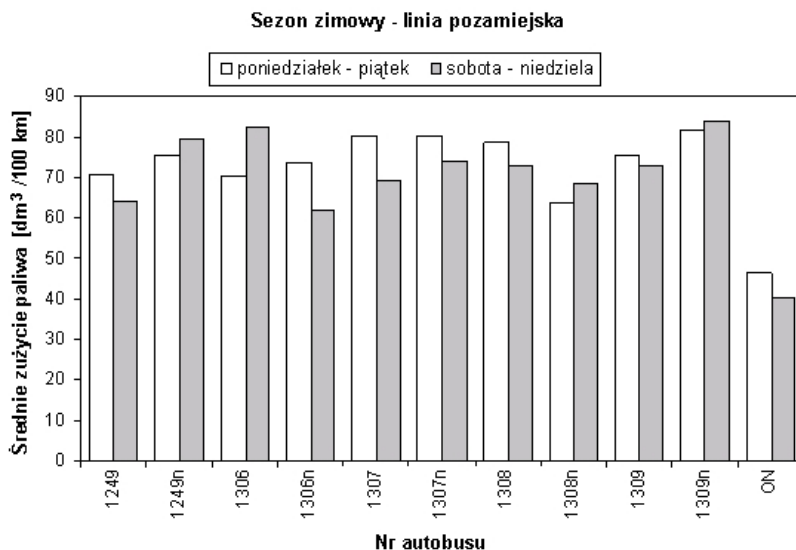
### 2.2.2. Założona trasa przejazdu

Pewną odmianą wcześniej opisanej metody jest wykorzystanie założonej trasy przejazdu. Metoda ta jest powszechnie wykorzystywana przez przedsiębiorstwa komunikacyjne, a trasa przejazdu związana jest z konkretną linią autobusową. Liczba skrzyżowań z sygnalizacją świetlną oraz liczba przystanków jest powtarzalna, natomiast zmiana natężenia ruchu oraz liczba pasażerów, ze względu na porę dnia, tygodnia i roku, różnicuje warunki eksploatacji. Metoda ta może być oczywiście stosowana w odniesieniu do pojazdów o podobnych gabarytach, przestrzeni pasażerskiej oraz typach silników.

Wykorzystując powyższą metodę w firmie komunikacyjnej MZK Słupsk, przeprowadzono badania właściwości ekologicznych autobusów miejskich zasilanych paliwem etanolem [10, 116]. Przedmiotem wykonanych analiz było określenie rzeczywistych warunków eksploatacji pięciu autobusów Scania OmniLink zasilanych paliwem etanolem E95 wyrażonych liczbą kursów wykonywanych na poszczególnych liniach oraz określenie wpływu warunków eksploatacji na średnie przebiegowe zużycie paliwa. W tym samym okresie na terenie Słupska eksploatowanych było również 8 autobusów Scania OmniCity o zbliżonej konstrukcji i masie, zasilanych olejem napędowym ON, których zużycie paliwa określono jako referencyjne. Autobusy tej grupy oznaczono symbolem ON. Prezentowane wyniki średniego zużycia paliwa wyrażane są w  $\text{dm}^3$  i odnoszą się do paliwa stosowanego w danym typie autobusu (E95 lub ON). Wstępną próbę określenia wpływu warunków eksploatacji na średnie zużycie paliwa przeprowadzono w 2007 roku [10]. W konsekwencji uzyskanych wyników Kierownictwo MZK Słupsk, w porozumieniu z producentem autobusów, podjęło decyzję o zmianie przełożeń w przekładniach głównych autobusów zasilanych paliwem E95. Zmiana przełożenia w przekładni głównej wiąże się z istotną modyfikacją układu napędowego autobusu. Zmiana ta wpływa na właściwości dynamiczne oraz eksploatacyjne zużycie paliwa autobusów [119]. Z tego względu autobusy zasilane paliwem E95, po modyfikacji przekładni głównej traktowane były w poniższej analizie jako nowe pojazdy, a ich oznaczenie uległo zmianie. Do oryginalnego numeru autobusu dodano literę „n”,

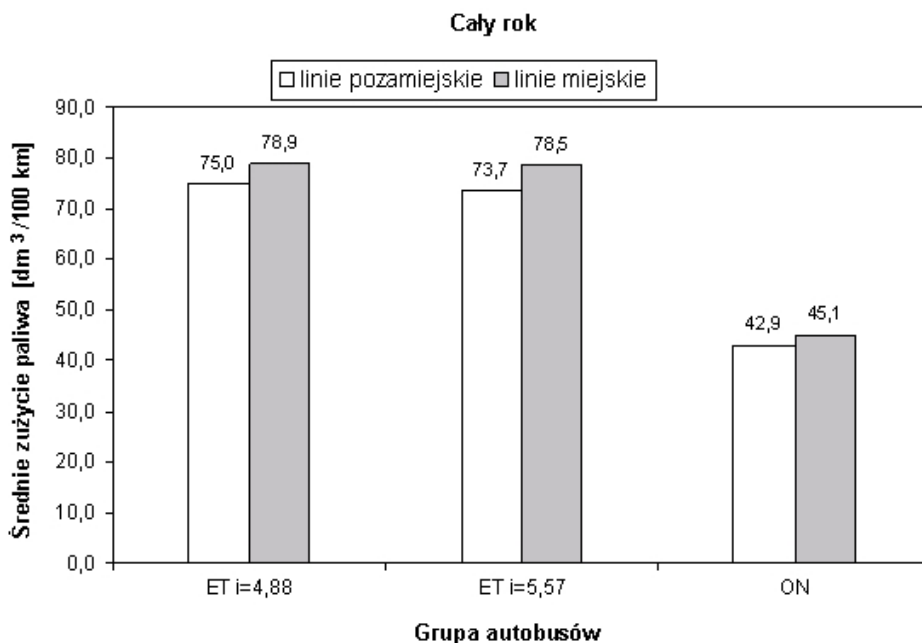


np.: 1249n, 1306n itd. W poniższej analizie dokonano uszczegółowienia warunków eksploatacji. Cały rok eksploatacji podzielono w sposób arbitralny na dwie części: sezon zimowy: 01.10–31.03, sezon letni: 01.04–30.09. Dni tygodnia również podzielono na dwie części: dni robocze (poniedziałek – piątek) oraz weekend (sobota – niedziela). W poniższej analizie użyto następujących identyfikatorów warunków eksploatacji: numer autobusu, linia, pora roku oraz dzień tygodnia. W analizach uwzględniono tylko wyniki uzyskane podczas eksploatacji autobusów na liniach o największej liczbie wykonanych kursów. Liczba odbytych kursów na tych liniach przez autobusy zasilane paliwem E95 mieści się w zakresie 100–1000, a przez grupę autobusów zasilanych olejem napędowym jest przeszło 10 razy większa. Na rysunku 2.5 przedstawiono średnie zużycie paliwa przez autobusy na wybranej do analizy linii pozamiejskiej w sezonie zimowym.



Rys. 2.5. Średnie zużycie paliwa przez autobusy w sezonie zimowym na linii pozamiejskiej [116]

Na podstawie wyników przedstawionych na rysunku 2.5 można stwierdzić, że przy zachowaniu takich samych warunków eksploatacji (ta sama linia komunikacyjna, pora tygodnia oraz roku) obserwowane są wyraźne różnice w średnim zużyciu paliwa. Przy wyeliminowaniu wpływu sposobu kierowania autobusem na wynik (kilku kierowców prowadziło każdy z autobusów) oznacza to, że autobusy te posiadają układy napędowe o wyraźnie zróżnicowanej efektywności energetycznej. Na rysunku 2.5 można również zauważyć, że układy napędowe poszczególnych autobusów posiadają różną wrażliwość na dzień tygodnia, zarówno co do wielkości, jak i kierunku zmian zużycia paliwa. Intuicyjnie wyrażany pogląd, że pojazd powinien zużywać mniej paliwa w okresie weekendu potwierdzają natomiast wyniki uzyskane dla referencyjnej grupy autobusów zasilanej olejem napędowym (oznaczenie ON). Wyniki przeprowadzonych analiz potwierdziły również słuszność decyzji podjętej przez Kierownictwo MZK Słupsk o zmianie przełożeń w przekładniach głównych autobusów zasilanych paliwem E95 z oryginalnego o wartości  $i = 4,88$  na większe  $i = 5,57$ . Na rysunku 2.6 przedstawiono wpływ zastosowanego przełożenia w przekładni głównej na przebiegowe zużycie paliwa autobusów zasilanych paliwem etanolowym (oznaczenie: ET) w warunkach eksploatacji miejskiej oraz pozamiejskiej.

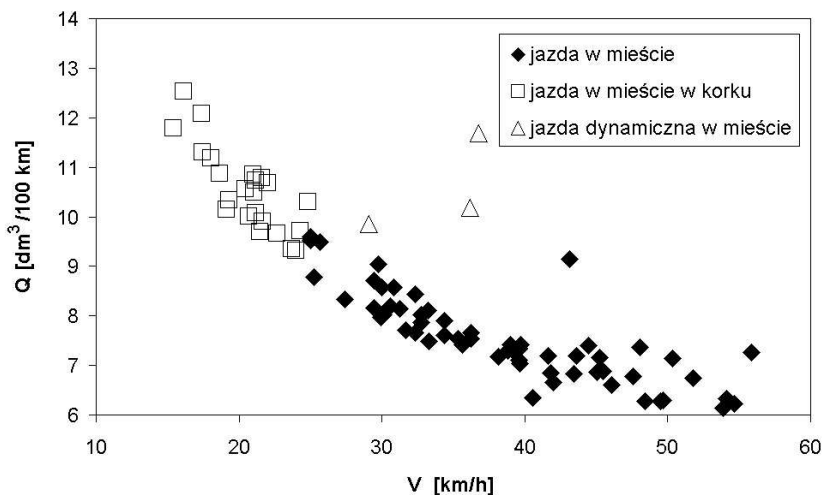


Rys. 2.6. Wpływ zastosowanego przełożenia w przekładni głównej na przebiegowe zużycie paliwa autobusów zasilanych paliwem etanolemowym [116]

### 2.2.3. Średnia prędkość jazdy

Do identyfikacji warunków eksploatacji pojazdu używana jest również średnia prędkość jazdy [135, 137, 171]. Podstawową zaletą tej metody, oprócz jej powszechności, jest łatwość przeprowadzenia niezbędnych pomiarów i interpretacji wyników. W ramach interpretacji wyników dokonuje się klasyfikacji warunków eksploatacji na jazdę miejską, pozamiejską lub jazdę miejską z utrudnieniami (korki) dla przyjętych odpowiednich prędkości progowych. Średnia prędkość jazdy na trasach o znanych długościach umożliwia w sposób bezpośredni przeprowadzenie porównania czasu przejazdu dla alternatywnych dróg. Wyniki badań własnych autora wskazują jednak na małą przydatność tej metody przy obliczaniu referencyjnego zużycia paliwa (zużycia paliwa właściwego dla rozpoznanych warunków eksploatacji). Relacja między średnią prędkością jazdy a przebiegowym zużyciem paliwa odznacza się dużym rozrzutem (rys. 2.7). Badania przeprowadzono w regularnym ruchu miejskim na terenie Gdańska. Wyniki przedstawiono z arbitralnie przyjętym podziałem warunków na: jazdę w mieście, jazdę w mieście w korku oraz jazdę dynamiczną w mieście.

Dla tych samych warunków eksploatacji pojazdu (tej samej średniej prędkości jazdy) różnice w przebiegowym zużyciu paliwa osiągają 70% (rys. 2.7). Jeszcze większe różnice, dochodzące do 120% uzyskano w ramach pracy [137]. Metoda ta ma więc ograniczone zastosowanie przy realizacji takich celów, jak np. wyznaczenie optymalnej drogi przejazdu ze względu na minimalizację zużycia paliwa.



Rys. 2.7. Relacja między średnią prędkością jazdy ( $V$ ) a przebiegowym zużyciem paliwa ( $Q$ )

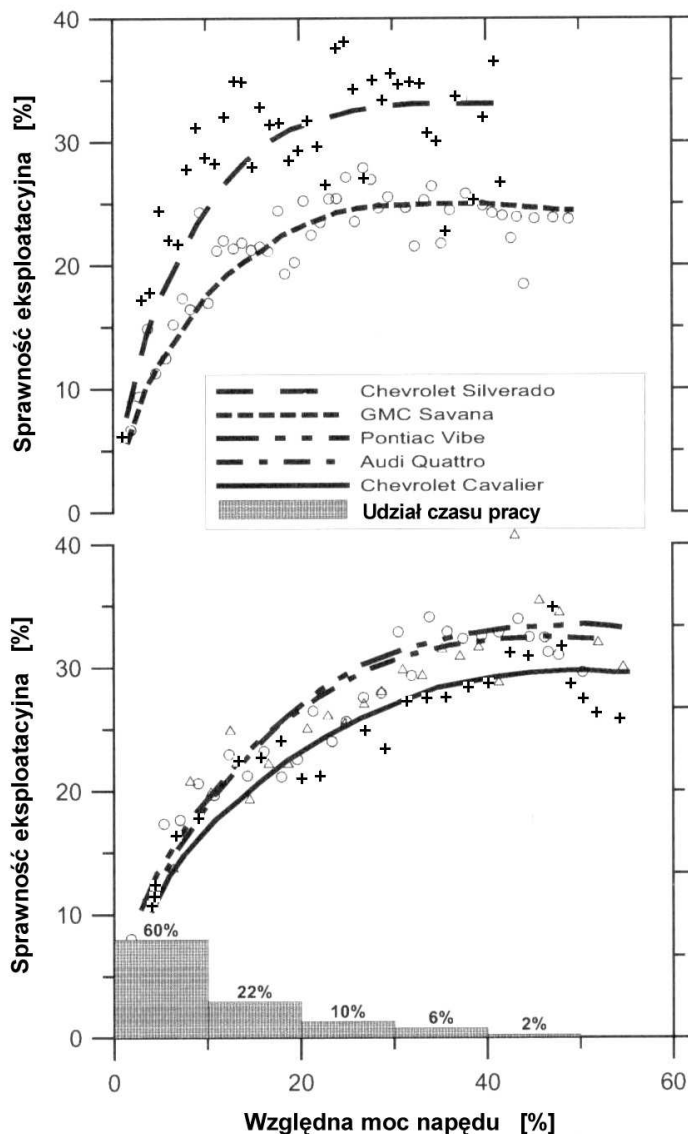
#### 2.2.4. Moc dostarczana do kół napędowych

Innym parametrem wykorzystywanym do identyfikacji warunków eksploatacji pojazdu jest moc dostarczona przez układ napędowy pojazdu do kół [2, 36, 64, 113]. Metoda ta może zostać wykorzystana zarówno do prognozowania emisji związków toksycznych w spalinach, jak i do wyznaczania przebiegowego zużycia paliwa oraz sprawności eksploatacyjnej (rys. 2.8). Podobnie jak w przypadku średniej prędkości jazdy modelowanie zużycia paliwa za pomocą średniej mocy dostarczanej do kół napędowych obarczone jest dużym błędem. Dla przypadków pracy układów napędowych zaprezentowanych na rysunku 2.8 maksymalny błąd odwzorowania przekracza 50%. Jest to głównie spowodowane pewną charakterystyczną cechą układów napędowych z silnikami spalinowymi i przekładniami mechanicznymi, tj. moc dostarczana przez silnik do układu przeniesienia napędu może zostać wytworzona w różnych punktach pola pracy silnika (punkt pracy silnika może być definiowany parą współrzędnych: prędkość obrotowa, moment obrotowy), którym może odpowiadać zupełnie inna sprawność silnika.

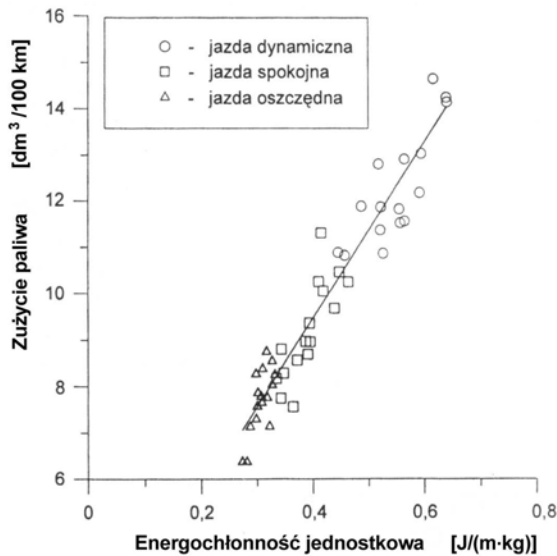
#### 2.2.5. Energochłonność przebiegowa, energochłonność jednostkowa

Kolejnym parametrem wykorzystywanym do identyfikacji warunków eksploatacji pojazdu jest energochłonność przebiegowa, która przedstawia wartość energii mechanicznej dostarczonej do kół przez silnik spalinowy lub elektryczny odniesionej do przebytej drogi [64, 140, 155, 156, 168, 171]. Parametr ten jest najczęściej wykorzystywany przy optymalizacji techniki jazdy, wyborze optymalnej trasy przejazdu oraz wyborze strategii sterowania układem napędowym ze względu na minimalizację zużycia energii lub paliwa. Użycie tego parametru staje się jednak problematyczne, gdy porównywane są wyniki uzyskane dla pojazdów o różnych masach, gdyż masa pojazdu jest jednym z głównych czynników decydujących o ilości energii doprowadzanej do kół napędowych. W odpowiedzi na tak sformułowany problem wprowadzono parametr o nazwie energochłonność jednostkowa [155], która wyraża ilość energii mechanicznej dostarczonej do kół odniesionej do przeby-

tej drogi i masy pojazdu. Na rysunku 2.9 przedstawiono przykład zarejestrowanego wpływu energochłonności jednostkowej na zużycie paliwa w warunkach testów drogowych [156]. Energochłonność jednostkowa jest chętnie wykorzystywana zarówno w transporcie drogowym [95, 110, 155, 156, 168, 170], jak i kolejowym [67, 68]. W transporcie kolejowym wykorzystywana jest w nieco zmienionej formie, bo w masie transportowanej uwzględnia się wyłącznie masę przewożonego ładunku [67, 68].



Rys. 2.8. Rozkład względnej mocy napędu pięciu pojazdów oraz relacja między względną mocą napędu i sprawnością eksploatacyjną w warunkach badań drogowych [113]



Rys. 2.9. Wpływ energochłonności jednostkowej na zużycie paliwa [156]

Poniżej przedstawiono wyniki badań autora dotyczące możliwości wykorzystania energochłonności jednostkowej do prognozowania zużycia paliwa [97]. Prezentowana metoda określania warunków pracy pojazdu za pomocą energochłonności jednostkowej jest rozwinięciem metody opisaną między innymi w pracach [155, 156]. W odróżnieniu od szeroko opisanego wykorzystania energochłonności jednostkowej w pracy [155], w prezentowanej metodzie wartość energochłonności jednostkowej jest obliczana bez uwzględnienia drogi pokonanej przez pojazd w fazie hamowania oraz jazdy wybiegiem. Zmiana ta ma istotny wpływ na możliwość dokładnego skorelowania energochłonności jednostkowej z przebiegowym zużyciem paliwa, co wykazano w dalszej części pracy. Energia doprowadzana do kół napędowych, dla założonego czasu trwania cyklu  $t_c$ , może zostać wyznaczona na podstawie następującej zależności:

$$E = \int_0^{t_c} (F_k \cdot V) dt . \quad (2.5)$$

Wartość energochłonności jednostkowej można wówczas obliczyć, korzystając z następującej zależności [97]:

$$\Phi = \frac{E}{L_n \cdot m} , \quad (2.6)$$

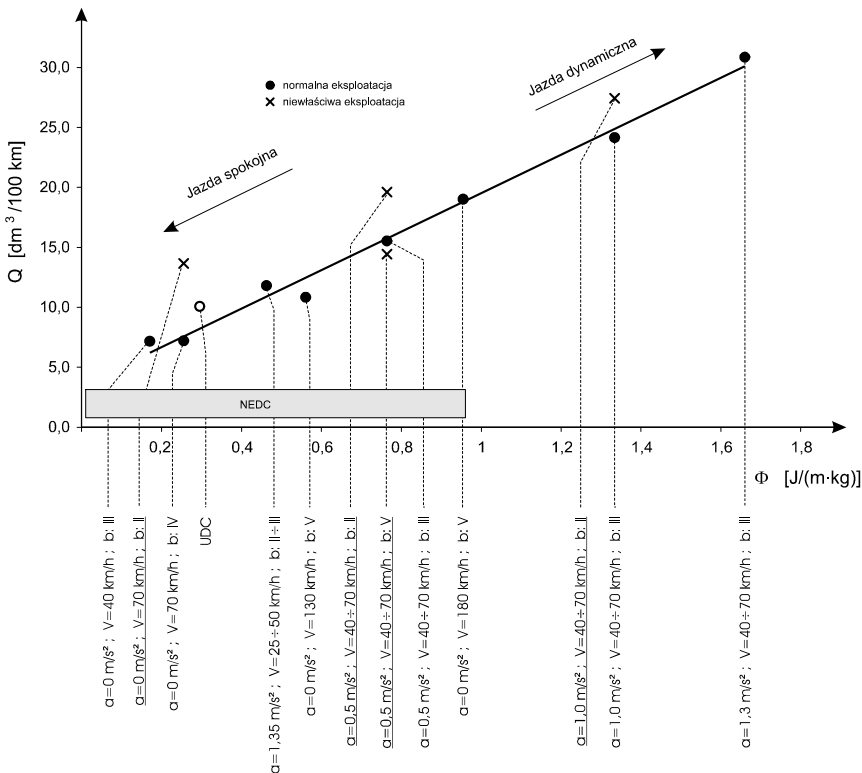
gdzie:  $L_n$  – droga przebyta przez pojazd w fazie napędzania przez silnik,  
 $m$  – masa całkowita pojazdu.

Poniżej zaprezentowano wyniki symulacji pracy układów napędowych pojazdów osobowych: A i B o masach odpowiednio 1830 i 1480 kg, które przygotowano z użyciem rzeczywistych charakterystyk statycznych silników opracowanych według metody przedstawionej w [42, 99, 107, 108]. Do symulacji pracy układu przeniesienia napędu oraz oporów ruchu pojazdu użyto modelu opisanego w pracach [47, 48, 99]. W obliczeniach przyję-

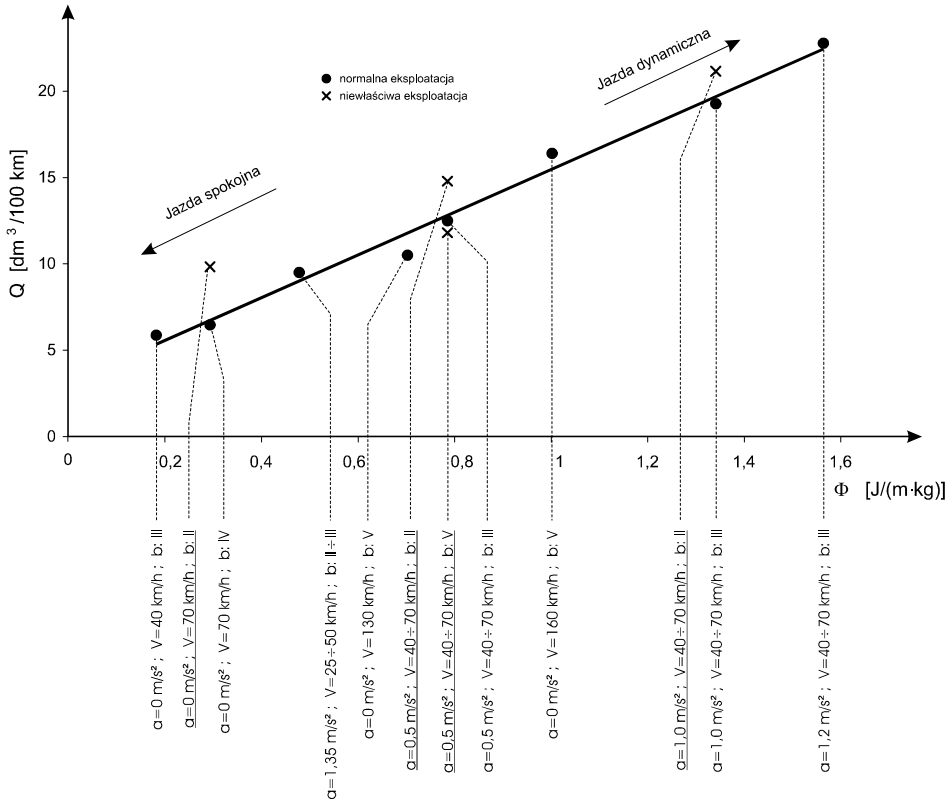
to stałą sprawność układu przeniesienia napędu  $\eta_{UPN}$ . Jest to powszechna praktyka przy realizacji podobnych zagadnień badawczych [48, 156]. Przyjęto również stałą wartość współczynnika mas wirujących  $\delta = 1$ . Sprawdzeniu podlegała jakość korelacji, dla wybranego egzemplarza samochodu, przebiegowego zużycia paliwa  $Q$  z energochłonnością jednostkową cyklu pomiarowego:

$$Q = f(\Phi). \quad (2.7)$$

Na rysunku 2.10 przedstawiono wyniki badań symulacyjnych pojazdu A wraz ze szczegółowym opisem warunków pracy pojazdu. W dolnej części rysunku podano maksymalne przyspieszenie  $a$ , które osiąga pojazd, zakres zmian jego prędkości  $V$  oraz numery biegów  $b$ , które były wykorzystane w trakcie testu. Kropkami zaznaczono stany eksploatacji, które uwzględniono przy wyznaczaniu prostej aproksymacyjnej według zależności (2.7). Krzyżykami natomiast zaznaczono niewłaściwe stany eksploatacji, których nie uwzględniono przy konstruowaniu prostej aproksymacyjnej. Szarym polem z oznaczeniem NEDC oznaczono zakres zmian parametru  $\Phi$  w cyklu jezdnym NEDC. Z analizy pozwalającej wyznaczyć zależność (2.7) wyłączone niewłaściwe stany eksploatacji będące wynikiem złego wyboru biegu w przekładni wybieralnej. Mogą one prowadzić do zwiększenia zużycia paliwa, np. podczas jazdy na II biegu, przy stałej prędkości 70 km/h. Eliminacja niewłaściwych stanów eksploatacji jest prowadzona przez 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.



Rys. 2.10. Wyniki badań symulacyjnych pojazdu A [97]



Rys. 2.11. Wyniki badań symulacyjnych pojazdu B [97]

Podobne wyniki uzyskano dla badań prowadzonych w warunkach ruchu ulicznego (rys. 2.9) opisanych w pracy [156]. 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 metodzie opisanej w pracy [97] uwzględnione są również krótkotrwałe stany pracy związane z dużą energochłonnością przebiegową, np. intensywne przyspieszanie. Konieczne jest w związku z tym kończenie kolejnych pomiarów przyjętymi zdarzeniami: zmiana biegów, przebycie założonej drogi lub osiągnięcie czasu próby. W zamieszczonym przykładzie obliczeniowym cykle pomiarowe kończyły się po przebyciu przez pojazd założonej drogi. Przedstawione na rysunku 2.10 warunki pracy pojazdu A obejmują zarówno stany rozpędzania pojazdu, jak również jazdę 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). Dla porównania, warunki pracy pojazdu odpowiadające spokojnej jeździe mogą zostać uzyskane podczas realizacji segmentu miejskiego testu NEDC. 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 (2.7) należy wyodrębnić również krótkie stany pracy odpowiadające dużym wartościom  $\Phi$ . Aproksymacja liniowa przebiegowego zużycia paliwa  $Q$  na rysunku 2.10 potwierdziła istnienie ścisłej korelacji przebiegowego zużycia

paliwa z energochłonnością jednostkową  $\Phi$ , po odrzuceniu z analizy punktów odpowiadających niewłaściwej eksploatacji układu napędowego. Aproksymację wykonano z użyciem metody najmniejszych kwadratów, a współczynnik korelacji [19] osiągnął w tym wypadku dużą wartość  $\rho = 0,994$ . Podobne rezultaty osiągnięto przy analizie pracy układu napędowego pojazdu B. Wyniki analogicznej symulacji jak dla pojazdu A zamieszczono na rysunku 2.11. Aproksymację dla danych zamieszczonych na rysunku 2.11 wykonano również przy dużym współczynniku korelacji  $\rho = 0,993$ .

### 2.2.6. Rozkład prawdopodobieństwa stanów pracy silnika

Opis warunków eksploatacji pojazdu może również zostać wykonany przez wyznaczenie dwuwymiarowych rozkładów prawdopodobieństwa stanów pracy silnika [33, 34, 49, 85, 119, 125, 143, 149, 174]. 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:

$$f_s = f(M_o, n). \quad (2.8)$$

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:

$$\Delta M_o = \frac{M_{o\max} - M_{o\min}}{i_{\max}}, \quad (2.9)$$

$$\Delta n = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{j_{\max}}, \quad (2.10)$$

gdzie  $i_{\max}$ ,  $j_{\max}$  – parametry określające liczby elementów  $\Delta L_s$ , na które podzielono pole pracy silnika, a następnie przypisania poszczególnym elementom prawdopodobieństwa zdarzenia, że punkt pracy silnika opisany parametrami:  $M_o$  oraz  $n$  leży w polu tego elementu. W pracy [49] dwuwymiarowy rozkład prawdopodobieństwa przedstawiono jako charakterystykę gęstości czasowej. Poszczególnym elementom pola pracy silnika  $\Delta L_s$  przypisano czas  $t$  współpracy silnika z odbiornikiem energii, w którym parametry  $M_o$  oraz  $n$  należą do pola  $\Delta L_s$  oznaczonego numerami  $i, j$  (rys. 2.12). Uzyskana charakterystyka gęstości czasowej może następnie zostać użyta do określenia przybliżonego średniego zużycia paliwa na podstawie statycznej trójwymiarowej charakterystyki zużycia paliwa konkretnego silnika:

$$\bar{G}_e = \sum_{i=1}^{i_{\max}} \sum_{j=1}^{j_{\max}} \left[ \frac{t_{i,j}}{t_c} \cdot G_e(M_{oi,j}, n_{i,j}) \right], \quad (2.11)$$

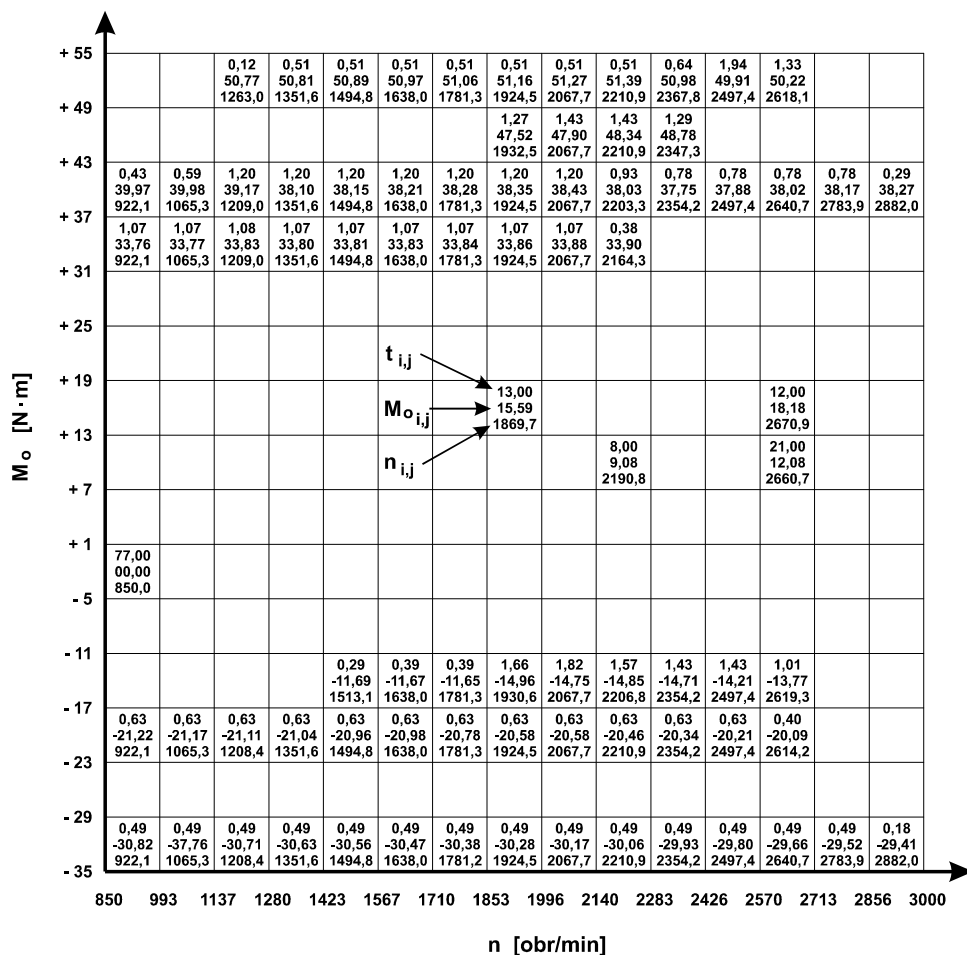
gdzie  $t_c$  – całkowity czas trwania testu lub okresu eksploatacji.

Obliczone tą drogą średnie zużycie paliwa stanowić może wzorec do porównywania zmierzonego w czasie eksploatacji zużycia paliwa. Pomimo tego, że wartość wzorcową zużycia paliwa obliczono 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. W ten sam sposób możliwe jest również obliczanie emisji związków toksycznych dla ustalonych warunków pracy silnika. Współczesne sterowniki samochodów ciężarowych oraz autobusów w dużej mierze automatycznie rejestrują uproszczoną charakterystykę gęstości czasowej w formie dyskretnej w przyjętym okresie eksploatacji, co czyni opisaną powyżej metodę szczególnie perspektywiczną.

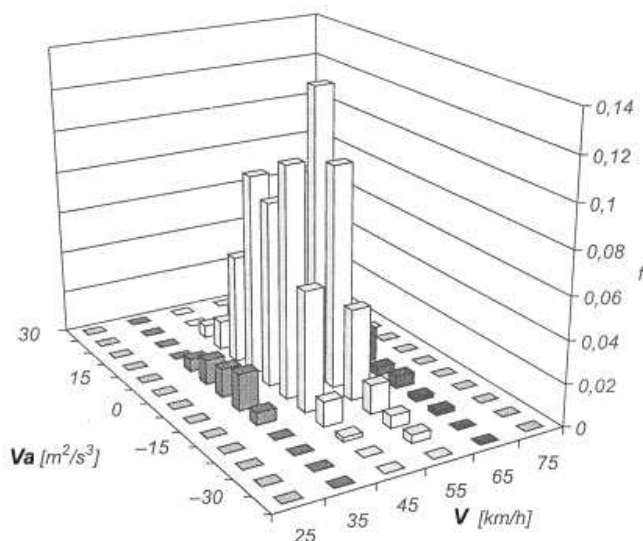
Metoda ta posiada również pewne wady związane z pracochłonnością przygotowania odpowiedniego modelu zużycia paliwa lub emisji związków toksycznych. W praktyce konieczne jest przeprowadzenie kompleksowych badań silnika wybranego pojazdu na hamowni. Ze względu na strukturę systemu sterowania współczesnego silnika samochodowego konieczne jest wymontowanie z pojazdu oprócz sterownika silnika również współpracujących z nim sterowników innych podzespołów pojazdu oraz znacznej części pokładowej sieci wymiany danych.



Rys. 2.12. Czas pracy  $t$  w polu elementu o współrzędnych  $\{n, M_o\}$  dla silnika samochodu Polonez w teście jezdnym UDC [49]

### 2.2.7. Rozkład prawdopodobieństwa stanów pracy pojazdu

Pewną odmianą powyższej metody jest wykorzystanie dwuwymiarowego rozkładu prawdopodobieństwa stanów pracy pojazdu, który jest identyfikowany z użyciem prędkości oraz iloczynu prędkości i przyspieszenia pojazdu [34] (rys. 2.13) lub prędkości oraz przyspieszenia pojazdu [123, 150]. Metoda ta pozwala prognozować zużycie paliwa [55, 139, 150] oraz emisję związków toksycznych [34, 55, 123], a identyfikacja odpowiednich modeli odbywa się na hamowni podwoziowej lub w warunkach rzeczywistego ruchu. Nie jest więc konieczne wymontowywanie silnika i jego osprzętu z pojazdu. W metodzie tej możliwe jest wykorzystanie testów homologacyjnych do tworzenia modeli zużycia paliwa i emisji związków toksycznych.



Rys. 2.13. Dwuwymiarowy dyskretny rozkład prawdopodobieństwa  $f$  stanów pracy pojazdu [34]

Metoda ta może jednak stwarzać pewne problemy związane z koniecznością osiągnięcia zarejestrowanych wartości przyspieszenia i prędkości przy większym ładunku lub innej skonfigurowanym układzie napędowym niż w testowym pojeździe. Brakuje również propozycji modelu zużycia paliwa uwzględniającego masę pojazdu. Stanowi to istotną barierę dla oceny efektywności energetycznej pojazdów o różnych masach.

### 2.2.8. Styl jazdy kierowcy

Istnieje także grupa metod identyfikacji warunków eksploatacji mających na celu zmniejszenie eksploatacyjnego zużycia paliwa przez poprawę stosowanego sterowania układem napędowym [7, 57, 72, 73, 76, 91, 106, 129, 137, 144]. W metodach tych klasyfikuje się styl jazdy kierowcy [7, 137] bądź też w czasie rzeczywistym dokonuje analizy parametrów ruchu pojazdu i sugeruje kierowcy ekonomiczny sposób sterowania układem napędowym (systemy asystujące kierowcy) [57, 76, 129, 144]. Bardziej zaawansowane systemy umożliwiają, przy wyborze strategii sterowania pojazdem, uwzględnienie informacji o zbliżających się wzniesieniach i ich nachyleniu oraz o utrudnieniach w ruchu [20, 57,

76, 144], co pozwala zarządzać procesem kumulowania i wykorzystania energii kinetycznej oraz potencjalnej pojazdu. Stosowane są również systemy pomiaru prędkości i odległości od pojazdów znajdujących się z przodu [28]. Powyższe systemy mają na celu, oprócz zmniejszenia zużycia paliwa, również poprawę bezpieczeństwa ruchu i zwiększenie jego płynności. Na szczególną uwagę, ze względu na skalę zastosowania (90 tys. zarejestrowanych użytkowników), zasługuje tutaj rozwiązanie zastosowane przez koncern FIAT [137]. Ocena stylu jazdy kierowcy prowadzona jest przez program komputerowy, do którego dane zbierane są przez pokładowy system informatyczny. Dane z pojazdu przenoszone są przez użytkowników do komputera przez pamięć typu Flash (transmisja przez port USB w pojeździe). Dane są analizowane za pomocą programu, który podpowiada wybór elementów sterowania pojazdem w celu zmniejszenia zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub>. Zachowanie kierowcy jest oceniane specjalnym indeksem (Ecoindex) określonym na podstawie przebiegu następujących parametrów: wybór biegu w przekładni wybieralnej, położenie pedału przyspieszenia, położenie pedału hamulca, prędkość, i in. Zgodnie z danymi producenta systemu, po szkoleniu trwającym 7 – 30 dni, zużycie paliwa zmniejsza się o około 7%. Założenia twórców systemów asystujących kierowcy w czasie rzeczywistym mówią o jeszcze większych oszczędnościach wynoszących 25–50% [57, 144].

### 2.3. Podsumowanie stanu wiedzy

Analizowane metody oceny efektywności energetycznej pojazdu oraz identyfikacji warunków eksploatacji stanowią tylko wybraną część spośród powszechnie wykorzystywanych. Pominięto, między innymi, szeroką grupę metod, które identyfikują warunki eksploatacji w sposób uśredniony dla reprezentatywnej grupy pojazdów na wybranym obszarze [5, 16, 165]. Użycie konkretnej metody, odznaczającej się potencjalnie małą dokładnością przy prognozowaniu zużycia paliwa lub emisji związków toksycznych, może być w pewnych warunkach najlepsze, ze względu na dostępną bazę danych lub techniczne możliwości prowadzenia pomiarów. Z tego też powodu nie przeprowadzono klasyfikacji metod pod kątem ich dokładności przy odzworowywaniu wybranych parametrów pracy pojazdu, a w szczególnych przypadkach dołączono jedynie komentarz dotyczący specyfiki danej metody.

Na podstawie przeprowadzonego przeglądu istniejącego stanu wiedzy można stwierdzić, że istniejące metody oceny efektywności energetycznej pojazdów bazują głównie na wyznaczaniu przebiegowego zużycia paliwa dla założonych warunków eksploatacji. Warunki te mogą zostać opisane za pomocą jednej z wielu powyżej prezentowanych metod identyfikacji warunków eksploatacji. Widoczne są duże różnice w zakresie osiągniętej dokładności w odzworowywaniu przebiegowego zużycia paliwa z użyciem poszczególnych metod, jak również w stopniu ich uniwersalności oraz w stopniu komplikacji wykonywanych pomiarów. Wykorzystując wyniki analizy stanu wiedzy, można sformułować kryteria wyboru metody identyfikacji warunków eksploatacji. Taka metoda powinna:

- a) zapewniać dużą dokładność odzworowywania przebiegowego zużycia paliwa, gdyż sytuacja taka pozwala wykorzystać wyniki oceny efektywności energetycznej pojazdu podczas rzeczywistej eksploatacji, np. do prognozowania zużycia paliwa,
- b) odznaczać się uniwersalnością umożliwiającą jej wykorzystanie przy eksploatacji pojazdów o zbliżonej konstrukcji i zastosowaniu, np. do porównywania prognozowanych kosztów eksploatacji floty pojazdów oraz optymalizacji zadań przydzielanych poszczególnym pojazdom,
- c) być niskonakładowa i wymagać krótkiego czasu realizacji badań, aby możliwe było jej powszechne wykorzystanie.

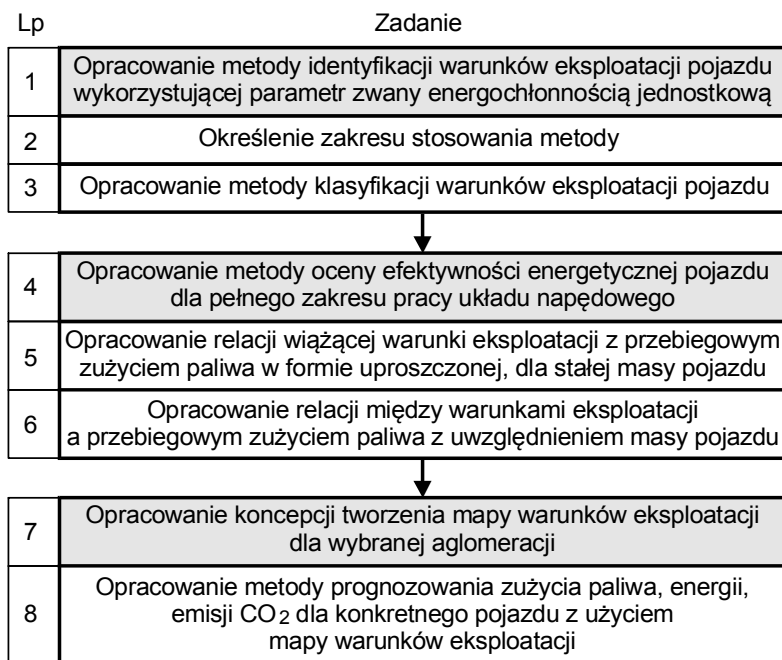
Można stwierdzić, że przyjęte kryteria mają charakter przeciwny, np. zwiększanie dokładności metody jest zazwyczaj okupione wzrostem stopnia złożoności wykorzystywanych procedur pomiarowych oraz technologicznego zaawansowania urządzeń, przy jednoczesnym spadku uniwersalności metody. W odniesieniu do omawianych metod widoczne są również poważne zastrzeżenia co do możliwości satysfakcjonującego wypełnienia poszczególnych kryteriów. Konieczny jest w związku z powyższym dalszy ich rozwój oraz poprawa możliwości ich szerokiego wykorzystania przez użytkowników pojazdów, np. firmy kurierskie lub komunikacyjne.

## Rozdział 3

### CEL I ZAKRES PRACY

W pracy podjęto problem dostosowania procedur pomiarowych do rzeczywistych warunków pracy układów napędowych pojazdów w aglomeracji miejskiej. **Głównym celem niniejszej pracy jest opracowanie metody identyfikacji warunków eksploatacji oraz oceny efektywności energetycznej pojazdów samochodowych z silnikami spalinowymi na podstawie danych pochodzących z bieżącej eksploatacji, a uwzględniających pełen zakres eksploatacji układów napędowych.**

Główne zadania badawcze zrealizowane dla osiągnięcia postawionego celu pracy przedstawiono na schemacie blokowym na rysunku 3.1. Opis wykonanych zadań wraz z wnioskami poznawczymi i użytkarnymi zamieszczono w kolejnych rozdziałach.



Rys. 3.1. Główne zadania badawcze zrealizowane dla osiągnięcia postawionego celu pracy

W zakres pracy wchodzi opracowanie metody identyfikacji warunków eksploatacji pojazdu, która pozwoli spełnić warunki sformułowane w podsumowaniu stanu wiedzy, tj.: osiągnąć dużą dokładność odwzorowywania przebiegowego zużycia paliwa dla zarejestrowanych warunków eksploatacji, osiągnąć niskonakładowy charakter oraz uniwersalność umożliwiającą jej wykorzystanie przy eksploatacji pojazdów o zbliżonej konstrukcji i zastosowaniu. Bazując na wynikach prac innych autorów oraz wynikach własnych badań modelowych, wybrano metodę identyfikacji warunków eksploatacji pojazdu wykorzystującą

cą parametr zwany energochłonnością jednostkową. Parametr ten obejmuje zarówno wpływ warunków ruchu strumienia pojazdów, jak również styl jazdy kierowcy (czynnik nie uwzględniany dotychczas w testach). W przygotowanej metodzie parametr ten zdefiniowano w zmodyfikowany sposób w stosunku do używanego przez innych autorów. Energochłonność jednostkowa stanowi stosunek energii dostarczonej przez układ napędowy do kół do masy pojazdu oraz drogi przejechanej w fazie napędowej  $\Phi = E/(L_n \cdot m)$ . Takie podejście ułatwia skorelowanie energochłonności jednostkowej z przebiegowym zużyciem paliwa w fazie napędowej, a w konsekwencji prognozowania przebiegowego zużycia paliwa. W pracy określono zakres zastosowania tej metody, a w szczególności możliwość jej użycia do jednoznacznego opisu warunków eksploatacji pojazdu w ruchu miejskim. Istotnym zagadnieniem, z punktu widzenia interpretacji wyników, jest opracowanie metody klasyfikacji warunków eksploatacji na podstawie analizy przeprowadzonej z użyciem energochłonności jednostkowej. Według tradycyjnych kryteriów może to być podział na: jazdę w mieście, jazdę poza miastem, jazdę w korku, itp., a według niestandardowych kryteriów ze względu na styl jazdy kierowcy, spokojny lub dynamiczny.

Istniejące metody oceny efektywności energetycznej pojazdów bazują głównie na wyznaczaniu przebiegowego zużycia paliwa dla założonych warunków eksploatacji. Ocena efektywności układu napędowego pojazdu polega wówczas na porównaniu przebiegowego zużycia paliwa w warunkach wybranego testu, np. homologacyjnego, z wynikami innych pojazdów. Uzyskane tą drogą wyniki stwarzają poważne problemy interpretacyjne związane z reprezentatywnością przyjętego testu dla warunków eksploatacji pojazdu spotykanych w wybranym mieście lub dzielnicy. Tworzenie testów reprezentatywnych dla jednego miasta, bądź dzielnicy nie wydaje się rozwiązaniem perspektywicznym, chociażby ze względu na skalę takiego przedsięwzięcia. W świetle powyższych uwag za celowe uznano opracowanie metody oceny efektywności energetycznej pojazdu obejmującej pełen zakres pracy układu napędowego. Do oceny takiej należałoby wówczas wykorzystać relację (funkcję) wiążącą warunki eksploatacji, reprezentowane odpowiednim parametrem, z przebiegowym zużyciem paliwa. W ogólnym przypadku ocena efektywności energetycznej pojazdu może polegać na określeniu właściwości funkcji wiążącej przebiegowe zużycie paliwa z parametrem reprezentującym warunki eksploatacji. Przy użyciu takiej funkcji możliwe będzie obliczenie prognozowanego (referencyjnego) zużycia paliwa oraz emisji CO<sub>2</sub> dla założonych warunków eksploatacji. Wskazane jest opracowanie relacji wiążącej warunki eksploatacji z przebiegowym zużyciem paliwa w formie uproszczonej, dla stałej masy pojazdu, a także w formie rozszerzonej, pozwalającej uwzględnić wpływ masy pojazdu na przebiegowe zużycie paliwa.

Istotnym elementem pracy jest również opracowanie koncepcji tworzenia mapy warunków eksploatacji w wybranej aglomeracji. Zaproponowana mapa warunków eksploatacji ma umożliwić prognozowanie wybranych parametrów eksploatacyjnych przy użyciu funkcji wiążącej przebiegowe zużycie paliwa z parametrem reprezentującym warunki eksploatacji utworzonej dla konkretnego egzemplarza samochodu. Przykładowo dla wskazanej drogi przejazdu mapa warunków eksploatacji ma umożliwić wyznaczenie całkowitej energii przeznaczanej do napędu pojazdu, zużycia paliwa, czasu przejazdu, średniej prędkości przejazdu oraz emisji CO<sub>2</sub>. Wyniki analizy z użyciem opracowanych narzędzi obliczeniowych, dla wybranych lub zarejestrowanych warunków eksploatacji, umożliwią wybór najbardziej efektywnej (ekonomicznej) jednostki napędowej, określenie zalecanego „stopnia hybrydyzacji” tej jednostki, wyznaczanie referencyjnego zużycia paliwa (normowanie zużycia paliwa) i najlepszej drogi przejazdu ze względu na minimalizację zużycia paliwa lub energii, ewentualnie określanie wpływu stosowanych rozwiązań inżynierii drogowej na

strukturalne zużycie energii i emisję związków szkodliwych do atmosfery dla określonej struktury eksploatowanych pojazdów.

Do badań drogowych wytypowano cztery pojazdy, które stanowią dobrą reprezentację floty pojazdów osobowych występujących na ulicach polskich miast. Dwa spośród nich spełniają normę Euro 4, a dwa pozostałe odpowiednio normę Euro 3 i Euro 2. Badania drogowe przeprowadzono w regularnym ruchu na terenie Gdańska, na ulicach, które uznano za reprezentatywne dla ruchu w dużej aglomeracji miejskiej (duże natężenie ruchu, duża liczba skrzyżowań z sygnalizacją świetlną). W celu osiągnięcia niskonakładowego charakteru metody identyfikacji warunków eksploatacji opracowano procedury wyznaczania parametrów eksploatacyjnych silnika oraz pojazdu z użyciem pokładowej sieci CAN oraz systemu GPS. Opracowano również metody obliczeniowe i symulacyjne umożliwiające wyznaczenie parametrów pracy układu napędowego, które nie mogą być bezpośrednio zmierzone.

## Rozdział 4

# ZAŁOŻENIA DLA PRZYJĘTEJ METODYKI BADAŃ

### 4.1. Informacje wstępne

Przyjęta metodyka badań zależy w dużej mierze od kosztów urządzeń pomiarowych, łatwości ich użycia oraz czasochłonności instalacji. W niniejszym rozdziale omówiono procedury pomiarowe, które umożliwiają realizację założonego celu pracy, a jednocześnie pozwalają przeprowadzić badania w sposób niskonakładowy.

W pracy wykorzystano wyniki badań czterech pojazdów. Stanowią one dobrą reprezentację floty aut osobowych występujących na ulicach polskich miast, a konstrukcje ich układów napędowych stanowią przegląd różnych technologii użytych do osiągnięcia wymaganych limitów emisji związków toksycznych (Euro 2 – Euro 4). Wybrane parametry tych pojazdów przedstawiono w tablicy 4.1. Pojazdy 1 i 2 badane były w warunkach ruchu ulicznego na terenie Gdańska, natomiast 3 i 4 mają formę modeli numerycznych, a ich badania wykonano metodą symulacji komputerowej. Szczegółowy opis zastosowanego w tym wypadku modelu do obliczania zużycia paliwa przedstawiono w podrozdziale 4.5.

Tablica 4.1

Parametry pojazdów wykorzystanych w badaniach

Parametr	Wartość			
	pojazd 1	pojazd 2	pojazd 3	pojazd 4
Nazwa modelu pojazdu	Nissan Almera	Skoda Fabia	Fiat Stilo	Mecedes Klasa C
Rok produkcji	2003	2003	2002	1998
Standard emisji spalin	Euro 4	Euro 4	Euro 3	Euro 2
Masa samochodu $m$ [kg]	1343	1243	1480	1810
Promień dynamiczny koła $r_d$ [mm]	297	265	305	289
Przełożenie przekładni gł. $i_g$	4,44	4,12	3,73	3,91
Przełożenie na biegu I $i_{b1}$	3,33	3,46	3,91	3,91
Wsp. oporu powietrza $C_x$	0,34	0,32	0,32	0,30
Współczynnik podstawowego oporu toczenia $f_{to}$	0,012	0,012	0,012	0,012
Sprawność ukł. przen. napędu $\eta_{UPN}$	0,94	0,92	0,92	0,90

Pomiar wybranych parametrów eksploatacyjnych silnika i pojazdu wykonano z użyciem następujących systemów pomiarowych:

- a) systemu wykorzystującego transmisję danych w pokładowej sieci CAN do pomiaru:
  - prędkości obrotowej silnika  $n$ ,
  - czasowego zużycia paliwa  $G_e$ ,
  - sygnału sterowania silnikiem (0 – 100%)  $U_s$ ,
  - temperatury płynu chłodzącego  $T_{ch}$ ,



b) systemu GPS do pomiaru:

- prędkości pojazdu  $V$ ,
- wysokości nad poziomem morza, na której znajduje się pojazd  $H$ ,
- szerokości geograficznej,
- długości geograficznej.

Metody pomiaru wymienionych powyżej parametrów za pomocą systemu wykorzystującego transmisję danych w pokładowej sieci CAN oraz systemu GPS opisano odpowiednio w podrozdziałach 4.2 oraz 4.3.

Masa pojazdu obejmująca pojazd gotowy do drogi, kierowcę, paliwo, urządzenia pomiarowe praktycznie nie ulegała zmianie w trakcie wykonywanych badań. Zbiornik paliwa był każdorazowo uzupełniany po zużyciu maksymalnie 7 litrów paliwa. Można więc przyjąć, że zmiana masy nie przekroczyła 5 kg ( $\sim 0,4\%$  masy najlżejszego pojazdu – tab. 4.1). Współczynnik mas wirujących obliczany był na podstawie następującej formuły [54]:

$$\delta = d_1 + d_2 \cdot i_b^2, \quad (4.1)$$

gdzie:

$$d_1 = 1 + \frac{4 \cdot I_k}{r_d^2 \cdot m}, \quad (4.2)$$

$I_k$  – moment bezwładności koła,

$r_d$  – promień dynamiczny koła,

$d_2$  – na podstawie [156] przyjęto 0,024,

$i_b$  – przełożenie w przekładni wybieralnej,

$m$  – masa samochodu gotowego do jazdy z kierowcą oraz urządzeniami pomiarowymi.

Przy znajomości parametrów konstrukcyjnych układu przeniesienia napędu oraz stosunku prędkości jazdy do prędkości obrotowej silnika ustalane było aktualnie używane przełożenie w przekładni wybieralnej  $i_b$ . Przedstawione niżej wyniki badań pojazdów dotyczą pracy silników rozgrzanych, a prowadzony pomiar temperatury płynu chłodzącego silnika miał wyłącznie charakter kontrolny. Taki charakter badań wynikał między innymi z możliwości zastosowania metody objętościowego pomiaru zużycia paliwa. Pomiar ten był realizowany przy wykorzystaniu czasu otwarcia wtryskiwaczy, który można powiązać jednoznacznie z dawką wtryskiwanego paliwa wyłącznie dla stałej temperatury paliwa [82, 83].

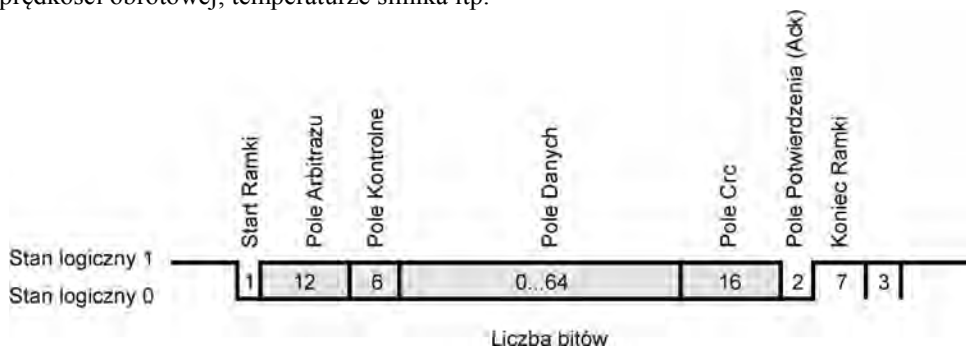
Moment obrotowy silnika  $M_o$  obliczany był z użyciem modelu układu napędowego pojazdu przedstawionego w podrozdziale 4.4. Model ten wykorzystuje obliczenia oporów ruchu pojazdu zgodnie z [54, 75, 146], jest więc wrażliwy na dokładność określenia takich parametrów jak współczynnik oporów toczenia oraz współczynnik oporów powietrza. Z tego względu badania przeprowadzono wyłącznie w dni bez opadów deszczu, przy powtarzalnych warunkach współpracy opona-nawierzchnia oraz prędkości wiatru nie przekraczającej 7 km/h. Istotnym problemem badawczym jest, w świetle powyższego, określenie wymienionych współczynników. Współczynnik oporów toczenia wyznaczony był metodą wybiegu (jazda bez napędu w zakresie prędkości 30–0 km/h) [130, 161], przy czym nie jest konieczne kontynuowanie wybiegu aż do chwili zatrzymania pojazdu. Dysponując systemem rejestracji w funkcji czasu takich parametrów pracy pojazdu jak prędkość, przyspieszenie (w tym wypadku opóźnienie) można wyznaczyć poszukiwany współczynnik oporów toczenia na podstawie bilansu sił. Próby takie przeprowadzono na nawierzchni uznanej za reprezentatywną dla przyszłych warunków eksploatacji pojazdu. Możliwe jest również wykorzystanie istniejącej bazy współczynników oporów toczenia wybranych opon współpracujących z określonym typem nawierzchni [58, 59, 161]. Współczynnik oporów powie-

trza można wyznaczyć metodą wybiegu przy dużych prędkościach jazdy [130]. W niniejszej pracy posłużono się jednak danymi producentów pojazdów, przy zachowaniu oryginalnej konfiguracji nadwozia pojazdów.

Alternatywą dla przyjętej metody obliczania momentu obrotowego silnika na podstawie bilansu oporów ruchu pojazdu (podrozdział 4.4) może być wykorzystanie dynamicznego modelu silnika opisanego w podrozdziale 4.6. W modelu tym chwilowa wartość momentu obrotowego uzależniona jest od wartości sygnału sterowania po skokowej zmianie jego nastawy oraz od przebiegu prędkości obrotowej i momentu obrotowego w okresie poprzedzającym zmianę nastawy silnika. Jego użycie nie jest więc ograniczone ze względu na warunki pogodowe, rodzaj nawierzchni oraz chwilowe parametry kół jezdnych. Realną alternatywą dla obliczeń momentu obrotowego na podstawie modeli jest również wykorzystanie systemów pomiaru momentu obrotowego silnika lub ciśnienia gazów w cylindrach [51, 52, 77].

## 4.2. Pomiar parametrów pracy silnika i pojazdu z wykorzystaniem pokładowej sieci CAN

Współczesne samochody są wyposażone w dużą liczbę układów elektronicznych, które wymagają wzajemnej wymiany informacji, np. sterowniki: silnika (ECU), systemu zapobiegającego blokowaniu kół jezdnych (ABS), systemu stabilizacji toru jazdy (ESP), systemu przeciwoślizgowego przy ruszaniu (ASR), multimediiów itd. Techniczne problemy niezależnego łączenia ze sobą dużej liczby sterowników doprowadziły do powstania pokładowych sieci wymiany danych [29, 120, 121, 154, 177]. Do najpopularniejszych z nich zalicza się obecnie system CAN (*Controller Area Network*). System CAN jest szeregową siecią (magistralą) opracowaną przez firmę Bosch w 1986 roku. Magistrala CAN pracuje z maksymalną prędkością transmisji 1 Mbit/s na dystansie do 40 m. Wraz ze zwiększaniem dystansu spada maksymalna prędkość transmisji, np. 250 kbit/s na 250 m. Magistrala CAN łączy ze sobą sterowniki kolejnych systemów, przy czym nie ma wyodrębnionej jednostki nadrzędnej. Sterowniki wchodzące w skład systemu CAN wysyłają komunikaty w postaci szeregu stanów logicznych 0 lub 1. Używane są dwa formaty komunikatów, które różnią się długością bitową. Komunikaty te nazywane są ramkami wiadomości i składają się z siedmiu różnych pól bitowych (rys. 4.1). Jedno z pól bitowych o nazwie „Pole Danych” zawiera informację o wartościach wybranych parametrów, np. o prędkości obrotowej, temperaturze silnika itp.



Rys. 4.1. Ramka wiadomości w systemie CAN

Magistrala CAN ma strukturę liniową i można do niej dołączać zarówno sterowniki, jak i urządzenia wskaźnikowe oraz wykonawcze. Dołączenie kolejnego urządzenia do magistrali wymaga połączenia z dwoma liniami CAN H i CAN L. Współczesne samochody posiadają również bardzo często dostęp do magistrali CAN przez złącze diagnostyczne. Wynika to między innymi z małej prędkości transferu danych przez konwencjonalne połączenia szeregowo typu K-line [29]. Odczytanie informacji przesyłanych magistralą CAN wymaga więc podłączenia urządzenia rejestrującego przebieg sygnałów w postaci cyfrowej w liniach CAN H i CAN L. W najprostszej z opisanych sytuacji możliwe jest to za pośrednictwem złącza diagnostycznego.

W niniejszej pracy do pomiaru i rejestracji parametrów eksploatacyjnych silnika i pojazdu posłużono się komercyjnym urządzeniem rejestrującym [159] współpracującym z siecią CAN, które zawiera również system GPS (*Global Positioning System*) [138]. Jest to urządzenie przeznaczone do „śledzenia” informacji przesyłanych przez sterowniki do sieci pokładowej samochodu. Urządzenie to nie posiada możliwości komunikowania się z innymi sterownikami dołączonymi do magistrali. Może wyłącznie odczytywać ramki wiadomości transferowane do magistrali. Pomiar i rejestracja musi być poprzedzona identyfikacją ramek wiadomości, które są używane przez sterowniki oraz przypisaniu poszczególnym bitom „Pola Danych” konkretnych parametrów pracy silnika lub pojazdu. W ramach niniejszej pracy przygotowano specjalne procedury sterowań układem napędowym samochodu służące identyfikacji grupy bitów reprezentujących określony parametr pracy. Ponadto konieczna była również kalibracja sygnałów z systemu CAN dla przyjętych jednostek pomiarowych. Do tego celu wykorzystano rejestrator współpracujący z układem diagnostyki pokładowej OBD (*On-Board Diagnostics*) [67, 68, 69, 120, 121, 125]. Wykorzystanie łącza komunikacyjnego OBD do rejestracji parametrów pracy silnika i pojazdu umożliwia zapis już wyskalowanych parametrów, np. prędkości obrotowej silnika w obr/min, jednak odbywa się to przy stosunkowo małej częstotliwości 2 Hz (dla dwóch parametrów). Zapis maksymalnie 20 skalibrowanych sygnałów, z użyciem rejestratora współpracującego z siecią CAN może się natomiast odbywać przy częstotliwości 100 Hz. Na rysunku 4.2 przedstawiono okno dialogowe rejestratora użytego w badaniach, gdzie zdefiniowano jeden parametr pracy silnika transmitowany siecią CAN. W skład wielkości definiujących parametr pracy wchodzi między innymi:

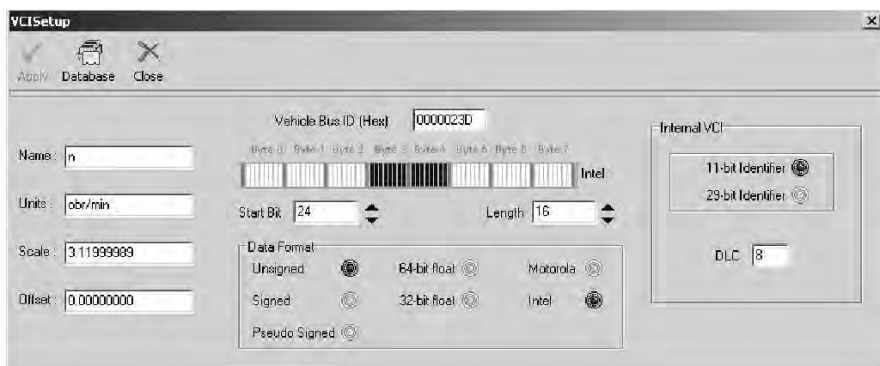
- identyfikator ramki wiadomości (*Vehicle Bus ID (Hex)*),
- numery bitów w „Polu Danych” reprezentujących wybrany parametr pracy (reprezentacja graficzna w postaci ciemnych słupków),
- nazwa (*Name*) i jednostki parametru pracy (*Units*),
- przyjęta skala wiążąca rzeczywistą jednostkę parametru pracy z bezwymiarową wartością liczbową grupy bitów (*Scale*).

Na rysunku 4.3 przedstawiono okno dialogowe rejestratora z zestawieniem parametrów odczytywanych z sieci pokładowej CAN, np. prędkość obrotowa silnika  $n$ , sygnał trybu pracy klimatyzacji automatycznej AC.

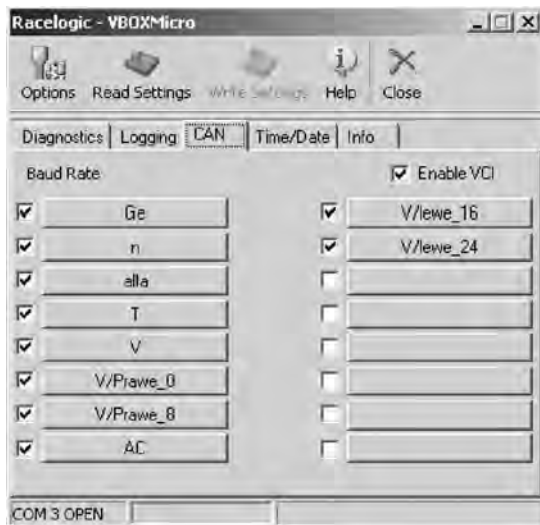
Zużycie paliwa wskazywane przez sterownik silnika obliczono na podstawie liczby cykli pracy w jednostce czasu, czasu otwarcia wtryskiwaczy oraz współczynnika proporcjonalności [82], który nie jest przez producenta ustalany indywidualnie dla każdego pojazdu. Dlatego też wskazania sterownika silnika mogą być obciążone pewnym systematycznym błędem i przy kalibracji sygnału reprezentującego zużycie paliwa wskazane jest wykorzystanie metody pomiaru bezpośredniego, np. metody pełnego zbiornika.

Należy podkreślić, że opracowana metoda identyfikacji grupy bitów reprezentujących określony parametr pracy silnika lub pojazdu oraz jego kalibracji dla przyjętych jednostek

pomiarowych umożliwia szybkie i nieinwazyjne stworzenie systemu pomiarowego. Instalacja systemu pomiarowego polega na połączeniu urządzenia rejestrującego z gniazdem diagnostycznym OBD. Ponadto, w przypadku pojazdów tej samej marki, używane są te same identyfikatory ramek wiadomości przez sieć pokładową CAN. Oznacza to skrócenie prac nad przygotowaniem systemu pomiarowego do skalibrowania sygnałów dla przyjętych jednostek pomiarowych. Instalowane seryjnie przez producentów na pokładzie współczesnych pojazdów systemy pomiarowe zapewniają dużą dokładność, zarówno w zakresie próbkowania, np. 120 znaczników na kole zamachowym do pomiaru chwilowej prędkości obrotowej silnika, jak i filtracji „surowego” sygnału. Wynika ona między innymi z zastosowanych zaawansowanych systemów autodiagnostyki, np. kontroli wypadania zapłonów na podstawie przebiegu prędkości obrotowej silnika.



Rys. 4.2. Definiowanie (dla potrzeb rejestracji) wybranego parametru pracy silnika transmitowanego siecią CAN



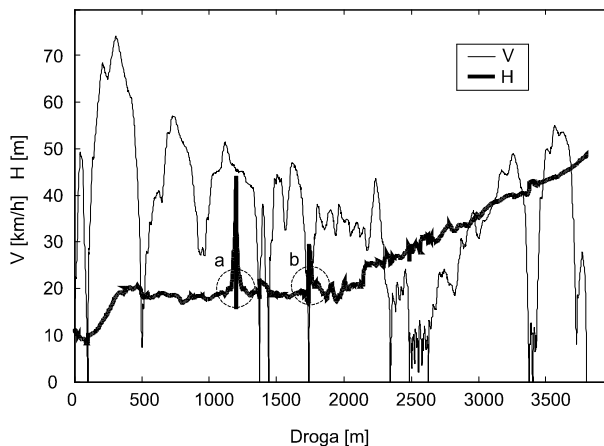
Rys. 4.3. Okno dialogowe rejestratora z zestawieniem parametrów odczytywanych z sieci pokładowej CAN

### 4.3. Pomiar parametrów trakcyjnych pojazdu z wykorzystaniem systemu GPS

#### 4.3.1. Korekta sygnału wysokości pochodzącego z systemu GPS

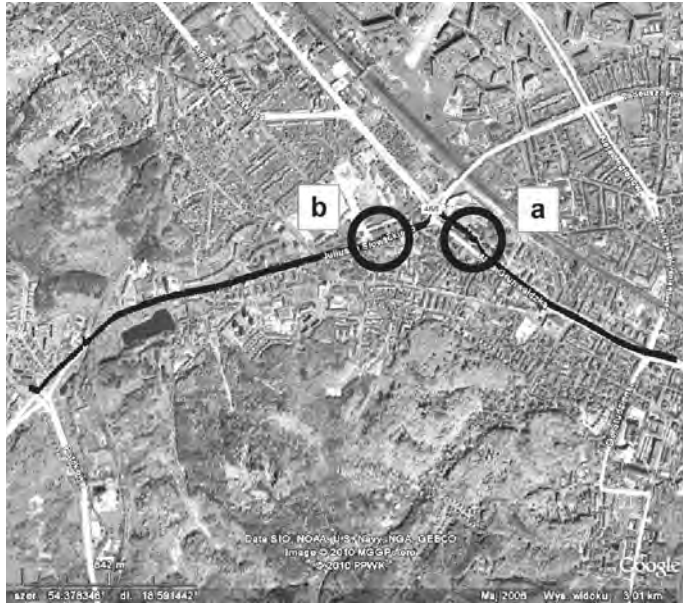
Badania drogowe pojazdów związane są najczęściej z określeniem ich właściwości trakcyjnych, ekologicznych i energetycznych. Jedną z metod ustalania obciążenia układu napędowego pojazdu jest określenie energii mechanicznej dostarczonej przez układ przeniesienia napędu do kół. Istotnym składnikiem tego bilansu jest energia przeznaczana na wzrost energii potencjalnej pojazdu (w wyniku pokonywania wzniesień) [47, 96]. Niezbędne jest więc precyzyjne określenie wysokości, na której znajduje się pojazd, a ostatecznie chwilowego kąta pochylenia drogi. Jak wykazano, zadanie to z zadowalającą dokładnością realizować może system pomiaru położenia GPS po odpowiedniej korekcie wskazań. Dodatkowo samochód poruszający się w strumieniu pojazdów, w regularnym ruchu miejskim, może również stanowić urządzenie pomiarowe do określania natężenia ruchu, wyznaczania rzeczywistych warunków eksploatacji pojazdów oraz wyznaczenia profili prędkości typowych dla wybranego odcinka drogi lub dzielnicy miasta [30, 111, 167].

Wysokość podawana przez odbiornik GPS nie jest zbyt precyzyjna dla zastosowań naziemnych. Prosta geometria komponentów satelitarnych systemu sprawia, że precyzja pomiaru wysokości jest około dziesięciokrotnie mniej dokładna od pomiaru pozycji poziomej. Typowy błąd pozycji pionowej w sygnałach i urządzeniach dla użytku cywilnego jest mniejszy niż 10 metrów. Podstawowym problemem przy wykorzystaniu tych odbiorników w warunkach badań drogowych jest jednak powstawanie odbić sygnału pochodzącego z nadajników satelitarnych lub jego chwilowy zanik. W warunkach miejskich przyczyną tego zjawiska jest przede wszystkim gęsta zabudowa i występowanie wysokich budynków w bezpośrednim sąsiedztwie jezdni oraz występowanie wiaduktów i tuneli. Na rysunku 4.4 przedstawiono przebieg wysokości  $H$  oraz prędkości pojazdu  $V$  rejestrowanych w czasie przejazdu przez centrum Gdańska. Do analizy wybrano trasę przejazdu przebiegającą ulicami o gęstej zabudowie, z budynkami występującymi w bezpośrednim sąsiedztwie jezdni. Widoczne są tam dwa miejsca o oznaczeniu „a” oraz „b”, gdzie nastąpiło zakłócenie sygnału z satelity objawiające się gwałtownym wzrostem wskazywanej wysokości, a następnie jej spadkiem do poziomu wyjściowego (rys. 4.5).

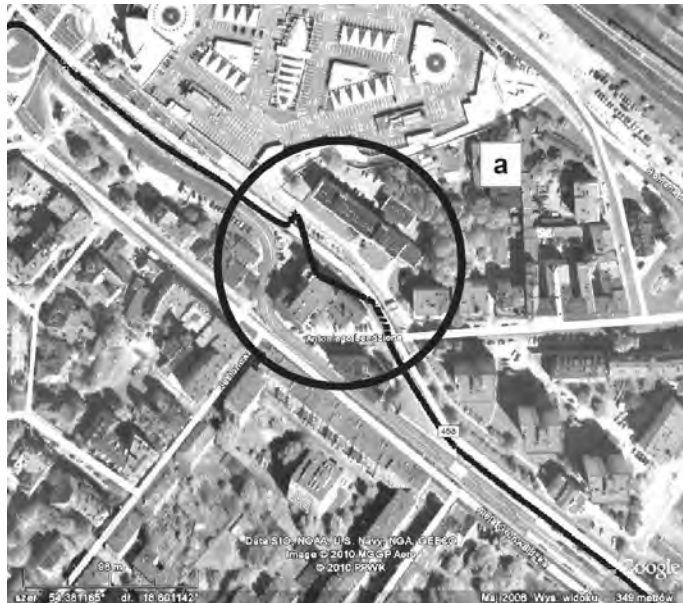


Rys. 4.4. Przebieg wysokości  $H$  oraz prędkości pojazdu  $V$  rejestrowany w czasie przejazdu przez centrum Gdańska

W obszarze „a” widoczne budynki umiejscowione są tuż przy jezdni, po obydwu jej stronach (rys. 4.6). Są one źródłem odbić lub zaniku fali radiowej pochodzącej z nadajników satelitarnych.



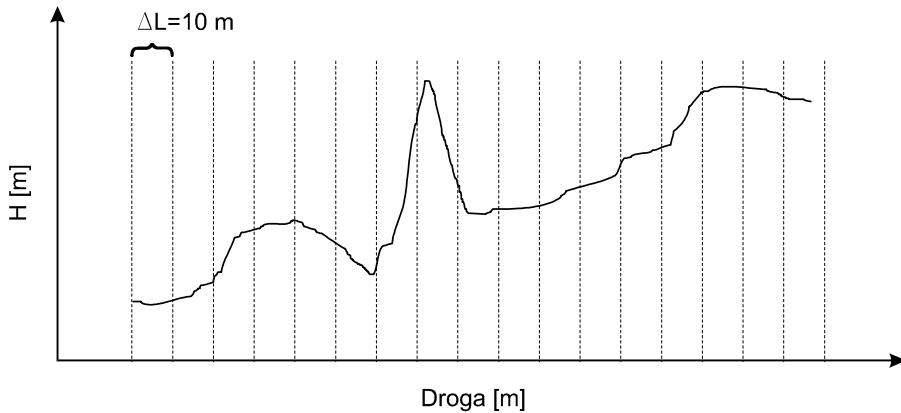
Rys. 4.5. Położenie pojazdu według wskazań systemu GPS (obszary, gdzie następuje zakłócenie sygnału z satelitów oznaczono symbolami „a” i „b”)



Rys. 4.6. Zbliżenie obszaru o oznaczeniu „a”, gdzie następuje zakłócenie sygnału GPS

Wprowadzenie korekty sygnału wysokości polegało na wykluczeniu wskazań wysokości dających pochylenie drogi wyższe niż dopuszczalne w przepisach. Ta metoda umożliwia wyeliminowanie wpływu błędnych wskazań systemu dotyczących pomiaru wysokości, w odróżnieniu od powszechnie używanych metod filtracji cyfrowej [19, 63, 145], które powodują tylko osłabienie tego wpływu. Poniżej zamieszczono opis tej procedury, z użyciem schematów rysunkowych (rys. 4.7 – 4.10).

Analizowaną trasę przejazdu w płaszczyźnie poziomej podzielono na przedziały o równej długości  $\Delta L$  wynoszącej 10 m, a następnie obliczono średnią wartość wysokości w poszczególnych przedziałach wskazywaną przez system GPS (rys. 4.7). Wyjątek stanowi tylko ostatni przedział, którego długość wynika z różnicy długości całej trasy i skumulowanej we wcześniejszych przedziałach.

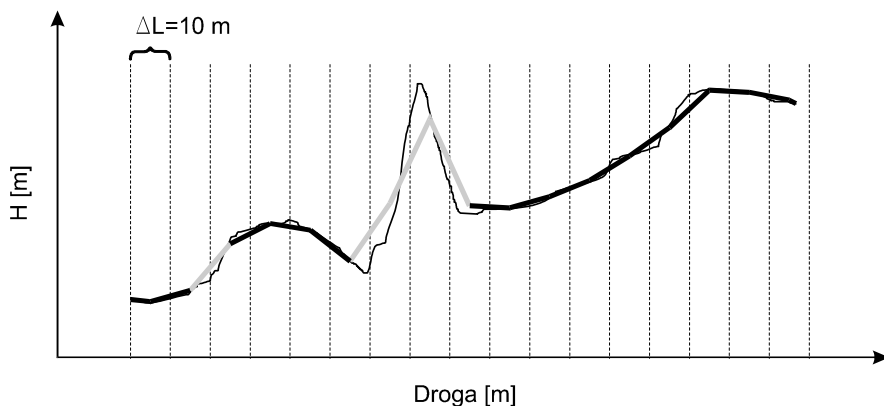


Rys. 4.7. Schemat podziału trasy przejazdu w kierunku poziomym na równe odcinki

Następnie liniami prostymi połączono pierwszą zarejestrowaną wysokość przebiegu z wartościami średnimi w środkach poszczególnych przedziałów (rys. 4.8) i ostatnią zarejestrowaną wysokością. Wygenerowano w ten sposób profil drogi odwzorowany za pomocą odcinków prostych o stałej składowej poziomej (za wyjątkiem odcinka pierwszego i ostatniego). Zgodnie z polskimi przepisami dla dróg krajowych, dopuszczalne bezwzględne pochylenie drogi powinno być nie większe niż 3,7 stopnia [168]. Przyjęto, że linie proste, których bezwzględne pochylenie względem poziomu jest mniejsze niż 4 stopnie ( $\alpha_l = 4$  deg), odpowiadają rzeczywistemu przebiegowi profilu drogi i oznaczono je czarną linią pogrubioną, natomiast pozostałe linie uznano za nieodpowiadające stanowi rzeczywistemu i zaznaczono szarą linią pogrubioną. Przyjęto więc podział na linie o prawidłowym (pogrubione czarne  $\alpha_l < 4$  deg) i nieprawidłowym przebiegu (pogrubione szare  $\alpha_l \geq 4$  deg). Warunek o zachowaniu dopuszczalnego bezwzględnego pochylenia drogi można wówczas sformułować w następujący sposób:

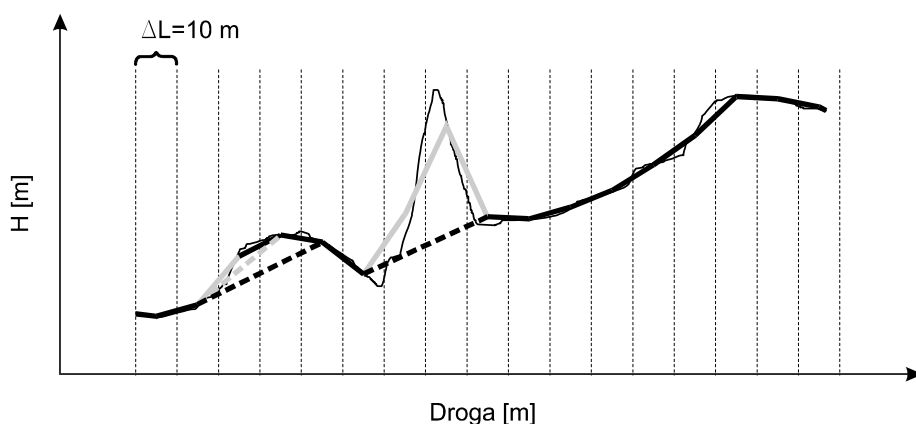
$$|\alpha| < \alpha_l, \quad (4.3)$$

gdzie:  $\alpha$  – kąt pochylenia drogi względem poziomu,  
 $\alpha_l$  – kąt dopuszczalnego pochylenia drogi (przyjęto  $\alpha_l = 4$  deg).



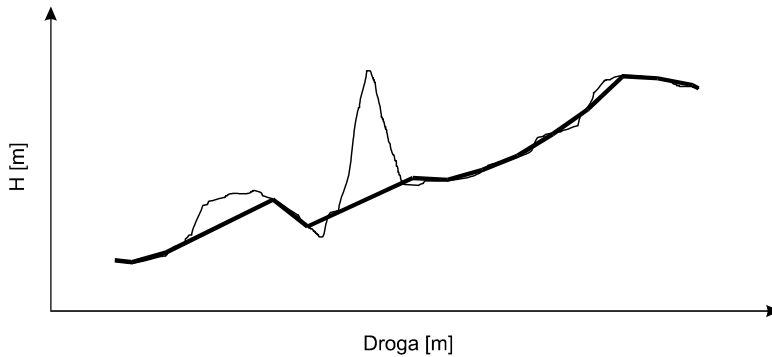
Rys. 4.8. Schemat odwzorowania profilu drogi za pomocą odcinków prostych o stałej składowej poziomej: linia pogrubiona czarna – przebieg prawidłowy spełniający warunek (4.3), linia pogrubiona szara – przebieg nieprawidłowy nie spełniający warunku (4.3)

Następnie z punktów, gdzie rozpoczynają się odcinki o nieprawidłowym przebiegu, prowadzone są alternatywne odcinki do kolejnych, dalszych przedziałów. Odbywa to się z pominięciem przedziałów, do których prowadzą odcinki o nieprawidłowym przebiegu (rys. 4.9). W przypadku, gdy przeprowadzony alternatywny odcinek również nie spełnia warunku o dopuszczalnym bezwzględnym pochyleniu drogi (linia pogrubiona szara przerywana) procedura jest powtarzana. Alternatywne odcinki, które spełniają warunek o dopuszczalnym bezwzględnym pochyleniu drogi, zaznaczono linią pogrubioną czarną przerywaną (rys. 4.9). W przypadku, gdy pierwszy odcinek wyznaczony na podstawie zarejestrowanej trasy przejazdu nie spełnia warunku (4.3) punktem startowym do odwzorowania profilu drogi za pomocą odcinków prostych będzie punkt rozpoczynający kolejny odcinek spełniający warunek (4.3), a procedura wyznaczania alternatywnych odcinków zostanie przeprowadzona zarówno wprzód, jak i wstecz. Wynikowy profil drogi złożony z odcinków prostych spełniających warunek (4.3) przedstawiono na rysunku 4.10.



Rys. 4.9. Schemat wyznaczania alternatywnych odcinków odwzorowujących profil drogi: linia pogrubiona czarna – przebieg prawidłowy, linia pogrubiona szara – przebieg nieprawidłowy, linia pogrubiona szara przerywana – przebieg alternatywny nieprawidłowy, linia pogrubiona czarna przerywana – przebieg alternatywny prawidłowy

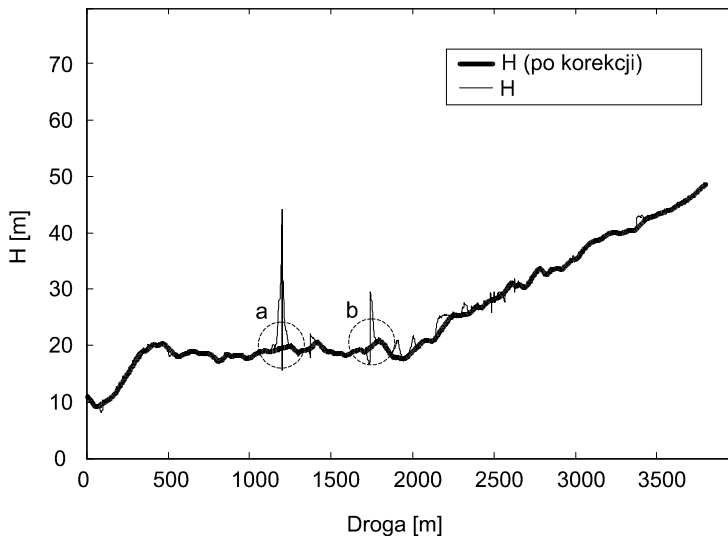




Rys. 4.10. Porównanie zarejestrowanego profilu drogi oraz odwzorowania za pomocą odcinków prostych spełniających warunek (4.3)

### 4.3.2. Przykłady wykorzystania korekty sygnału wysokości

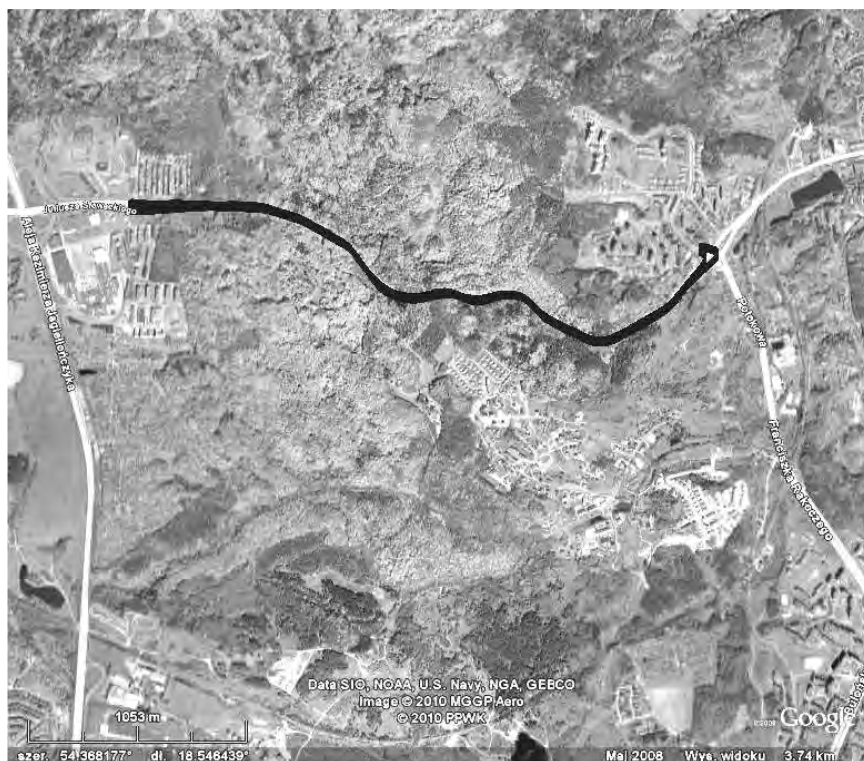
Na rysunku 4.11 przedstawiono wyniki korekcji sygnału wysokości zarejestrowanego systemem GPS, przy przejeździe opisanym na rysunkach 4.4 – 4.6. Obszary, gdzie nastąpiło wyraźne zakłócenie sygnału z satelitów, oznaczono w analogiczny sposób jak na wcześniejszych rysunkach za pomocą symboli „a” oraz „b”. W obszarach „a” i „b” widoczne są wyraźne piki zmian wysokości (linia cienka), które nie występują w rzeczywistości. Sygnał skorygowany (linia pogrubiona) nie różni się na wymienionych obszarach od rzeczywistych wartości w zakresie większym niż  $\pm 2$  m (różnice szacowane na podstawie mapy). W celu precyzyjniejszego określenia dokładności metody posłużono się trasą przejazdu o dużej zmianie wysokości oraz łatwej do określenia rzeczywistej wysokości za pomocą mapy. Warunek ten spełnia przejazd na trasie między dzielnicami: Niedźwiednik – Złota Karczma – Niedźwiednik (rys. 4.12).



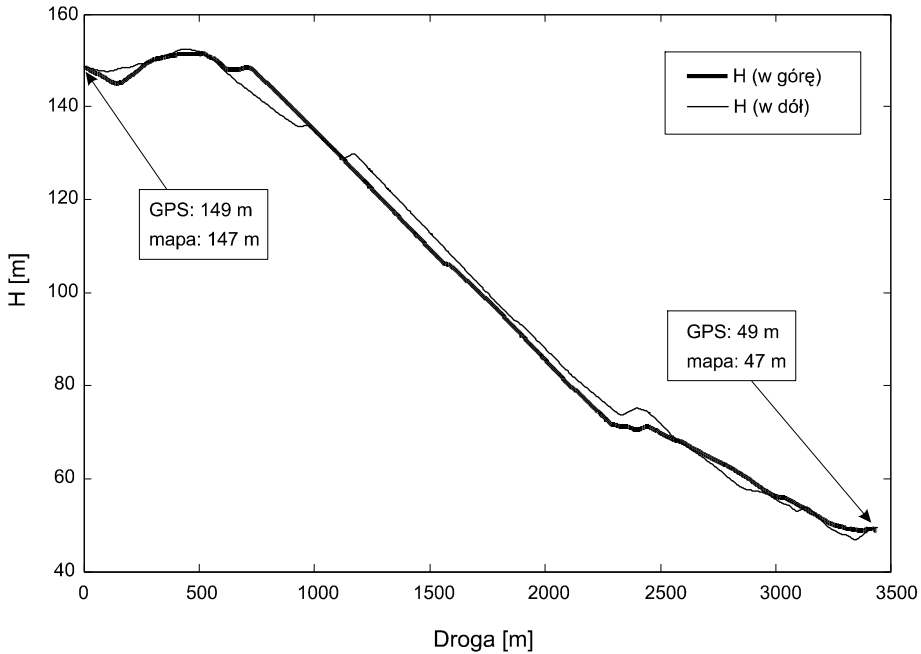
Rys. 4.11. Porównanie przebiegu wysokości  $H$  rejestrowanej w czasie przejazdu przez centrum miasta Gdańska oraz sygnału skorygowanego

Przejazd rozpoczynał się w najniższym punkcie trasy, w połowie osiągał wysokość zbliżoną do maksymalnej, po czym kończył się w miejscu startu. Przejazd w górę oraz w dół odbywał się po jezdniach znajdujących się w pewnym oddaleniu od siebie ale przebyta droga jest w przybliżeniu taka sama w obydwu kierunkach. Na rysunku 4.13 przedstawiono przebieg profilu drogi uzyskany z wykorzystaniem korekty sygnału wysokości przy jeździe w górę oraz w dół. Dodatkowo na rysunku 4.13 umieszczono informację o wysokości w punktach zwrotnych trasy wyznaczonej po korekcie sygnału GPS (oznaczenie GPS) oraz odczytanej z mapy (oznaczenie mapa). Różnice te wynoszą 2 m, ale błąd ten ma charakter systematyczny (ten sam znak i zbliżona wartość) i nie ma praktycznie wpływu na obliczeniową różnicę wzniesień, a więc również na kąt pochylenia drogi. W przeprowadzonych badaniach można również zauważyć dużą powtarzalność wyników. Wysokość obliczona w początkowym i końcowym punkcie trasy (ten sam punkt) są sobie praktycznie równe (różnica jest mniejsza niż 1 m).

W podsumowaniu można stwierdzić, że opracowana metoda korekty sygnału wysokości pochodzącego z systemu GPS umożliwiła wyeliminowanie nagłych zmian wysokości, które nie występują w rzeczywistości, a są następstwem odbić lub zaniku sygnału pochodzącego z nadajników satelitarnych. Parametrem charakteryzującym zakres korekty oryginalnego sygnału jest kąt dopuszczalnego pochylenia drogi, który powinien być dobierany ze względu na analizowany typ dróg oraz przepisy prawne obowiązujące w danym kraju. Wyniki przeprowadzonych analiz pozwalają stwierdzić, że zaproponowana korekta sygnału wysokości umożliwi osiągnięcie wymaganej dokładności w określaniu wysokości, na której znajdował się układ pomiarowy.



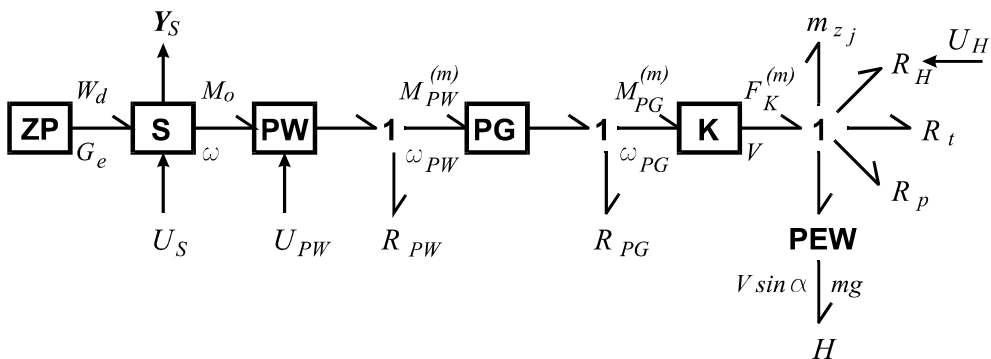
Rys. 4.12. Przejazd na trasie: Niedźwiednik – Złota Karczma – Niedźwiednik



Rys. 4.13. Profil drogi uzyskany z wykorzystaniem korekty sygnału wysokości przy jeździe w górę oraz w dół

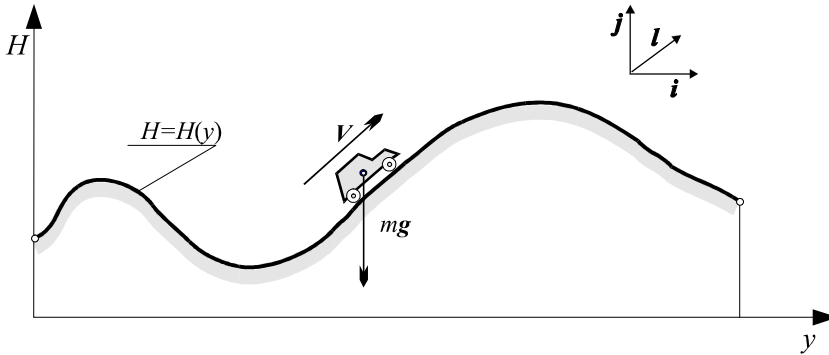
#### 4.4. Model układu napędowego pojazdu

Do obliczania parametrów pracy silnika wykorzystano model układu napędowego pojazdu opracowany na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej [44, 99, 109]. Model ten wykonano z użyciem metody Grafów Wiązań (GW) i Równań Stanu (RS) [27, 37, 38, 43, 48, 50, 78, 79, 141, 162, 163, 176], która daje możliwość modelowania elementów o różnej naturze fizycznej. 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 [48]. W pracy zaproponowano model układu napędowego pojazdu w formie GW (rys. 4.14).



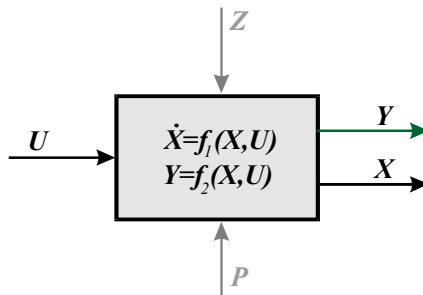
Rys. 4.14. Model układu napędowego pojazdu w formie GW [99]

Pierwszym elementem modelu układu napędowego pojazdu (rys. 4.14) jest zbiornik paliwa **ZP**, z którego strumień paliwa  $G_e$  o wartości opałowej  $W_d$  jest dostarczany do silnika **S**. W przyjętym układzie napędowym powiązanie modelu silnika **S** oraz modelu oporów ruchu następuje przez przekładnię wybieralną **PW**, przekładnię główną **PG** oraz koła jezdne **K**. Siły dysypacyjne związane są z oporami toczenia  $R_t$ , oporami powietrza  $R_p$  oraz oporami hamowania  $R_H$ . Wyodrębniono dwa akumulatory energii związane z siłami zachowawczymi: energii kinetycznej w postaci zredukowanej masy  $m_{z_j}$  oraz energii potencjalnej w postaci wysokości  $H$ , na której znajduje się pojazd. Na rysunku 4.15 przedstawiono przykład wzdłużnego profilu drogi  $H = H(y)$ . Wprowadzenie modulowanego przetwornika energii **PEW** (rys. 4.14) wynikało z przyjęcia różnych osi dla sił równoległych do drogi i sił grawitacji określających energię potencjalną.



Rys. 4.15. Przykład wzdłużnego profilu drogi [48]

Sam model w formie GW odzwierciedla dynamiczną strukturę obiektu i może być w prosty sposób modyfikowany, lecz nie pozwala na bezpośrednie prowadzenie eksperymentów symulacyjnych [50]. Model GW umożliwi natomiast „ręczne” [176] lub automatyczne generowanie równań stanu, co oznacza tworzenie matematycznego modelu przyczynowo-skutkowego. Schemat modelu przyczynowo-skutkowego przedstawiono na rysunku 4.16.



Rys. 4.16. Model przyczynowo-skutkowy opisany równaniami stanu:  $U$  – wektor wymuszeń (wejść),  $X$  – wektor stanu,  $Y$  – wektor wyjść,  $Z$  – wektor zakłóceń,  $P$  – wektor nastaw i parametrów konstrukcyjnych [48]

Przyjmując, że zmienną stanu dla energii kinetycznej jest uogólniony pęd ( $X_1 = m_{z_j} \cdot V$ ), natomiast dla energii potencjalnej uogólnione przemieszczenie w kierunku pionowym ( $X_2 = H$ ) można ułożyć na podstawie modelu GW (rys. 4.14) następujące równania stanu przy wybranym  $j$ -tym biegu:

$$\dot{X}_1 = -F_t(\alpha, X_1) - F_p(X_1) - m \cdot g \cdot \sin \alpha - F_H(U_H(t)) + \frac{M_o(X_1, U_s(t)) \cdot \eta_{UPN}}{k_{UPN_j}}, \quad (4.4)$$

$$\dot{X}_2 = X_1 \cdot \frac{\sin \alpha}{m_{z_j}}, \quad (4.5)$$

gdzie:  $F_t$  – siła oporów toczenia pojazdu,

$F_p$  – siła oporów powietrza,

$F_H$  – siła oporów układu hamulcowego,

$g$  – przyspieszenie ziemskie,

$m_{z_j}$  – masa zredukowana pojazdu uwzględniająca kumulację energii kinetycznej w elementach wykonujących ruch obrotowy,

$r_d$  – promień dynamiczny koła,

$i_g$  – przełożenie przekładni głównej,

$i_{b,j}$  – przełożenie przekładni wybieralnej przy wybranym  $j$ -tym biegu,

$$k_{UPN_j} = \frac{r_d}{i_g \cdot i_{b,j}}. \quad (4.6)$$

Przedstawiony równaniami (4.4) i (4.5) model układu napędowego pojazdu w formie RS umożliwia obliczenia momentu obrotowego generowanego przez silnik, przy znanych oporach ruchu pojazdu.

#### 4.5. Wykorzystanie charakterystyk statycznych w modelowaniu pracy silnika spalinowego

Ze względu na fakt, że pojazdy 3 i 4 mają formę modeli numerycznych koniecznym było przygotowanie odpowiedniego modelu silnika, który pozwalałby określać zużycie paliwa dla przyjętych warunków testowych tych pojazdów. Poniżej zamieszczono opis modelu silnika wykorzystującego charakterystyki statyczne do określania takich parametrów pracy, jak zużycie 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 [89, 90, 99]:

$$Y_S = f(\omega, M_o); \{\omega, M_o\} \subset L_S, \quad (4.7)$$

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.),

$L_S$  – pole pracy silnika.

Silnik spalinowy potraktowano jak „czarną skrzynkę”, w której składowe wektora wielowymiarowej charakterystyki silnika  $\mathbf{Y}_s$ , wyrażonej zależnością (4.7), określane są na podstawie aproksymacji wielkości mierzonych w stanach ustalonych. Wyznaczenie charakterystyki wielowymiarowej (4.7) dla wybranych parametrów będących składnikami wektora  $\mathbf{Y}_s$  możliwe jest na podstawie wyników badań hamownianych silnika. Rozkład punktów pomiarowych w polu pracy silnika ( $\{\omega, M_o\} \subset \mathbf{L}_s$ ) z punktu widzenia metody aproksymacji może być całkowicie dowolny, jednak nadmierne zagęszczenie punktów pomiarowych w jednym obszarze pola pracy silnika może skutkować nadmiernym „przyciąganiem” funkcji aproksymującej do punktów pomiarowych w tym miejscu, kosztem zmniejszenia dokładności odwzorowania funkcją aproksymującą tych obszarów, gdzie zagęszczenie punktów jest mniejsze. Z tych względów najbardziej właściwe wydaje się równomierne rozmieszczenie punktów pomiarowych w polu pracy lub wykorzystanie charakterystyki gęstości czasowej badanego obiektu energetycznego [49]. W ogólnej prezentacji metody aproksymacji zmieniono oznaczenia w zależności (4.7) przyjmując, że:  $Y_i \equiv z$  dla  $i = 1, 2, \dots, n$ ,  $\omega \equiv x$ ,  $M_o \equiv y$ .

Bazową funkcją użytą do aproksymacji jest funkcja typu „Spline” [53] 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  $N - 1$ . Do aproksymacji zbioru punktów pomiarowych użyto funkcji dwóch zmiennych  $(x, y)$  sklejanej w kierunkach  $x$  i  $y$  [99]:

$$z(x, y) = \sum_{i=0}^{N_x} \left[ a_i(y) \cdot x^i \right] + \sum_{i=1}^{K_x} \left[ a_{i+N_x}(y) \cdot (x - X_i)^{N_x} \cdot h_{x_i} \right], \quad (4.8)$$

gdzie:

$$a_i(y) = \sum_{j=0}^{N_y} \left[ b_{i,j} \cdot y^j \right] + \sum_{j=1}^{K_y} \left[ b_{i,(j+N_y)} \cdot (y - Y_j)^{N_y} \cdot h_{y_j} \right] \quad \text{dla } i = 0, 1, \dots, (N_x + K_x),$$

$N_x$  – stopień wielomianów sklejanych w kierunku  $x$ ,

$N_y$  – stopień wielomianów sklejanych w kierunku  $y$ ,

$K_x$  – liczba węzłów w kierunku  $x$ ,

$K_y$  – liczba węzłów w kierunku  $y$ ,

$X_i$  – współrzędna  $i$ -tego węzła, w którym sklejana jest funkcja w kierunku  $x$ , dla  $i = 1, \dots, K_x$ ,

$Y_j$  – współrzędna  $j$ -tego węzła, w którym sklejana jest funkcja w kierunku  $y$ , dla  $j = 1, \dots, K_y$ ,

$$h_{x_i} = \begin{cases} 0 & \text{jeżeli } x \leq X_i \\ 1 & \text{jeżeli } x > X_i \end{cases} \quad \text{dla } i = 1, \dots, K_x,$$

$$h_{y_j} = \begin{cases} 0 & \text{jeżeli } y \leq Y_j \\ 1 & \text{jeżeli } y > Y_j \end{cases} \quad \text{dla } j = 1, \dots, K_y,$$

$b_{i,j}$  – współczynnik macierzy  $\mathbf{b}$  o wymiarach:  $(N_x + K_x + 1) \times (N_y + K_y + 1)$  dla  $i = 0, 1, \dots, (N_x + K_x)$ ,  $j = 0, 1, \dots, (N_y + K_y)$ .

Przykładowo, gdy  $N_x = N_y = 1$  (wielomian bazowy jest pierwszego stopnia zarówno w kierunku  $x$  jak i  $y$ ) oraz  $K_x = K_y = 0$  (nie ma węzłów) funkcja  $z(x, y)$  będzie miała następującą postać:

$$z(x, y) = a_0(y) + a_1(y) \cdot x^1,$$

bądź w rozwinięciu:

$$z(x, y) = (b_{0,0} + b_{0,1} \cdot y^1) + (b_{1,0} + b_{1,1} \cdot y^1) \cdot x^1.$$

W celu najdokładniejszego odwzorowania zbioru punktów pomiarowych  $Z_p = f(x_p, y_p)$  dla  $p = 1, 2, \dots, p_{\max}$  funkcją (4.8) posłużono się metodą najmniejszych kwadratów [44, 66]. Poszukując minimum funkcji:

$$\text{Min} = \sum_{p=1}^{p_{\max}} [Z_p(x, y) - z_p(x, y)]^2, \quad (4.9)$$

gdzie:  $Z_p(x, y)$  – wielkość zmierzona w punkcie:  $\{x_p, y_p\}$ , dla  $p = 1, 2, \dots, p_{\max}$ ,  
 $z_p(x, y)$  – wielkość aproksymowana w punkcie:  $\{x_p, y_p\}$ , dla  $p = 1, 2, \dots, p_{\max}$ ,  
 $p_{\max}$  – ilość punktów w aproksymowanym zbiorze,

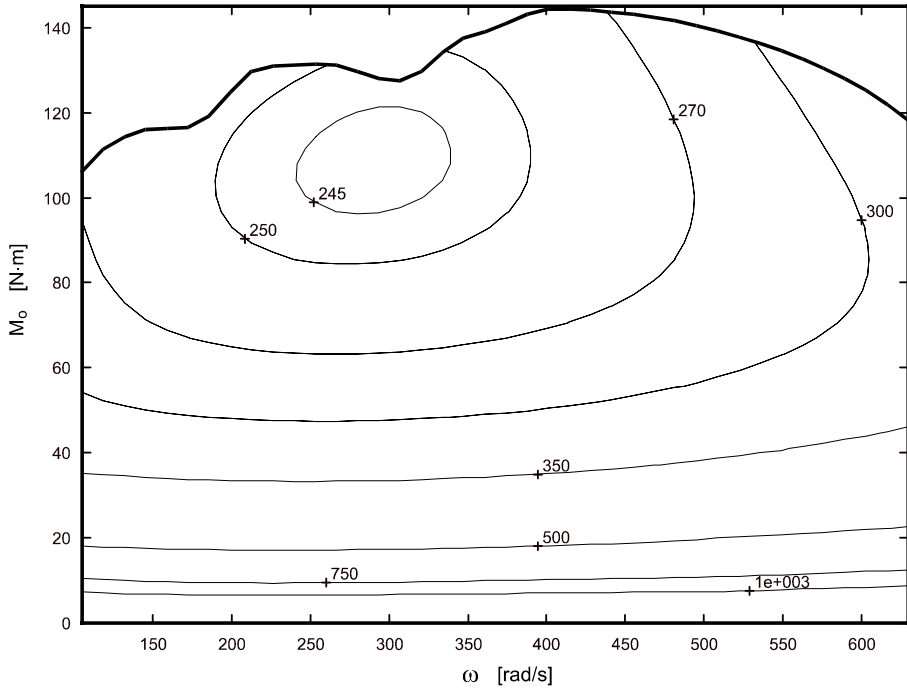
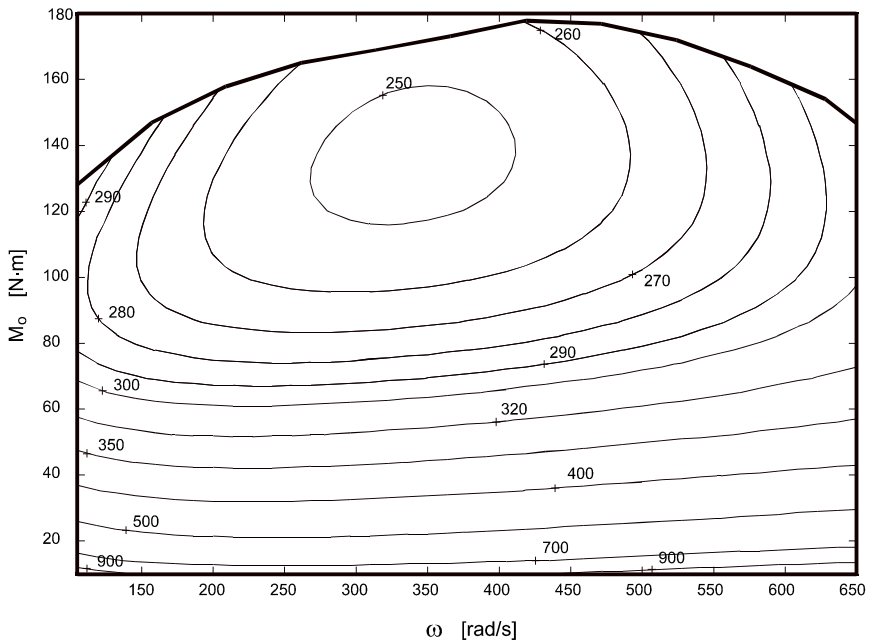
można wyznaczyć współczynniki macierzy  $\mathbf{b}$  opisującej funkcję (4.8). Minimum funkcji (4.9) poszukiwano na drodze wyznaczenia pochodnych funkcji względem wyrazów  $b_{ij}$  i przyrównania ich do zera. Otrzymano w ten sposób  $(N_x + K_x + 1) \cdot (N_y + K_y + 1)$  równań liniowych. Rozwiązanie tego układu równań ze względu na wyrazy  $b_{ij}$  pozwala otrzymać współczynniki opisujące poszukiwaną funkcję (4.8). W tym celu posłużono się metodą eliminacji Gaussa [44], gdyż przy dużej liczbie zmiennych (współczynników  $b_{ij}$ ) gwarantuje ona pewność rozwiązania.

Poniżej przedstawiono przykładowe charakterystyki, uzyskane z wykorzystaniem zależności (4.8), dla danych pochodzących z badań hamownianych silników zastosowanych w pojazdach 3 i 4 (opis w tablicy 4.1). Dane pomiarowe uzyskano od producentów silników. W niniejszej pracy aproksymacji poddawano przebiegi bezpośrednio zmierzonych wielkości. Na przykład w celu otrzymania charakterystyki jednostkowego zużycia paliwa w postaci funkcji:  $g_e = f(\omega, M_o)$  poddano aproksymacji przebiegi czasowego zużycia paliwa  $G_e = f(\omega, M_o)$ , a następnie korzystając ze ścisłej zależności:

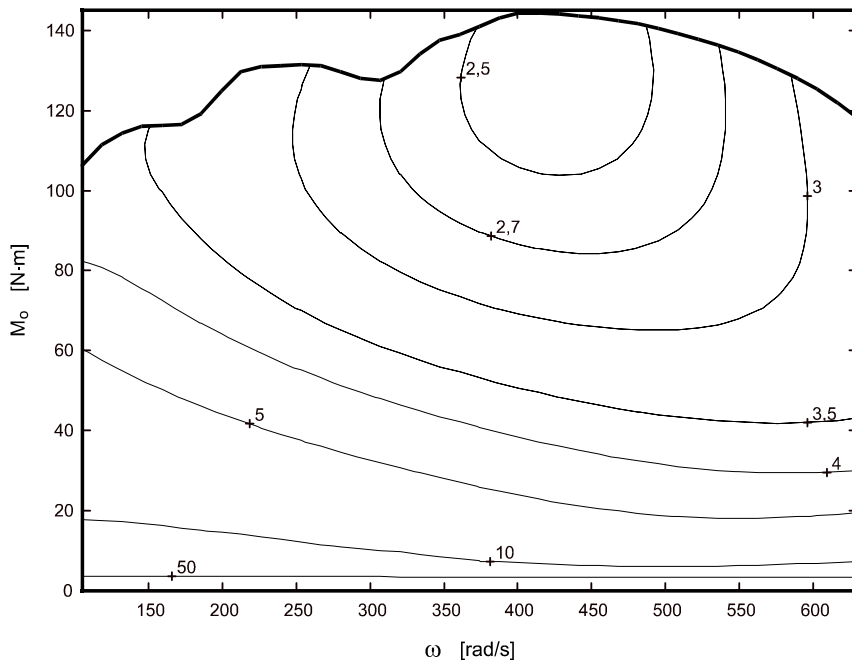
$$g_e = \frac{G_e}{\omega \cdot M_o}, \quad (4.10)$$

wyznaczono poszukiwaną funkcję  $g_e = f(\omega, M_o)$ . Podobnie postąpiono, wyznaczając charakterystyki jednostkowej emisji związku toksycznego:  $e_{CO}$ ,  $e_{HC}$ .

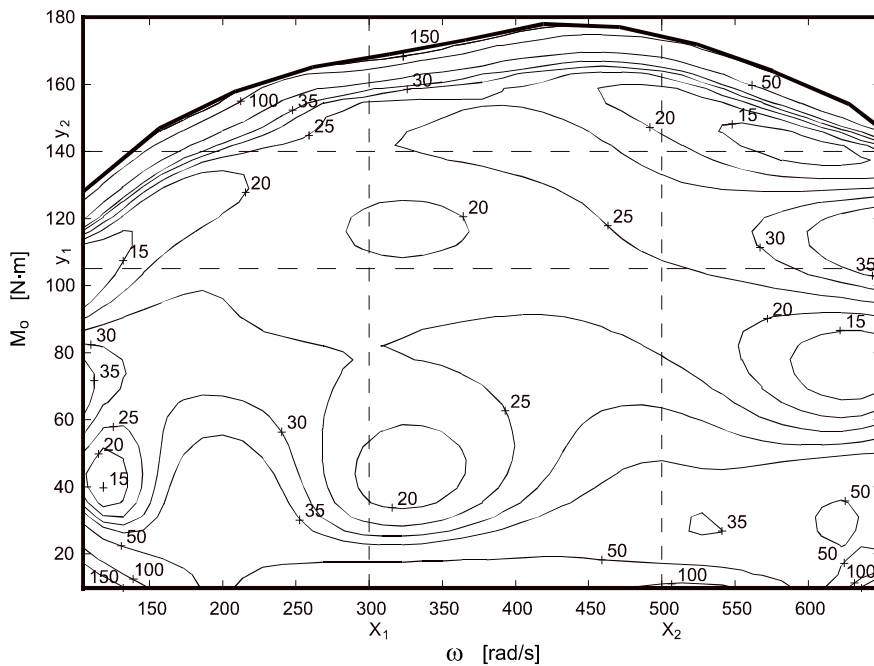
Na rysunkach 4.17 i 4.18 przedstawiono charakterystyki jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$ , których użyto do modelowania zużycia paliwa odpowiednio pojazdów 3 i 4. Na rysunkach 4.19 i 4.20 przedstawiono odpowiednio charakterystykę jednostkowej emisji węglowodorów  $e_{HC}$  pojazdu 3 oraz charakterystykę jednostkowej emisji tlenku węgla  $e_{CO}$  pojazdu 4. Na rysunku 4.20 zaznaczono, za pomocą linii przerywanej, położenie węzłów sklejania funkcji (4.8) użytej do aproksymacji. Przedstawione charakterystyki silników pojazdów 3 i 4 (rys. 4.19 i 4.20) mogą zostać użyte do modelowania emisji związków toksycznych przy pracy w warunkach ustalonych.

Rys. 4.17. Charakterystyka jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$  [ $\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ ] silnika pojazdu 3 [99]Rys. 4.18. Charakterystyka jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$  [ $\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ ] silnika pojazdu 4 [99]





Rys. 4.19. Charakterystyka jednostkowej emisji węglowodorów  $e_{HC}$  [ $g/(kW \cdot h)$ ] silnika pojazdu 3 [99]



Rys. 4.20. Charakterystyka jednostkowej emisji tlenku węgla  $e_{CO}$  [ $g/(kW \cdot h)$ ] silnika pojazdu 4 [99]

## 4.6. Możliwości wykorzystania dynamicznego modelu silnika spalinowego

### 4.6.1. Dynamiczny model silnika spalinowego

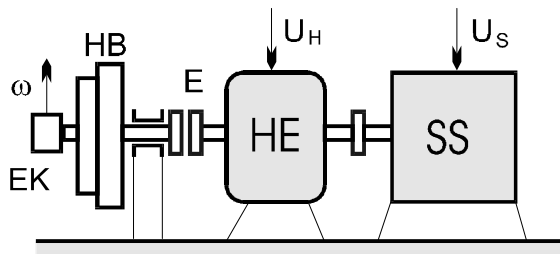
Poniżej przedstawiono opis dynamicznego modelu silnika spalinowego, który uzależnia wartość momentu obrotowego od sygnału sterowania po skokowej zmianie jego nastawy oraz od przebiegu prędkości obrotowej i momentu obrotowego w okresie poprzedzającym zmianę nastawy silnika. Możliwe jest zastąpienie nim modelu układu napędowego bazującego na bilansie oporów ruchu pojazdu przedstawionego w podrozdziale 4.4.

Uzyskanie przyczynowo-skutkowego modelu silnika jest możliwe dwoma sposobami:

- modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika prowadzi się przez rozpoznanie zjawisk fizycznych i chemicznych towarzyszących pracy silnika [17, 56, 62, 70, 133, 152, 158]; złożoność zjawisk zachodzących w silniku nie pozwala jednak na obecnym etapie wiedzy ilościowo określić te zależności wyłącznie na drodze teoretycznej [50],
- równania stanu będące matematycznym zapisem modelu przyczynowo-skutkowego uzyskuje się na drodze pomiaru wielkości fizycznych i określeniu pożądaných zależności w formie tabelarycznej, graficznej lub analitycznej, używając funkcji aproksymującej tę zależność; modele tej grupy przyjęło się określać mianem „czarnej skrzynki” [6, 50, 43, 48, 134, 136, 142].

Najchętniej stosowane w badaniach symulacyjnych pojazdów, ze względu na krótki czas obliczeń, są modele silnika typu „czarna skrzynka” [24, 60, 69, 87, 166]. Nie uwzględniają one cykliczności pracy silnika, możliwa jest jednak szybka i prosta identyfikacja ich współczynników. Zatem do realizacji celu jakim jest szybka praca modelu oraz indywidualna identyfikacja współczynników modelu dla każdego pojazdu zastosowanie modelu typu „czarna skrzynka” jest rozwiązaniem najlepszym.

Parametry pracy silnika w stanach ustalonych i nieustalonych różnią się między sobą. Problematyka powyższa jest przedstawiana w licznych publikacjach [4, 21, 22, 23, 32, 40, 41, 45, 65, 84, 98, 99, 100, 150]. Na rysunku 4.21 przedstawiono schemat hamowni silnikowej wykorzystywanej do badań silników w stanach nieustalonych [45]. Zastosowane metody pozwalały określić dynamiczny moment obrotowy silnika  $M_d$ .



Rys. 4.21. Schemat hamowni silnikowej: SS – silnik spalinowy, HE – hamulec elektrowirowy, E – sprzęgło elektromagnetyczne, HB – hamulec bezwładnościowy, EK – przetwornik prędkości obrotowej (encoder) [45]

W pracy [45] ograniczono się do opisu dynamiki momentu obrotowego wyłącznie podczas rozbiegu silnika, przy możliwie szybkiej (w uproszczeniu skokowej) zmianie położenia organu sterowania silnikiem połączonym z hamulcem bezwładnościowym (rys. 4.22).

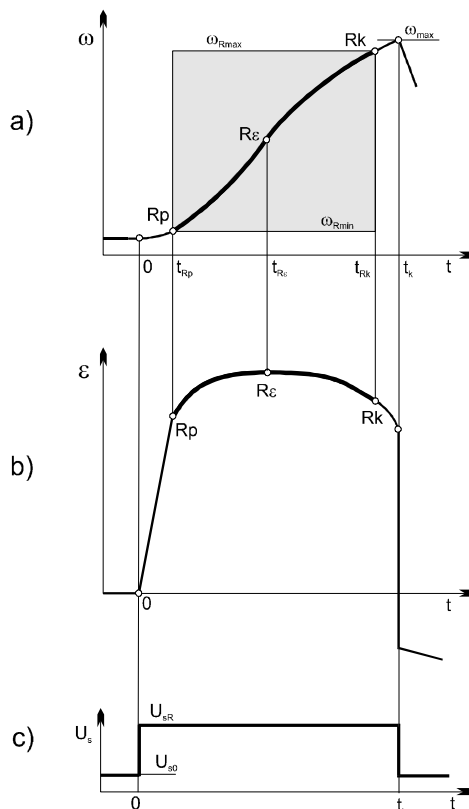
W trakcie wykonywania próby rejestruje się prędkość kątową wału korbowego silnika  $\omega$ , a następnie wyznacza przyspieszenie kątowe  $\varepsilon$  według specjalnej procedury [45]. Dla konkretnych warunków pracy określonych położeniem organu sterowania silnikiem  $U_s$ , prędkością kątową  $\omega$ , temperaturą cieczy chłodzącej i oleju, silnik w stanie ustalonym generuje moment obrotowy  $M_S$ . Zbiory wyznaczonych w ten sposób punktów pracy przedstawiają statyczną charakterystykę prędkościową silnika (rys. 4.23), którą opisuje następująca zależność:

$$M_S = M(\omega) \Big|_{U_S = \text{const}} \quad (4.11)$$

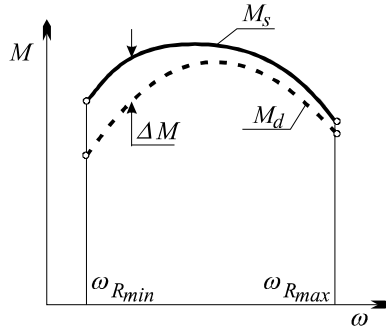
Dynamiczny moment obrotowy w procesie rozbiegu  $M_d$  wyznaczono na podstawie równania Newtona przy znajomości przebiegu przyspieszenia kątowego wału korbowego  $\varepsilon$  (rys. 4.23):

$$(J_{HB} + J_S)\varepsilon = M_d - M_{HB}(\omega), \quad (4.12)$$

gdzie:  $J_{HB}$  – moment bezwładności hamulca,  
 $J_S$  – moment bezwładności silnika,  
 $\varepsilon$  – przyspieszenie kątowe wału korbowego silnika,  
 $M_{HB}(\omega)$  – moment oporów ruchu hamulca będący funkcją prędkości kątowej.



Rys. 4.22. Schemat procesu rozpedzania silnika na stanowisku z hamulcem bezwładnościowym: a) przebieg prędkości kątowej (grubą linią zaznaczono analizowany fragment przebiegu pomiędzy punktami  $R_p$  i  $R_k$ ), b) przebieg przyspieszenia kątowego, c) przebieg sygnału sterowania silnikiem [45]



Rys. 4.23. Schemat przebiegu momentu obrotowego  $M_s$  i  $M_d$  oraz ich różnicy  $\Delta M$  w zależności od prędkości kątowej [45]

Znając zależności (4.11) i (4.12), wyznaczono zależność:

$$\Delta M = M_s - M_d \text{ dla } U_s = U_{SR}. \quad (4.13)$$

Następnie doświadczalnie dobrano zależność, aproksymującą w dziedzinie czasu przebieg różnicy momentu (4.13), który był przedstawiony pierwotnie w dziedzinie prędkości kątowej [45]:

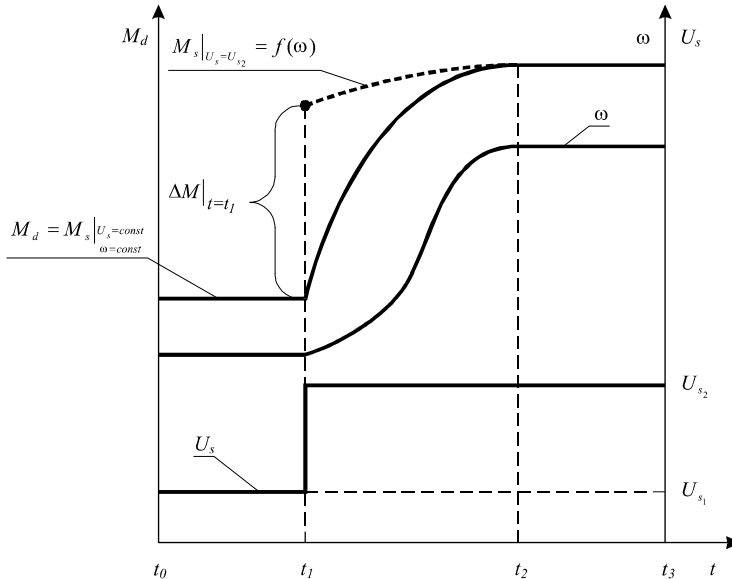
$$\Delta M = \Delta M|_{\omega=\omega_{Rmin}} \cdot e^{-\frac{t-t_{Rp}}{T_M}} \text{ dla } t \in (t_{Rp}, t_{Rk}), \quad (4.14)$$

gdzie:  $T_M$  – stała czasowa różnicy momentu obrotowego.

Zaproponowany sposób obliczania przebiegu dynamicznego momentu obrotowego silnika spalinowego bazuje na spostrzeżeniu, że wartość momentu dynamicznego  $M_d$  jest uzależniona nie tylko od wartości sygnału sterowania po skokowej zmianie nastawy  $U_s$ , lecz również od przebiegu prędkości obrotowej i momentu obrotowego w okresie poprzedzającym zmianę nastawy silnika. Na rysunku 4.24 przedstawiono schemat przebiegu dynamicznego momentu obrotowego silnika  $M_d$  po skokowej zmianie sygnału sterowania  $U_s$ . Dla  $t \in (t_o; t_1)$  można przyjąć, że warunki pracy są ustalone, prędkość kątowa nie ulega zmianie  $\omega = \text{const}$ . Moment dynamiczny  $M_d$ , dla takiej samej wartości sygnału sterowania  $U_s$ , jest natomiast w przybliżeniu równy momentowi statycznemu:

$$M_s = f(U_s, \omega). \quad (4.15)$$

Dla  $t \in (t_1; t_2)$ , w początkowej fazie rozpędzania występuje wyraźna różnica między wartością  $M_d$  i  $M_s$  oznaczona przez  $\Delta M|_{t=t_1}$ , która w miarę upływu czasu maleje. Wartość  $M_s$ , ustalano na podstawie charakterystyki statycznej, która nie pozostaje stała ze względu na zmieniającą się z czasem prędkość kątową silnika. Jest to w rozważanym przykładzie wielkość teoretyczna, którą uzyskalibyśmy w warunkach pracy ustalonej  $U_s = \text{const}$ ,  $\omega = \text{const}$ . W końcowej fazie rozpędzania  $t \in (t_2; t_3)$  zaobserwowano stabilizację pracy układu  $\omega \cong \text{const}$ ,  $M_d \cong M_s$ ,  $\Delta M \rightarrow 0$ .



Rys. 4.24. Schemat przebiegu dynamicznego momentu obrotowego silnika  $M_d$  po skokowej zmianie sygnału sterowania  $U_s$  [98]

Ostatecznie przyjęto, że moment dynamiczny po skokowej zmianie sygnału sterowania, można obliczyć na podstawie równania:

$$M_d = M_s - \Delta M, \quad (4.16)$$

gdzie:

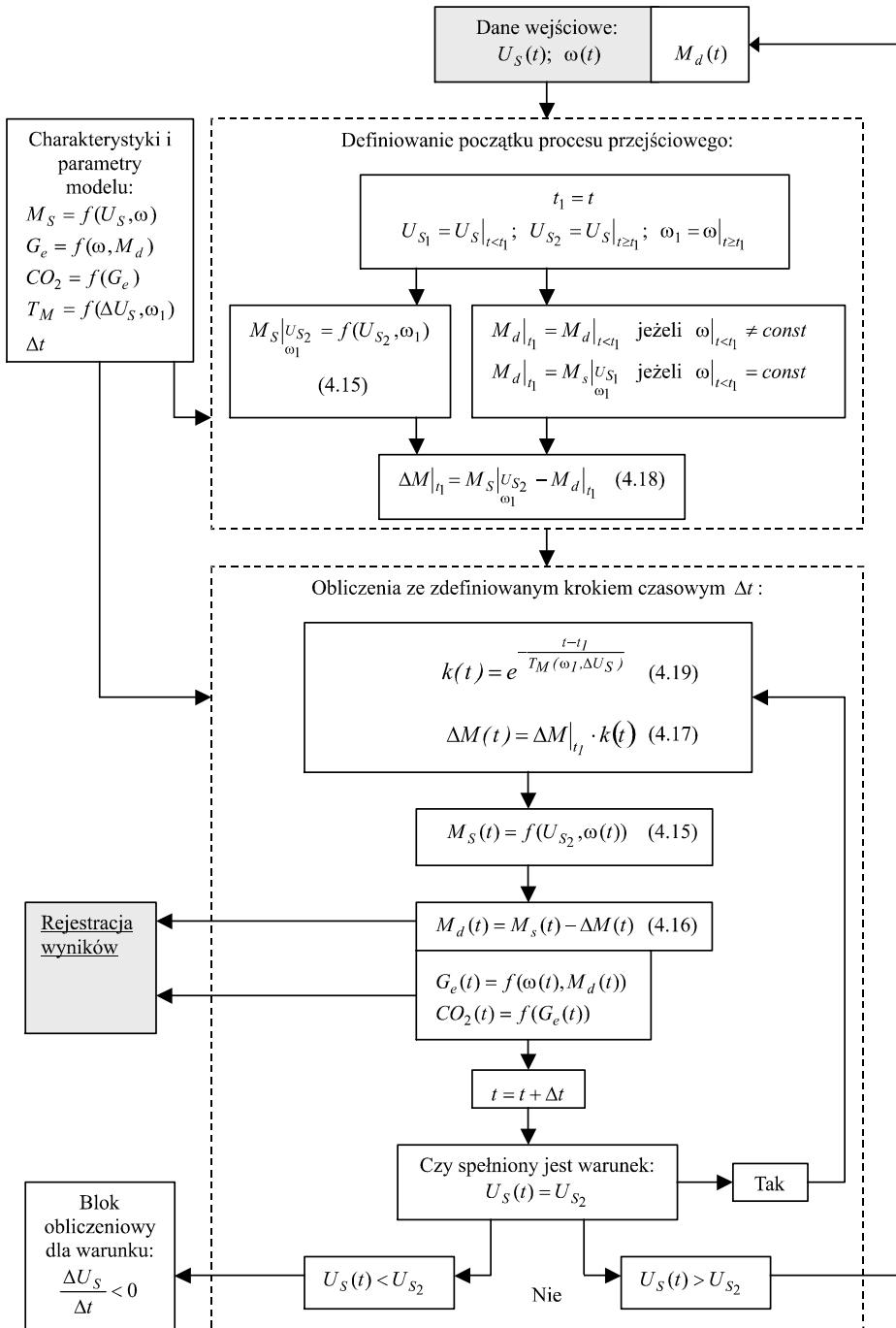
$$\Delta M = \Delta M|_{t=t_1} \cdot k(t), \quad (4.17)$$

$$\Delta M|_{t=t_1} = M_s|_{U_s=U_{s_2}, \omega=\omega_1} - M_d|_{t=t_1}, \quad (4.18)$$

$$k(t) = e^{-\frac{t-t_1}{T_M(\omega_1, \Delta U_s)}}, \quad (4.19)$$

$$\Delta U_s = U_{s_2} - U_{s_1}. \quad (4.20)$$

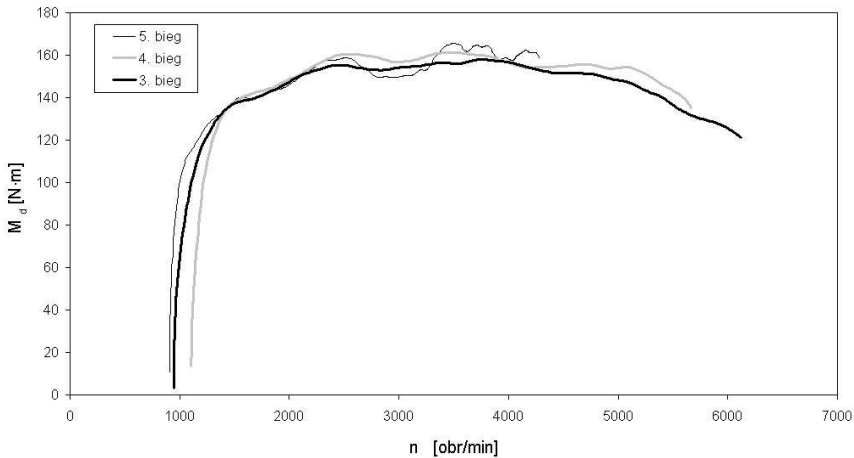
Wartość  $M_d|_{t=t_1}$  (4.18), w przypadku kolejnej zmiany sygnału sterowania silnikiem  $U_s$ , należy przyjmować jako ostatnią z obliczonych według równania (4.16). Zarówno moment statyczny  $M_s$ , jak i wielkość  $T_M$  we wzorze (4.19) są zgodnie z przyjętymi założeniami, funkcjami dwóch wielkości  $\omega$  oraz  $\Delta U_s$ . Obydwie charakterystyki wyznaczono w czasie badań silnika. Do ich odwzorowania posłużono się trójwymiarową funkcją bazującą na funkcjach „Spline” [12, 14]. Ze względu na to, że silnik jest obiektem nieliniowym oraz niesymetrycznym dynamicznie [4] przygotowano dla przypadków hamowania silnikiem oddzielny moduł liczący. Na rysunku 4.25 przedstawiono dynamiczny model silnika spalinowego wykorzystujący iteracyjne procedury określania momentu obrotowego dla warunku  $\Delta U_s / \Delta t > 0$ .



Rys. 4.25. Dynamiczny model silnika spalinowego wykorzystujący iteracyjne procedury określania momentu obrotowego dla warunku  $\Delta U_S / \Delta t > 0$ .

#### 4.6.2. Iteracyjna procedura określania momentu obrotowego silnika spalinowego

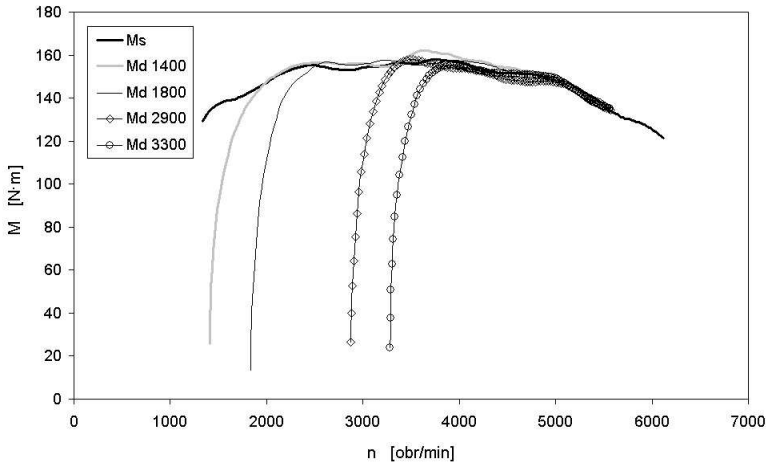
Zamieszczone niżej wyniki dotyczą badań pojazdu 1 (tab. 4.1) wyposażonego w silnik spalinowy o zapłonie iskrowym o pojemności  $1,8 \text{ dm}^3$ . Stan obciążenia silnika wynikał z realizowanego cyklu jezdowego w warunkach drogowych oraz sposobu sterowania układem napędowym. Na rysunku 4.26 zamieszczono porównanie przebiegów momentu obrotowego, generowanego przez silnik po skokowej zmianie sygnału sterowania, przy jeździe na wybranym biegu 3, 4, i 5 w przekładni wybieralnej. Sytuacja ta odpowiada intensywnemu przyspieszaniu na drodze po gwałtownym wciśnięciu pedału przyspieszenia. Przed rozpoczęciem przyspieszania pojazd poruszał się ze stałą prędkością opowiadającą pracy silnika z prędkością obrotową w przedziale  $900 - 1100 \text{ obr/min}$ . Początkowe wartości sygnału sterowania  $U_{S1}$  (rys. 4.24) różnią się nieznacznie dla poszczególnych biegów i są bliskie wartości 0%. Wartość maksymalna sygnału sterowania po jego skokowej zmianie jest jednakowa dla wszystkich biegów i wynosi  $U_{S2} = 100\%$ .



Rys. 4.26. Przebiegi dynamicznego momentu obrotowego silnika po skokowej zmianie sygnału sterowania ( $U_{S2} = 100\%$ ), przy jeździe samochodem na biegu 3., 4. i 5.

Przyjmując, że rozpędzanie silnika na 5. biegu odbywa się najwolniej, to charakterystyka ta jest najbliższa statycznej uzyskiwanej przy stałej prędkości obrotowej silnika [3, 13]. Na rysunku 4.26 zaobserwowano zanik różnic w wyznaczanych wartościach momentu obrotowego przy prędkości obrotowej wynoszącej około  $1400 \text{ obr/min}$ . Można więc przyjąć, że po pewnym czasie od chwili rozpoczęcia procesu rozpędzania, osiągnięte wartości momentu dynamicznego będą odpowiadały momentowi statycznemu. Spostrzeżenie to znajduje potwierdzenie również we wcześniejszych pracach [3, 13]. Obserwowane, przy dużych prędkościach obrotowych, różnice wynikają z niepowtarzalności nastaw generowanych przez sterownik silnika oraz błędów pomiarowych. Przyjęto więc, że w dalszej części pracy przebieg dynamicznego momentu obrotowego uzyskany przy rozpędzaniu na 3. biegu powyżej  $1400 \text{ obr/min}$  będzie stanowił statyczną charakterystykę zewnętrzną silnika ( $U_S = 100\%$ ). Zdecydowano się na użycie wymienionego przebiegu jako charakterystyki statycznej również ze względu na techniczną możliwość osiągnięcia maksymalnej prędkości obrotowej silnika w warunkach drogowych.

Na rysunku 4.27 przedstawiono przebieg zmian dynamicznego momentu obrotowego, przy rozpędzaniu silnika na 3. biegu, po skokowej zmianie sygnału sterowania ( $U_{S2} = 100\%$ ). Rozpędzanie odbywało się od prędkości obrotowych obejmujących zakres typowych wartości po zmianie biegu na wyższy: 1410, 1840, 2870 oraz 3280 obr/min. Przebiegi momentu obrotowego (rys. 4.27) oznaczono w sposób uproszczony, odpowiednio przez Md 1400, Md 1800, Md 2900 oraz Md 3300. Na rysunku 4.36 przedstawiono również zewnętrzną charakterystykę statyczną silnika, oznaczoną symbolem Ms. Tę charakterystykę uzyskano również na podstawie procesu rozpędzania silnika, w sposób opisany wyżej.



Rys. 4.27. Przebieg zmian dynamicznego momentu obrotowego przy rozpędzaniu silnika na 3. biegu, dla różnych początkowych prędkości obrotowych, po skokowej zmianie sygnału sterowania ( $U_{S2} = 100\%$ )

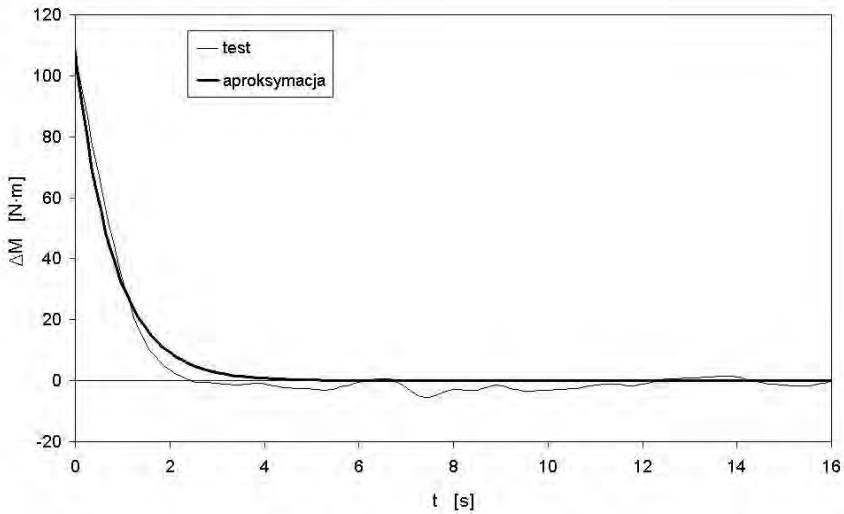
Zaobserwowano zrównoważenie się momentu statycznego silnika z dynamicznym dla kolejnych prób (rys. 4.27), po upływie pewnego czasu od chwili rozpoczęcia procesu rozpędzania silnika. Zgodnie z przyjętym modelem (rys. 4.25) różnica między momentem statycznym i dynamicznym, opisana zależnością (4.17), jest funkcją czasu, jaki upłynął od chwili zmiany sygnału sterowania silnikiem. Na rysunkach 4.28 i 4.29 przedstawiono przebiegi zmierzonej różnicy między momentem statycznym i dynamicznym, w dziedzinie czasu, oraz przebiegi aproksymowane zależnością (4.17) dla dwóch prób rozpędzania silnika, odpowiednio od prędkości obrotowej 1410 i 3280 obr/min. Skokowa zmiana sygnału sterowania nastąpiła we wszystkich omawianych przypadkach w chwili  $t = 0$ , a więc również  $t_l = 0$ . Zgodnie z przyjętym modelem, zależność (4.17) ma asymptotę  $\Delta M = 0$ , a jej wynik osiąga zawsze wartość większą od zera. W związku z powyższym, określenie czasu, po którym następuje zrównanie momentu statycznego i dynamicznego, nie jest możliwe. Z tego względu zaproponowano parametr, który określa czas, po upływie którego różnica momentu statycznego i dynamicznego (4.17) osiągnie 3% maksymalnego momentu obrotowego silnika, a mianowicie:

$$T_{0,03} = t \Big|_{\Delta M(t)=0,03 \cdot M_{\max}}, \quad (4.21)$$

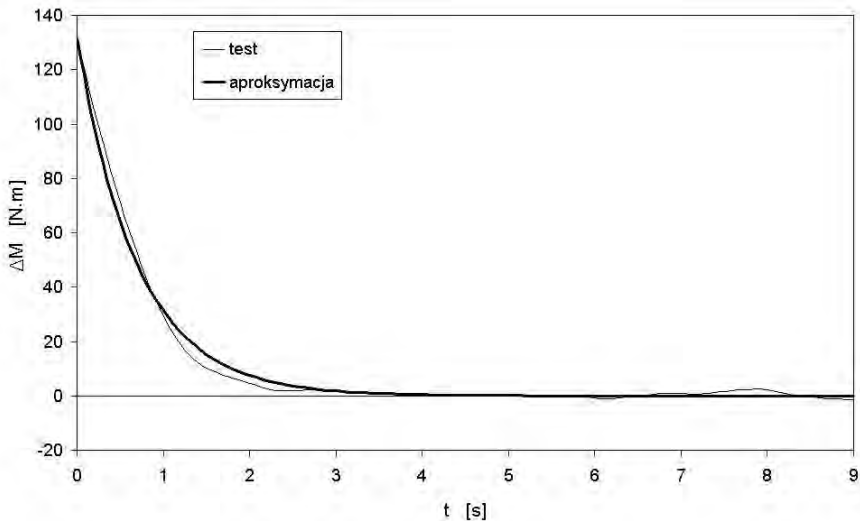
gdzie:  $M_{\max}$  – maksymalny moment obrotowy silnika odczytany z charakterystyki zewnętrznej ( $0,03 M_{\max} = 5 \text{ N}\cdot\text{m}$ ).



Przyjęta wartość progowa momentu równa  $0,03 M_{\max}$  odpowiada szacowanemu błędowi pomiarowemu stosowanej metody.



Rys. 4.28. Przebieg różnicy pomiędzy statycznym i dynamicznym momentem obrotowym, przy rozpędzaniu silnika na 3. biegu, po skokowej zmianie sygnału sterowania ( $U_{S2} = 100\%$ ) od prędkości 1410 obr/min



Rys. 4.29. Przebieg różnicy pomiędzy statycznym i dynamicznym momentem obrotowym, przy rozpędzaniu silnika na 3. biegu, po skokowej zmianie sygnału sterowania ( $U_{S2} = 100\%$ ) od prędkości 3280 obr/min

W tablicy 4.2 przedstawiono wyniki, opisanych powyżej, prób rozpędzania silnika na 3. biegu.

Tablica 4.2

Wyniki prób rozpędzania silnika na 3. biegu

Lp.	$U_{S1}$ [%]	$U_{S2}$ [%]	$\Delta U_S$ [%]	$n _{t=t_1}$ [obr/min]	$\Delta M _{t=t_1}$ [N·m]	$T_M$ [s]	$T_{0,03}$ [s]
1	6	100	94	1410	108	0,81	2,50
2	7	100	93	1840	130	0,80	2,70
3	18	100	82	2870	127	0,67	2,20
4	20	100	80	3280	132	0,70	2,30

Wykorzystując dostępne wyniki prób, wykonano kalibrację modelu silnika (rys. 4.25) dla przypadku, gdy  $U_{S2}=100\%$ . W tablicy 4.3 przedstawiono wyniki uproszczonej weryfikacji modelu wraz z wybranymi parametrami próby.

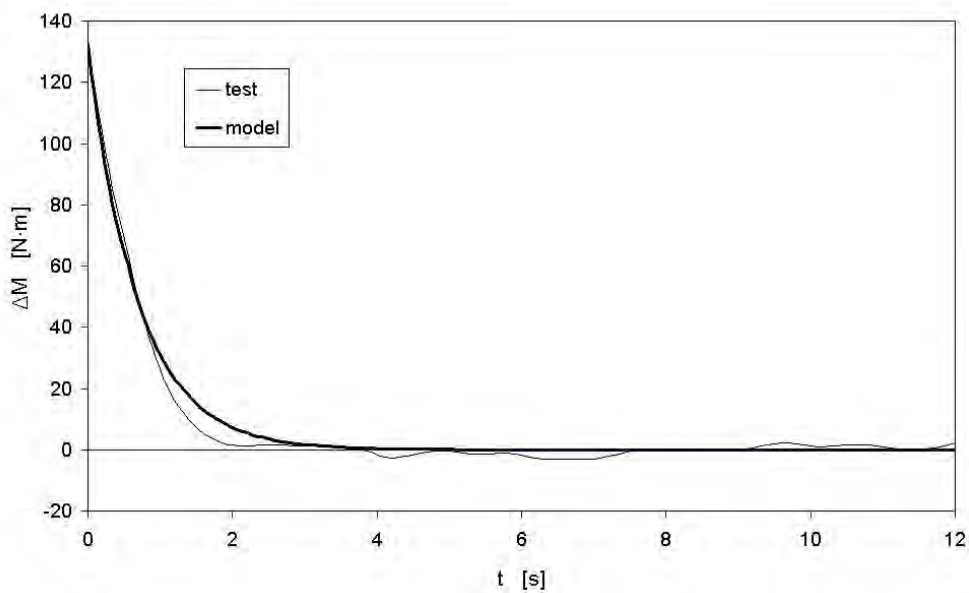
Tablica 4.3

Wyniki uproszczonej weryfikacji modelu

Źródło danych	$U_{S1}$ [%]	$U_{S2}$ [%]	$\Delta U_S$ [%]	$n _{t=t_1}$ [obr/min]	$\Delta M _{t=t_1}$ [N·m]	$T_M$ [s]	$T_{0,03}$ [s]
Test	13	100	87	2340	133	0,65	2,20
Model	13	100	87	2340	133	0,69	2,30

Na rysunku 4.30 przedstawiono przebieg zmierzonej różnicy między momentem statycznym i dynamicznym oraz przebieg obliczony przy użyciu modelu dla próby rozpędzania silnika od prędkości 2340 obr/min. Przedstawione w tablicy 4.3 wyniki pozwalają stwierdzić, że zaproponowany model odznacza się wystarczającą dokładnością w testowanym zakresie pracy ( $U_{S2} = 100\%$ ). Różnica pomiędzy wartością parametru  $T_M$ , obliczoną na podstawie modelu oraz na podstawie pomiaru wynosi 0,04 s (względny błąd 6%). Wyniki przedstawione na rysunku 4.30 pozwalają stwierdzić zgodność zarejestrowanego przebiegu z uzyskanym na podstawie badań modelowych. W obydwu przebiegach zaobserwowano zrównoważenie się wartości momentu statycznego i dynamicznego silnika, po upływie podobnego czasu od chwili rozpoczęcia procesu rozpędzania silnika.

W podsumowaniu stwierdzono, że przedstawione wyniki badań potwierdzają zasadność użytego modelu do opisu obserwowanego zjawiska. Po pewnym czasie od chwili rozpoczęcia procesu rozpędzania osiągnane wartości momentu dynamicznego będą odpowiadały momentowi statycznemu. Stosując metodę rozpędzania silnika obciążonego oporem wynikającym z ruchu pojazdu, wyznaczono przybliżoną charakterystykę statyczną. Im wolniejszy jest proces rozpędzania, np. przez użycie wysokich biegów w przekładni wybieralnej, tym większa dokładność wyznaczania charakterystyki statycznej. Zaproponowany w pracy model odznacza się łatwością kalibracji. W przedstawionym przykładzie do kalibracji uproszczonego modelu (dla  $U_{S2} = 100\%$ ) wykorzystano zaledwie 5 przebiegów rozpędzania silnika.



Rys. 4.30. Przebieg różnicy pomiędzy statycznym i dynamicznym momentem obrotowym, przy rozpędzaniu silnika na 3. biegu, po skokowej zmianie sygnału sterowania ( $U_{S2}=100\%$ ) od prędkości 2340 obr/min

## Rozdział 5

# IDENTYFIKACJA WARUNKÓW EKSPLOATACJI POJAZDU

### 5.1. Identyfikacja warunków eksploatacji pojazdu z wykorzystaniem energochłonności jednostkowej

Precyzyjne prognozowanie ilości paliwa zużytego przez pojazd dla zarejestrowanych lub założonych warunków eksploatacji wymaga zastosowania dokładnego i jednoznacznego opisu tych warunków. Biorąc pod uwagę wyniki analizy literaturowej oraz własnych prac badawczych w niniejszej pracy, zdecydowano się wyróżnić trzy fazy pracy układu napędowego, które opisano za pomocą innych parametrów. Pierwszą stanowi faza napędowa, gdy z silnika dostarczana jest energia do kół. Drugą fazę stanowi hamowanie silnikiem i jazda wybiegiem, w czasie której pojazd porusza się, ale z silnika nie jest dostarczana energia do kół. Trzecią fazę stanowi praca silnika na biegu jałowym na postoju lub tryb czuwania, w przypadku funkcjonowania systemu Start – Stop. Do określania warunków eksploatacji pojazdu w fazie napędowej, zaproponowano metodę wykorzystującą energochłonność jednostkową zdefiniowaną zależnością (2.6). Jest ona rozwinięciem metody opisanej w pracy [97] i wykorzystuje parametr uwzględniający ilość wydatkowanej energii, masę pojazdu oraz przejechaną drogę w fazie napędowej  $\Phi = E / (L_n \cdot m)$ . Przyjęto, że energia wydatkowana na napęd pojazdu wynika zarówno z warunków drogowych, jak również stylu jazdy kierowcy. W odróżnieniu od szeroko opisanego wykorzystania energochłonności jednostkowej w pracach [155, 156], w prezentowanej metodzie wartość tego parametru obliczano bez uwzględnienia drogi pokonanej przez pojazd w fazie hamowania oraz jazdy wybiegiem. Takie podejście ułatwia dokładne skorelowanie energochłonności jednostkowej z przebiegowym zużyciem paliwa w fazie napędowej. Drugą fazę pracy układu napędowego, związaną z hamowaniem oraz jazdą wybiegiem, opisano różnicą między całkowitą drogą przejechaną przez pojazd a drogą przejechaną w fazie napędowej. Trzecią fazę pracy silnika na biegu jałowym opisano czasem pracy w tym stanie.

Obliczenie energochłonności jednostkowej wymagało wyznaczenia energii mechanicznej przekazywanej kołom napędowym. Ta energia może być obliczona z użyciem dwóch metod. Pierwsza wymaga pomiaru momentu obrotowego silnika  $M_o$  [87] i prędkości obrotowej  $n$  oraz określenia sprawności układu przeniesienia napędu  $\eta_{UPN}$ :

$$E = \int_0^{t_c} (M_o \cdot \omega \cdot \eta_{UPN}) dt, \quad (5.1)$$

gdzie:

$$\eta_{UPN} = \frac{F_k \cdot V}{M_o \cdot \omega}. \quad (5.2)$$

Zgodnie z drugą metodą energię mechaniczną przekazywaną kołom napędowym w czasie  $t_c$  obliczono według następującej zależności [104]:

$$E = E_t + E_p + \Delta E_k + \Delta E_H, \quad (5.3)$$

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 na pokrycie oporów toczenia, w czasie przyjętego cyklu pomiarowego  $t_c$ , obliczono według następującej zależności:

$$E_t = \int_0^{t_c} (F_t \cdot V) dt, \quad (5.4)$$

gdzie:  $F_t$  – siła oporów toczenia wyrażona zależnością:

$$F_t = m \cdot g \cdot [f_{to} \cdot f_t(V)], \quad (5.5)$$

$f_{to}$  – współczynnik podstawowego oporu toczenia.

Zapotrzebowanie energii na pokrycie oporów powietrza pojazdu, w czasie przyjętego cyklu pomiarowego  $t_c$ , obliczono według następującej zależności:

$$E_p = \int_0^{t_c} (F_p \cdot V) dt, \quad (5.6)$$

gdzie:  $F_p$  – siła oporów powietrza wyrażona zależnością:

$$F_p = \rho_{pow} \cdot \frac{V^2}{2} \cdot F \cdot C_X, \quad (5.7)$$

$F$  – obliczeniowa powierzchnia czołowa pojazdu,

$\rho_{pow}$  – gęstość powietrza,

$C_X$  – współczynnik oporów powietrza.

Zapotrzebowanie energii na wzrost energii kinetycznej pojazdu (w wyniku przyspieszania), w czasie przyjętego cyklu pomiarowego  $t_c$ , obliczono według następującej zależności:

$$\Delta E_k = m_{z_j} \frac{V^2}{2} \Big|_0^{t_c}. \quad (5.8)$$

Zapotrzebowanie energii na wzrost energii potencjalnej pojazdu (w wyniku pokonywania wzniesień), w czasie przyjętego cyklu pomiarowego  $t_c$ , obliczono według następującej zależności:

$$\Delta E_H = m \cdot g \cdot \Delta H \Big|_0^{t_c}, \quad (5.9)$$

gdzie  $\Delta H$  – względna wysokość, na której znajduje się pojazd.

Po uwzględnieniu w zależności (2.6) zależności (5.3) energochłonność jednostkową w fazie napędowej przedstawiono jako sumę następujących składników:

$$\Phi = \frac{E_t}{L_n \cdot m} + \frac{E_p}{L_n \cdot m} + \frac{\Delta E_k}{L_n \cdot m} + \frac{\Delta E_H}{L_n \cdot m}, \quad (5.10)$$

Na podstawie zależności (5.10) z uwzględnieniem relacji (5.4 – 5.9), można stwierdzić, że tylko jeden składnik tej relacji jest zależny od masy pojazdu:

$$\frac{E_p}{L_n \cdot m} = \frac{\int_0^{t_s} (\rho_{pow} \cdot \frac{V^3}{2} \cdot F \cdot C_X) dt}{L_n \cdot m}, \quad (5.11)$$

pozostałe składniki nie są od niej zależne. Istotnego udziału energii, przeznaczanej na pokrycie oporów powietrza pojazdu w bilansie (5.10), można oczekiwać podczas eksploatacji pojazdu w warunkach jazdy po autostradzie, gdzie udział faz przyspieszania i ruszania z miejsca jest mały, a pojazd porusza się z dużą i stałą prędkością. Można natomiast domniemywać, że wartość energochłonności jednostkowej, dla przejazdu w warunkach miejskich, w niewielkim stopniu zależy od masy pojazdu. W takim przypadku na wynik bilansu, przedstawionego równaniem (5.10), decydujący wpływ ma przede wszystkim zapotrzebowanie energii na wzrost energii kinetycznej pojazdu (w wyniku przyspieszania) oraz zapotrzebowanie energii na pokrycie oporów toczenia. Celem określenia zakresu zastosowania tej metody, a w szczególności możliwości jej użycia do jednoznaczego opisu warunków eksploatacji pojazdu w ruchu miejskim, dokonano analizy wpływu mas pojazdów na wartość energochłonności jednostkowej cyklu jezdni. W badaniach zastosowano te same profile prędkości jazdy dla wszystkich pojazdów (badania wykonano metodą symulacji komputerowej). Na rysunku 5.1 przedstawiono porównanie energochłonności jednostkowych w fazie napędowej dla czterech pojazdów, których wybrane parametry przedstawiono w tabelicy 4.1. Pierwsze wyniki (przejazdy nr 1 – 9) dotyczą testów syntetycznych, w tym testu UDC (przejazd nr 9). Pozostałe wyniki (przejazdy nr 10 – 33) dotyczą profili prędkości oraz zmian wysokości zarejestrowanych w warunkach regularnego ruchu na terenie Gdańska. W badaniach wykorzystano trasy przejazdu, które uznano za reprezentatywne dla ruchu w dużej aglomeracji miejskiej (duże natężenie ruchu, duża liczba skrzyżowań z sygnalizacją świetlną). Zgodnie z wynikami przeprowadzonej wyżej analizy wpływu masy pojazdu na energochłonność jednostkową, opisaną zależnością (5.10), największych różnic w wartościach  $\Phi$  należy oczekiwać w przypadku przejazdów realizowanych przy stałych prędkościach jazdy. Wówczas udział zapotrzebowania energii na pokrycie oporów toczenia w sumarycznej energii (5.3) jest największy. Są to przejazdy nr 5 – 8, które wykonano przy stałej prędkości odpowiednio 40, 70, 130 i 160 km/h, oraz przejazdy nr 13 i 32 po drodze szybkiego ruchu ze średnimi prędkościami odpowiednio 84 i 110 km/h.

Maksymalne względne odchylenie  $\Phi$  od wartości średniej, dla przebadanych pojazdów, zdefiniowano według następującej zależności:

$$\delta_{\Phi}^{\max} = \max \left( \left| \frac{\Phi_i - \tilde{\Phi}}{\tilde{\Phi}} \right| 100\% \right)_{i=1..p_{poj}}, \quad (5.12)$$

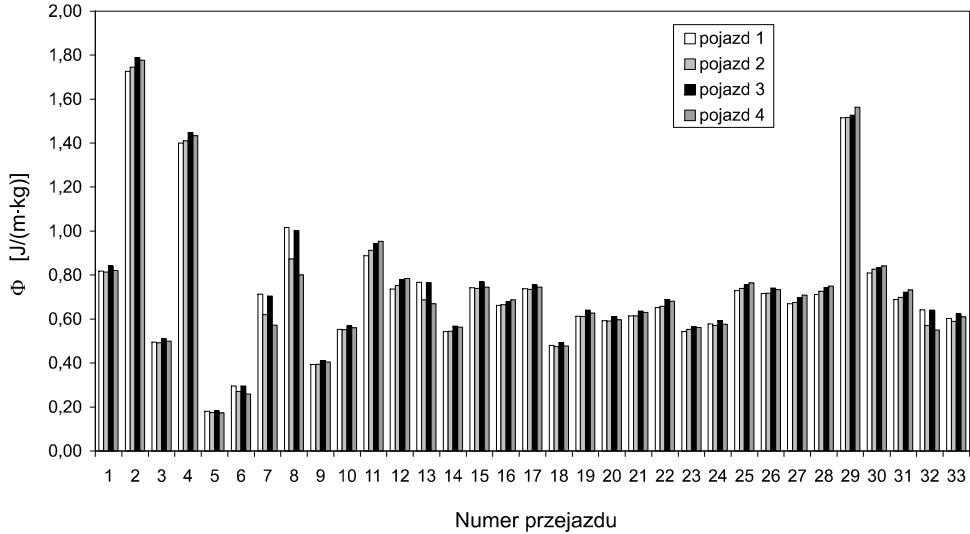
gdzie:

$$\tilde{\Phi} = \frac{1}{p_{poj}} \sum_{i=1}^{p_{poj}} \Phi_i, \quad (5.13)$$

$p_{poj}$  – liczba przebadanych pojazdów.

Przyjęto, że przekroczenie progu 10% przez maksymalne względne odchylenie energochłonności jednostkowej od wartości średniej jest związane ze zbyt dużym udziałem fazy

jazdy ze stałą prędkością i nie można używać w takich warunkach energochłonności jednostkowej do identyfikacji warunków eksploatacji. W takich sytuacjach obserwowane różnice w obliczonej energochłonności jednostkowej pomiędzy różnymi pojazdami, mogą wynikać zarówno z różnych mas pojazdów, jak i warunków eksploatacji.



Rys. 5.1. Porównanie energochłonności jednostkowej 4 pojazdów dla tych samych profili prędkości jazdy

W przypadku jazdy ze stałymi prędkościami 40, 70, 130 i 160 km/h maksymalne względne odchylenie  $\Phi$  od wartości średniej wyniosło odpowiednio 3, 8, 12 i 13%, a w przypadku jazdy po drodze szybkiego ruchu ze średnimi prędkościami 84 i 110 km/h – odpowiednio 7 i 8%. W pozostałych przypadkach (rys. 5.1) odchylenie to nie przekroczyło 4%. Można więc przyjąć, że wartość energochłonności jednostkowej  $\Phi$  dla przejazdu w warunkach miejskich praktycznie nie zależy od masy pojazdu, gdzie 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 drodze szybkiego ruchu) maksymalne względne odchylenie  $\Phi$  od wartości średniej pozostaje na niskim poziomie wynoszącym 8%.

Natężenie ruchu drogowego oraz sposób prowadzenia pojazdu mogą być w zaproponowanej metodzie jednoznacznie opisane za pomocą funkcji gęstości rozkładu parametru  $\Phi$  [102]:

$$f_{\Phi} = f(\Phi) . \quad (5.14)$$

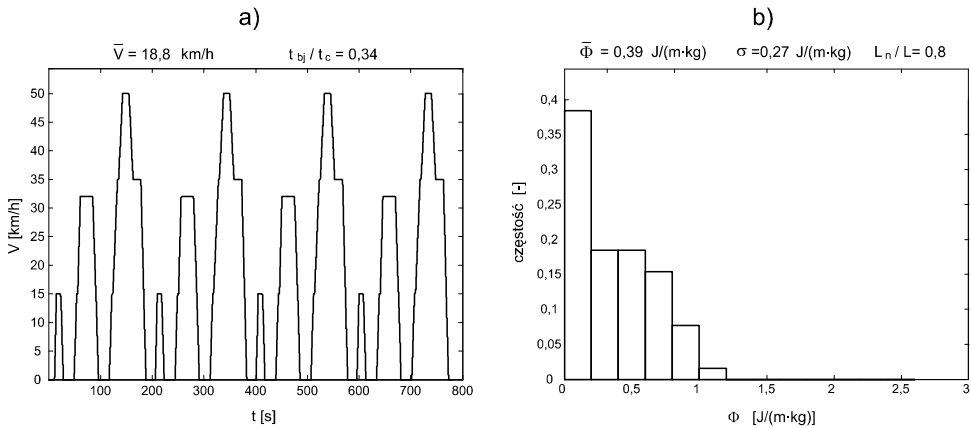
Funkcja (5.14) może zostać wyznaczona na drodze okresowej rejestracji podstawowych parametrów opisujących warunki eksploatacji pojazdu, w tym prędkości obrotowej wału korbowego silnika i momentu obrotowego oraz przejechanej drogi. W przypadku braku technicznych możliwości pomiaru momentu obrotowego można go wyznaczyć na podstawie modelu układu napędowego pojazdu. Dla przyjętych granic zmian parametru  $\Phi$  spełniony musi być ponadto warunek:

$$\int_{\Phi_{\min}}^{\Phi_{\max}} f_{\Phi} d\Phi = 1. \quad (5.15)$$

Funkcja (5.14) może być używana zarówno w postaci ciągłej, jak również dyskretnej w formie histogramu. Parametryczna identyfikacja warunków eksploatacji jest możliwa w każdym z tych wypadków przez obliczenie wartości średniej rozkładu  $\bar{\Phi}$  oraz jego odchylenia standardowego  $\sigma$ .

## 5.2. Klasyfikacja warunków eksploatacji pojazdu

Zaprezentowane poniżej przykłady identyfikacji warunków eksploatacji dotyczą pojazdu 1 (tab. 4.1). Pierwszy przykład reprezentuje warunki eksploatacji wynikające z realizacji testu homologacyjnego UDC, który jest używany na terenie Unii Europejskiej. Wyniki tego testu pochodzą z symulacji. Na rysunku 5.2a przedstawiono 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 ( $t_{bj}/t_c$ ). Ten parametr umożliwia wyznaczenie czasu pracy silnika na biegu jałowym. Do identyfikacji warunków eksploatacji w fazie napędowej pojazdu wykorzystano histogram rozkładu parametru  $\Phi$  w czasie tej próby. Ten rozkład opisano parametrami  $\bar{\Phi}$  oraz  $\sigma$ , których wartości przedstawiono na rysunku 5.2b. Dodatkowo na rysunku 5.2b podano także wartość udziału drogi przejechanej w fazie napędzania silnikiem w stosunku do całkowitej drogi ( $L_n/L$ ). Ten parametr umożliwia wyznaczenie drogi przebytej przez pojazd w fazie hamowania silnikiem i jazdy wybiegiem.



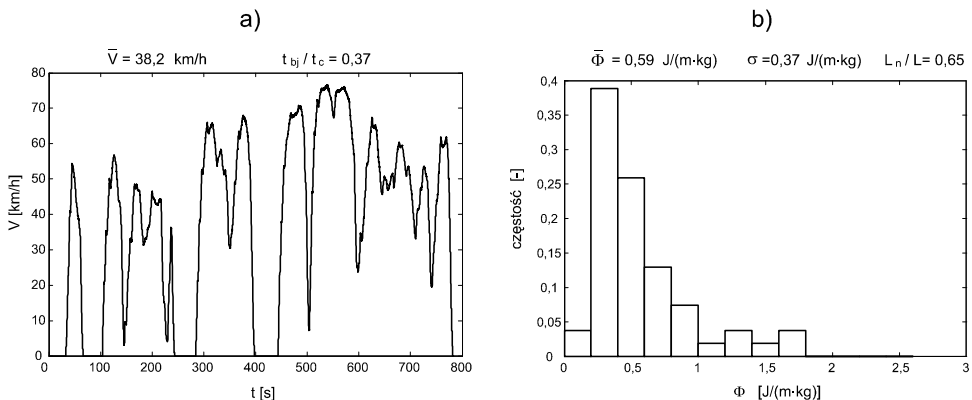
Rys. 5.2. Test UDC: a) przebieg prędkości pojazdu, b) histogram rozkładu parametru  $\Phi$

Kolejne przejazdy wykonano na terenie Gdańska, w regularnym ruchu miejskim. W czasie badań wykonano pomiary wybranych parametrów pracy silnika i pojazdu testowego (prędkość, przyspieszenie, zużycie paliwa, położenie nad poziomem morza, itd.) z użyciem odpowiednich metod opisanych w rozdziale 4. Moment obrotowy silnika obliczano przy wykorzystaniu zmierzonych parametrów pracy silnika i pojazdu oraz modelu układu napędowego pojazdu (podrozdział 4.4). Styl jazdy kierowcy podporządkowany był stylowi prowadzenia losowo wybranego pojazdu [111]. Wybrany pojazd był „śledzony” przez

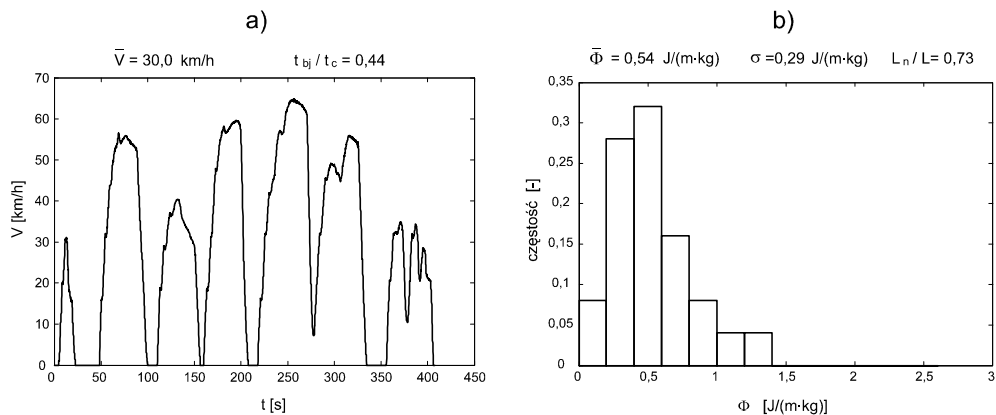


pojazd testowy w celu ograniczenia wpływu indywidualnego stylu jazdy kierowcy testowego na wyniki próby. Sposób odwzorowania profilu prędkości pojazdu „śledzonego” pozostaje jednak cechą indywidualną kierowcy oraz samochodu i może w pewnych warunkach prowadzić do systematycznych błędów, np. przez zaniżanie maksymalnych przyspieszeń. Do analizy wybrano 5 przejazdów, które uznano za reprezentatywne dla następujących warunków:

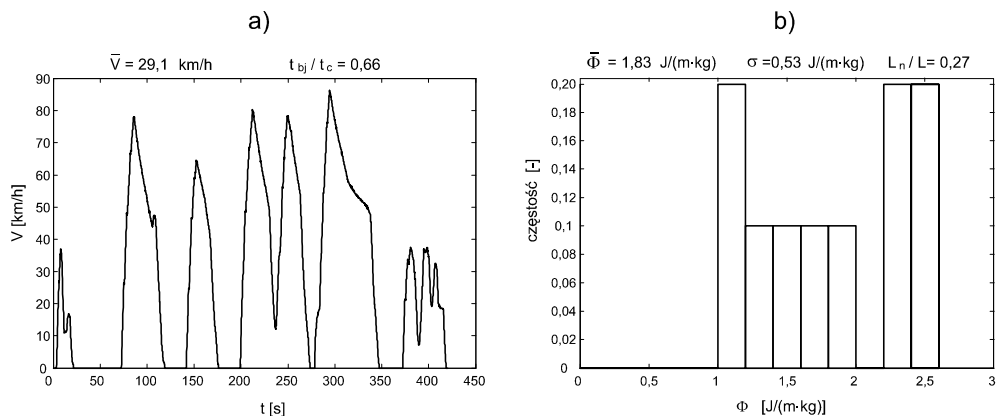
- jazda główną arterią komunikacyjną miasta (rys. 5.3), trasą o dużym natężeniu ruchu; ten warunek spełnia przejazd al. Grunwaldzką, a przedstawione wyniki dotyczą warunków najbardziej zbliżonych do średnich (przeciętnych) uzyskanych w 42 przejazdach w dni robocze,
- jazda spokojna w mieście (rys. 5.4), trasą o częstych zatrzymaniach wymuszonych sygnalizacją świetlną przy spokojnym stylu jazdy kierowcy; styl jazdy kierowcy klasyfikowano jako spokojny jeżeli średni moment obrotowy silnika w fazie napędowej był mniejszy niż wyznaczony dla przeciętnych warunków jazdy główną arterią komunikacyjną miasta (53 N·m w przypadku pojazdu 1); ten warunek spełnia przejazd ul. Jana Pawła II przy średnim momencie obrotowym silnika w fazie napędowej wynoszącym 46 N·m,
- jazda dynamiczna w mieście (rys. 5.5), trasą o częstych zatrzymaniach wymuszonych sygnalizacją świetlną przy dynamicznym stylu jazdy kierowcy; styl jazdy kierowcy klasyfikowano jako dynamiczny, jeżeli średni moment obrotowy silnika w fazie napędowej był większy niż wyznaczony dla przeciętnych warunków jazdy główną arterią komunikacyjną miasta o co najmniej 50% (80 N·m w przypadku pojazdu 1); ten warunek spełnia przejazd ul. Jana Pawła II przy średnim momencie obrotowym silnika w fazie napędowej wynoszącym 100 N·m,
- jazda w mieście w korku (rys. 5.6), trasą o częstych zatrzymaniach wymuszonych utrudnieniami w ruchu; przejazd klasyfikowano w ten sposób, jeżeli średnia prędkość jazdy była mniejsza niż 20 km/h; ten warunek spełnia przejazd ul. Wyspiańskiego przy średniej prędkości jazdy wynoszącej 15,4 km/h,
- jazda poza miastem (rys. 5.7), trasą położoną poza granicami miasta o nielicznych zatrzymaniach; przejazd klasyfikowano w ten sposób, jeżeli średnia prędkość jazdy była większa niż 50 km/h; ten warunek spełnia przejazd Obwodnicą Trójmiasta przy średniej prędkości jazdy wynoszącej 110 km/h.



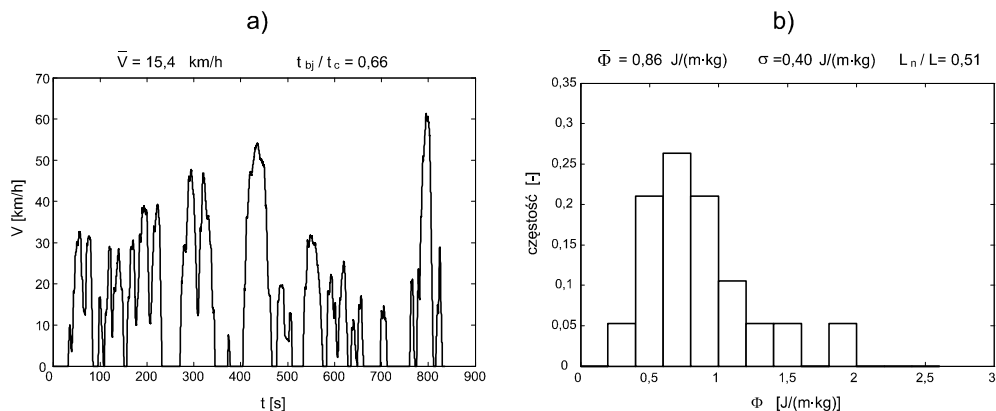
Rys. 5.3. Jazda główną arterią komunikacyjną miasta: a) przebieg prędkości pojazdu, b) histogram rozkładu parametru  $\Phi$



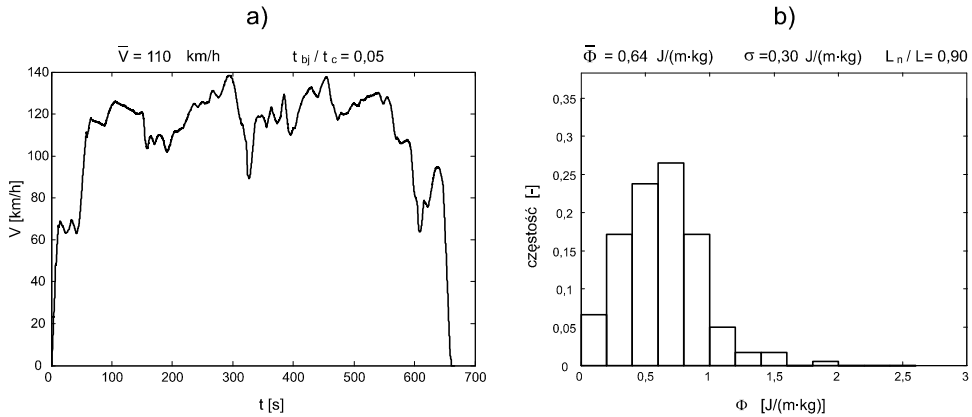
Rys. 5.4. Jazda spokojna w mieście: a) przebieg prędkości pojazdu, b) histogram rozkładu parametru  $\Phi$



Rys. 5.5. Jazda dynamiczna w mieście: a) przebieg prędkości pojazdu, b) histogram rozkładu parametru  $\Phi$



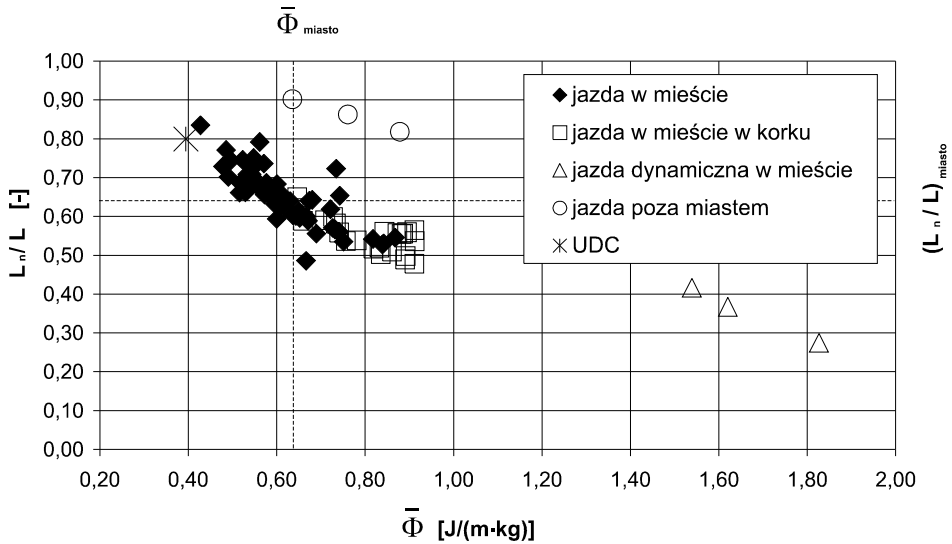
Rys. 5.6. Jazda w mieście w korku: a) przebieg prędkości pojazdu, b) histogram rozkładu parametru  $\Phi$



Rys. 5.7. Jazda poza miastem: a) przebieg prędkości pojazdu,  
 b) histogram rozkładu parametru  $\Phi$

Z przedstawionych przykładów wynika, że wzrost natężenia ruchu pojazdów, przy racjonalnym (spokojnym) stylu jazdy kierowcy (rys. 5.3, 5.4, 5.6), powoduje wzrost wartości średniej energochłonności jednostkowej ( $\bar{\Phi}$ ). Jest to wynikiem wzrostu liczby faz ruszania z miejsca, które odznaczają się dużą energochłonnością jednostkową (duża energia przekazywana przez silnik odpowiada małej wartości przebytej drogi). Jednocześnie obserwowany jest spadek udziału drogi przejechanej w fazie napędzania przez silnik w stosunku do całkowitej drogi ( $L_n/L$ ). Jest to wynik wzrostu liczby faz hamowania, a więc skrócenia sumarycznej drogi  $L_n$ , gdy pojazd jest napędzany przez silnik. Konsekwentnie dynamiczny styl kierowania pojazdem powoduje, że wspomniane efekty są zwielokrotnione. Fazy rozpędzania pojazdu są krótkie, ale intensywne. Zaobserwowano, że rozkład parametru  $\Phi$  w sposób zasadniczy odchodzi od rozkładu normalnego, który odpowiada racjonalnemu (spokojnemu) stylowi jazdy kierowcy. Na rysunku 5.5 obserwowany rozkład parametru  $\Phi$  ma wyraźnie charakter dwumodalny. Natomiast jazda pozamiejska (rys. 5.7) 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  $\Phi$  wskazuje na jednorodność warunków eksploatacji i osiąga duże wartości w sytuacjach, gdy kierowca preferuje dynamiczny styl jazdy. Porównując wyniki zamieszczone na rysunkach 5.2 i 5.3, stwierdzono, że traktowanie testu UDC jako wzorca dla warunków eksploatacji pojazdu w mieście, w przypadku obserwowanego obszaru centrum Gdańska jest nieuprawnione, przy czym warunki określone testem UDC można sklasyfikować jako bardzo lekkie. W żadnej z przeprowadzonych prób drogowych nie zaobserwowano podobnie niskich wartości parametrów  $\bar{\Phi}$  i  $\sigma$  jak w teście UDC.

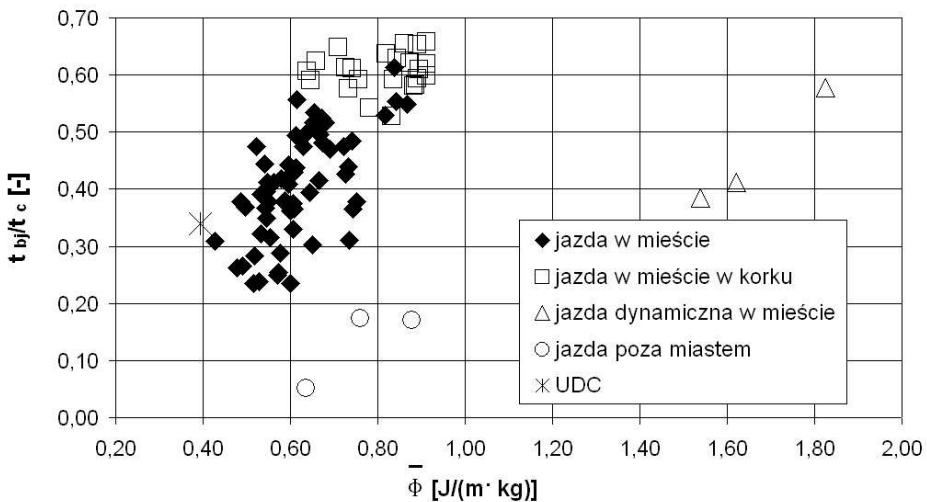
Na rysunku 5.8 przedstawiono związek udziału fazy napędowej  $L_n/L$  dla przejechanej trasy ze średnią energochłonnością jednostkową  $\bar{\Phi}$  z zaznaczoną dla warunków „jazda w mieście” i „jazda w mieście w korku” wartością średnią energochłonności jednostkowej  $\bar{\Phi}_{\text{miasto}}$  oraz wartością średnią udziału fazy napędowej  $(L_n/L)_{\text{miasto}}$ .



Rys. 5.8. Związek udziału fazy napędowej  $L_n/L$  ze średnią energochłonnością jednostkową  $\bar{\Phi}$

Wyniki przedstawione na rysunku 5.8 potwierdzają wstępnie poczynioną obserwację, że wzrostowi wartości średniej energochłonności jednostkowej  $\bar{\Phi}$  towarzyszy spadek udziału fazy napędowej  $L_n/L$ . Jednocześnie zaobserwowano, że warunki eksploatacji, które sklasyfikowano jako „jazda poza miastem” odznaczają się wysokim udziałem fazy napędowej  $L_n/L$ .

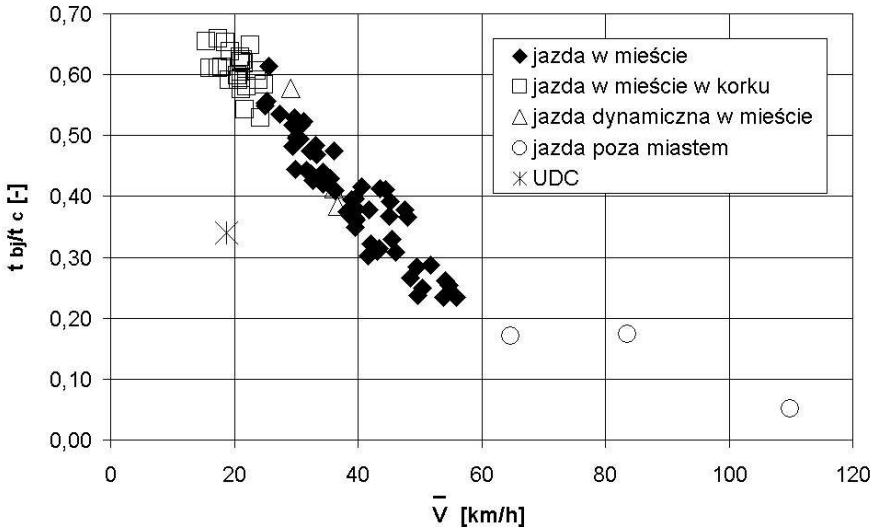
Na rysunku 5.9 przedstawiono związek udziału czasu pracy silnika na biegu jałowym  $t_{bj}/t_c$  ze średnią energochłonnością jednostkową  $\bar{\Phi}$ .



Rys. 5.9. Związek udziału czasu pracy silnika na biegu jałowym  $t_{bj}/t_c$  ze średnią energochłonnością jednostkową  $\bar{\Phi}$

Przedstawione wyniki na rysunku 5.9 pozwalają stwierdzić, że zgodnie z oczekiwaniami, jazda w mieście z utrudnieniami w ruchu, np. jazda w mieście w korku, powoduje wyraźny wzrost udziału czasu pracy silnika na biegu jałowym. Analogiczna sytuacja ma miejsce przy dynamicznym stylu jazdy w mieście.

Na rysunku 5.10 przedstawiono związek udziału czasu pracy silnika na biegu jałowym  $t_{bj}/t_c$  ze średnią prędkością jazdy  $\bar{V}$ .



Rys. 5.10. Związek udziału czasu pracy silnika na biegu jałowym  $t_{bj}/t_c$  ze średnią prędkością jazdy  $\bar{V}$

Wyniki przedstawione na rysunku 5.10 pozwalają stwierdzić, że istnieje ścisła korelacja między udziałem czasu pracy silnika na biegu jałowym a średnią prędkością jazdy w rzeczywistych warunkach jazdy miejskiej (z pominięciem testu UDC oraz jazdy pozamiejskiej). Uzyskane wyniki pozwalają sformułować wniosek, że do identyfikacji warunków eksploatacji w mieście można wymiennie stosować średnią prędkość jazdy lub odwrotność udziału czasu pracy silnika na biegu jałowym, gdyż zależność między nimi ma charakter proporcjonalny.

Uzyskane wyniki pozwoliły sformułować zasady klasyfikacji warunków eksploatacji pojazdu przy użyciu następujących parametrów: średnia energochłonność jednostkowa przejazdu  $\bar{\Phi}$ , udział fazy napędowej  $L_n/L$ , udział czasu pracy silnika na biegu jałowym  $t_{bj}/t_c$  (w przypadku pojazdów wyposażonych w system Start – Stop będzie to udział czasu pracy silnika w trybie czuwania). Proponuje się wyróżnić następujące typy warunków eksploatacji:

a) jazda poza miastem:

$$\frac{L_n}{L} \geq 0,8, \quad (5.16)$$

$$\frac{t_{bj}}{t_c} \leq 0,2, \quad (5.17)$$

b) jazda w mieście:

$$\frac{L_n}{L} < 0,8, \quad (5.18)$$

$$\frac{t_{bj}}{t_c} > 0,2 . \quad (5.19)$$

W tym typie warunków można wyróżnić następujące podtypy:

– jazda w mieście w korku:

$$\frac{t_{bj}}{t_c} > 0,5 , \quad (5.20)$$

– jazda dynamiczna w mieście:

$$\bar{\Phi} > 1,0 . \quad (5.21)$$

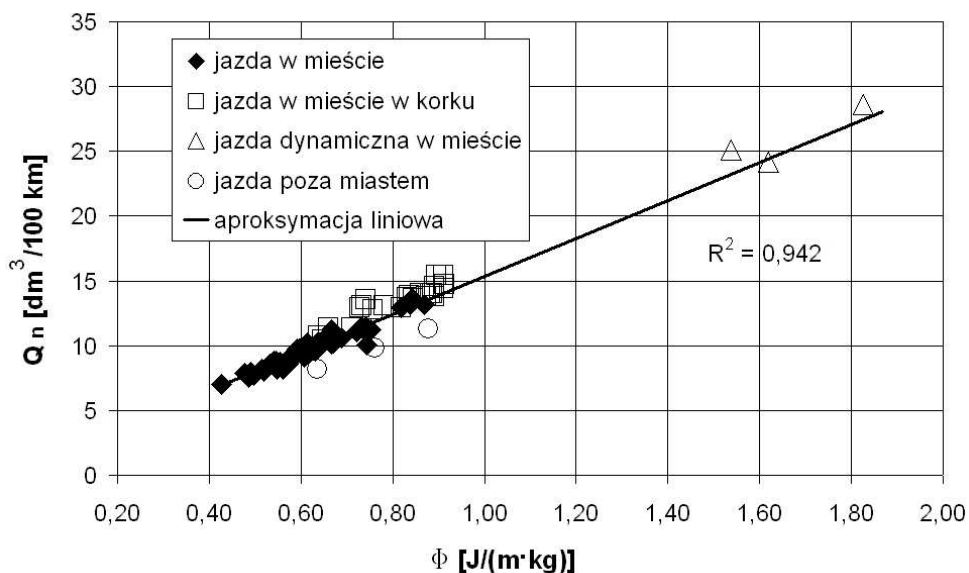
Zaproponowana metoda klasyfikacji umożliwia również ilościową ocenę warunków eksploatacji. Wzrost  $L_n/L$  oznacza poprawę płynności ruchu pojazdów charakteryzującą jazdę pozamiejską. Wzrost  $\bar{\Phi}$  odpowiada trudniejszym warunkom eksploatacji lub bardziej dynamicznej jeździe w mieście. Pojazd jest intensywnie rozpędzany, przez stosunkowo krótki odcinek drogi porusza się ze stałą prędkością, a następnie jest hamowany. Wzrost  $t_{bj}/t_c$  oznacza natomiast większe utrudnienia w ruchu, a w konsekwencji dłuższy czas spędzany na postoju.

## Rozdział 6

# OCENA EKSPLOATACYJNEGO ZUŻYCIA PALIWA ORAZ EFEKTYWNOŚCI ENERGETYCZNEJ POJAZDÓW

### 6.1. Metryka energetyczna pojazdu

We wcześniejszych pracach [97, 101, 103, 105] wykonanych przy wykorzystaniu modeli pojazdów 3 i 4 uzyskano dużą dokładność odwzorowania zależności przebiegowego zużycia paliwa od energochłonności jednostkowej za pomocą funkcji liniowej (odpowiednio rys. 2.11 i 2.10). Uzyskane pozytywne wyniki zweryfikowano za pomocą badań drogowych rzeczywistych pojazdów 1 i 2 (tab. 4.1). Poniżej przedstawiono zestawienie wyników uzyskanych dla przeszło 100 przejazdów wykonanych na terenie Gdańska, w regularnym ruchu miejskim, z wykorzystaniem pojazdu 1. Na rysunku 6.1 przedstawiono związek przebiegowego zużycia paliwa w fazie napędowej  $Q_n$  z energochłonnością jednostkową wykonanego przejazdu  $\Phi$ . Prezentowane poniżej wyniki dotyczą wszystkich zastosowanych sterowań układem napędowym. Z tej analizy nie wyłączono niewłaściwych stanów eksploatacji będących wynikiem złego wyboru biegu w przekładni wybieralnej, jak miało to miejsce w wynikach badań zaprezentowanych na rysunkach 2.10 i 2.11. Podziału ze względu na warunki jazdy dokonano zgodnie z opisem zamieszczonym w podrozdziale 5.2.



Rys. 6.1. Związek przebiegowego zużycia paliwa w fazie napędowej  $Q_n$  z energochłonnością jednostkową  $\Phi$

Wyniki przedstawione na rysunku 6.1 pozwalają stwierdzić, że istnieje ścisła korelacja między przebiegowym zużyciem paliwa w fazie napędowej  $Q_n$  a energochłonnością jednostkową  $\Phi$ .

**Proponuje się, by zależność między przebiegowym zużyciem paliwa w fazie napędowej a energochłonnością jednostkową aproksymować funkcją liniową i nazywać metryką energetyczną pojazdu:**

$$Q_n = k_1 \cdot \Phi + k_0, \quad (6.1)$$

gdzie:  $k_1, k_0$  – współczynniki funkcji aproksymującej.

Ocena efektywności energetycznej pojazdu z użyciem metryki energetycznej może polegać na określeniu właściwości tej funkcji. Zgodnie z wynikami (rys. 6.1) jej położenie na wykresie o współrzędnych  $\Phi - Q_n$  uzależnione jest od efektywności energetycznej układu napędowego pojazdu, a nie od natężenia ruchu, czy stylu jazdy. Pojazd o bardziej efektywnym układzie napędowym będzie posiadał metrykę energetyczną położoną w zakresie mniejszych wartości przebiegowego zużycia paliwa [93, 97]. Oznacza to, że taki pojazd w każdych warunkach eksploatacji, zdefiniowanych wartością  $\Phi$ , będzie odznaczał się mniejszymi wartościami przebiegowego zużycia paliwa.

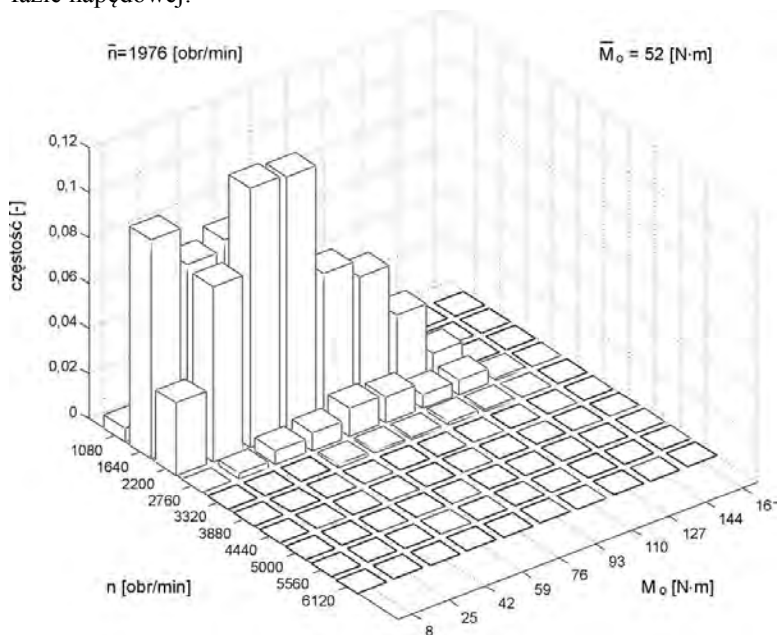
Uzyskana na drodze liniowej aproksymacji zależność (6.1) może być stosowana przy zachowaniu dużej dokładności do prognozowania zużycia paliwa przy eksploatacji pojazdu w warunkach miejskich. Dla danych zamieszczonych na rysunku 6.1  $R^2 = 0,942$ . W warunkach pozamiejskich, z uwagi na wyjątkowo korzystne warunki pracy silnika, wyniki uzyskane na podstawie zależności przedstawionej na rysunku 6.1 mogą być obarczone pewnym systematycznym błędem, ze względu na małą zmienność obciążenia oraz korzystne, z punktu widzenia sprawności, położenie punktu pracy silnika [87, 117, 156].

## 6.2. Uproszczona procedura wyznaczania metryki energetycznej pojazdu

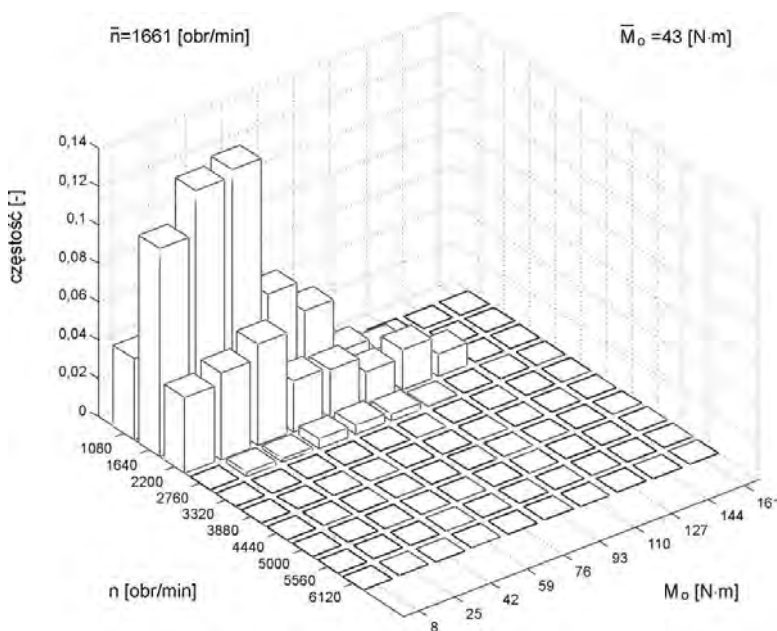
Aby możliwe było powszechne wykorzystanie metryki energetycznej pojazdu (6.1) należy umożliwić jej wyznaczanie w uproszczony sposób, wykorzystując do tego celu jeden przejazd w warunkach normalnej eksploatacji. Ze względu na potencjalne wykorzystanie metody do prognozowania zużycia paliwa oraz porównywania efektywności energetycznej pojazdów podczas eksploatacji w warunkach miejskich, metryka energetyczna powinna zostać wyznaczona w warunkach reprezentatywnych dla racjonalnej (ekonomicznej) eksploatacji w mieście. Testowy przejazd wykorzystany do kalibracji metryki energetycznej nie powinien mieć miejsca na drodze szybkiego ruchu lub pozbawionej skrzyżowań wymuszających zatrzymanie pojazdu. Wyjątkiem od takiego założenia może być sytuacja, gdy testujący pojazd jest jednocześnie jego przyszłym użytkownikiem i wybrał warunki eksploatacji typowe dla siebie. Przedstawione sytuacje eksploatacji pojazdu różnią się w istotny sposób między sobą pod względem zakresu wykorzystywanych obciążeń i prędkości obrotowych silnika. Na rysunkach 6.2 – 6.5 przedstawiono przykładowe rozkłady stanów pracy silnika ZI wykorzystywanego w pojeździe I w wybranych warunkach eksploatacji. Stany pracy silnika zdefiniowano parą parametrów [49]: moment obrotowy  $M_o$  i prędkość obrotowa  $n$ . Przedstawione rozkłady stanów pracy silnika dotyczą eksploatacji w różnych warunkach, odpowiednio: jazdy w mieście (warunki typowe), w mieście w korku, dynamicznej w mieście oraz poza miastem. Podziału ze względu na warunki jazdy dokonano zgodnie z opisem zamieszczonym w podrozdziale 5.2, a zamieszczone przykłady dotyczą



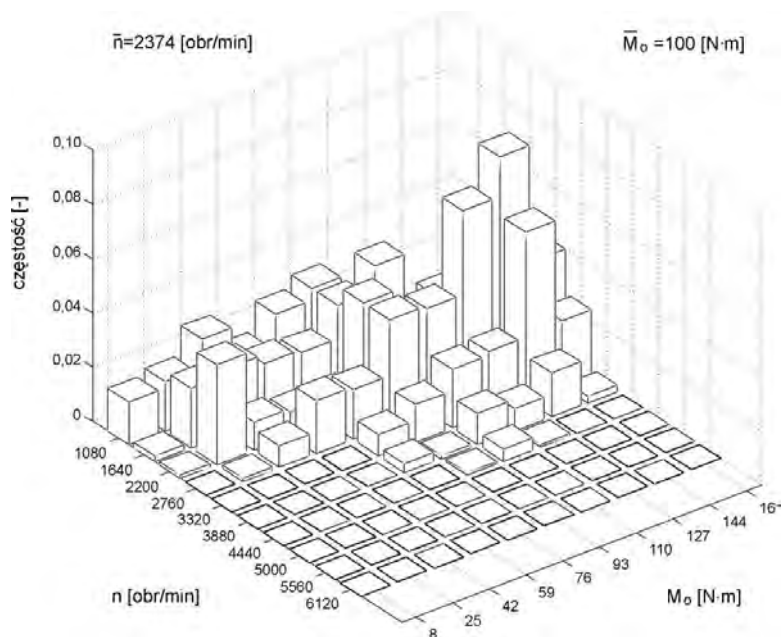
przejazdów zarejestrowanych w regularnym ruchu. Na rysunkach 6.2 – 6.5 przedstawiono wartość średnią momentu napędowego  $\bar{M}_o$  oraz wartość średnią prędkości obrotowej silnika  $\bar{n}$  w fazie napędowej.



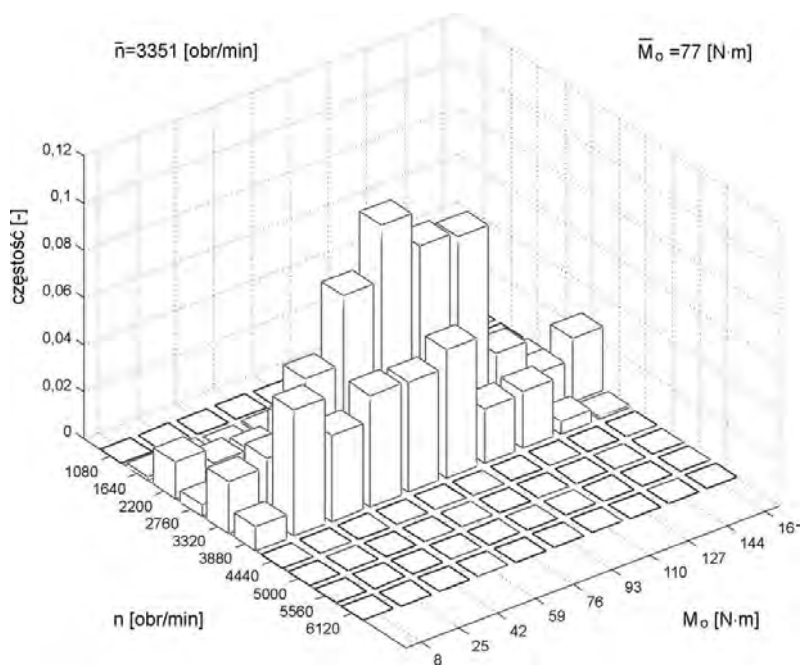
Rys. 6.2. Rozkład stanów pracy silnika podczas jazdy w mieście (warunki typowe)



Rys. 6.3. Rozkład stanów pracy silnika podczas jazdy w mieście w korku



Rys. 6.4. Rozkład stanów pracy silnika podczas jazdy dynamicznej w mieście



Rys. 6.5. Rozkład stanów pracy silnika podczas jazdy poza miastem

Na podstawie uzyskanych wyników (rys. 6.2 – 6.5) stwierdzono, że podczas eksploatacji samochodu w typowych warunkach miejskich, średnie obciążenie, wyrażone momentem obrotowym jest wyraźnie mniejsze niż w przypadku jazdy dynamicznej w mieście (~50%). Ponadto rozrzut punktów pracy jest większy w przypadku jazdy dynamicznej w mieście. W przypadku jazdy poza miastem zakres używanych prędkości obrotowych przesuwają się w kierunku wyższych wartości.

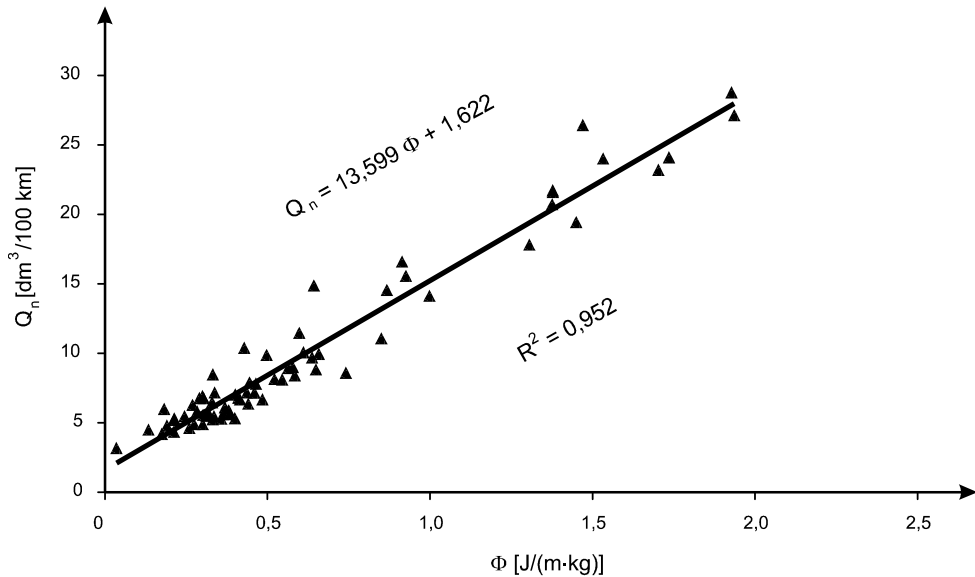
Dane zamieszczone na rysunku 5.8 pozwalają przyjąć dopuszczalny zakres zmian parametrów  $L_n/L$  oraz  $\bar{\Phi}$  dla warunków reprezentatywnych dla racjonalnej eksploatacji w mieście. Przyjęto, że podczas wyznaczania metryki energetycznej pojazdu, zachowane muszą być następujące warunki:

$$0,5 \leq \bar{\Phi} < 0,7, \quad (6.2)$$

$$0,6 \leq \frac{L_n}{L} < 0,8, \quad (6.3)$$

$$L \geq 5 \text{ km}. \quad (6.4)$$

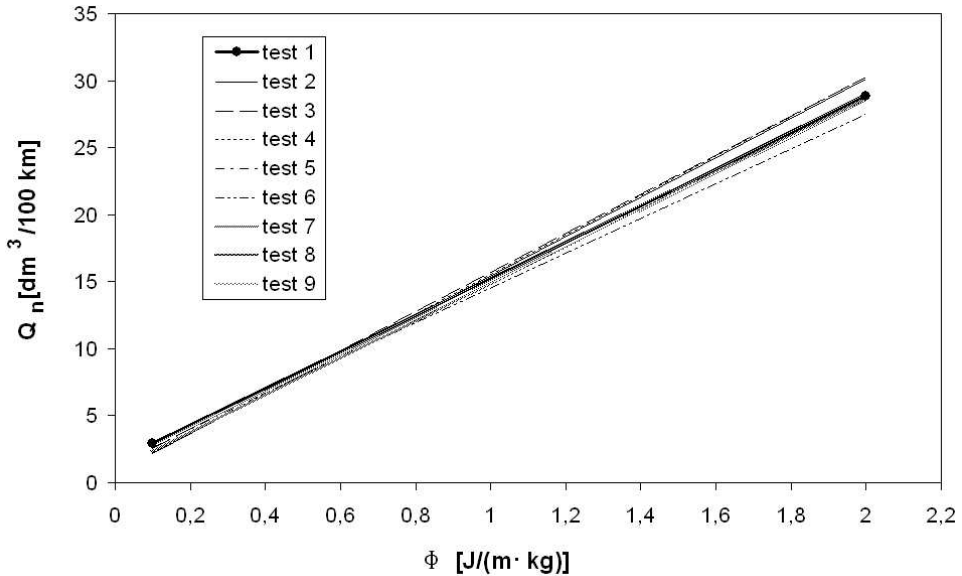
Na rysunku 6.6 przedstawiono wyniki jazdy przy zachowaniu warunków (6.2 – 6.4) samochodem osobowym o oznaczeniu pojazd 1, wraz z parametrami metryki energetycznej (6.1). Wyniki dotyczą przejazdu jedną trasą o długości 10,5 km, przy czym zaznaczone punkty pomiarowe dotyczą wartości uśrednionych dla odcinków drogi, w fazie napędzania pojazdu przez silnik, o długości 100 m.



Rys. 6.6. Wyznaczanie metryki energetycznej pojazdu 1

Metrykę energetyczną pojazdu 1 wyznaczono przy zachowaniu dużej dokładności, dla danych zamieszczonych na rysunku 6.6  $R^2 = 0,952$ . W celu sprawdzenia powtarzalności, uzyskiwanych tym sposobem, parametrów metryki energetycznej pojazdu powtórzono procedurę jej wyznaczania dla zarejestrowanych kolejno 8 przejazdów testowych spełniających warunki (6.2 – 6.4). Porównanie metryk energetycznych pojazdu 1 (test 1 – test 9)

przedstawiono na rysunku 6.7. Linią pogrubioną zakończoną kropkami zaznaczono wcześniej wyznaczoną metrykę energetyczną (rys. 6.6), którą uznano za referencyjną.



Rys. 6.7. Porównanie metryk energetycznych pojazdu 1 uzyskanych podczas dziewięciu przejazdów testowych

Liczbowo powtarzalność wyznaczania parametrów metryki energetycznej określono, wykorzystując wskaźnik równy polu zamkniętemu pod metryką energetyczną pojazdu (6.1) w przyjętym zakresie zmian energochłonności jednostkowej:

$$ef = \frac{1}{2} \left( Q_n|_{\Phi_{\max}} + Q_n|_{\Phi_{\min}} \right) \cdot (\Phi_{\max} - \Phi_{\min}), \quad (6.5)$$

gdzie:  $Q_n|_{\Phi_{\min}}$  – zużycie paliwa wyznaczone z wykorzystaniem metryki energetycznej pojazdu dla  $\Phi = \Phi_{\min}$ ,  
 $Q_n|_{\Phi_{\max}}$  – zużycie paliwa wyznaczone z wykorzystaniem metryki energetycznej pojazdu dla  $\Phi = \Phi_{\max}$ .

Przyjmując, że  $\Phi_{\min} = 0,1$  oraz  $\Phi_{\max} = 2,0$ , wyznaczono wartość wskaźnika (6.5) dla metryk energetycznych przedstawionych na rysunku 6.7. Na podstawie uzyskanych wyników (tab. 6.1) stwierdzono, że przy zachowaniu warunków (6.2 – 6.4) metryki energetyczne pojazdu wyznaczone są w sposób powtarzalny, a średnia względna różnica wskaźnika

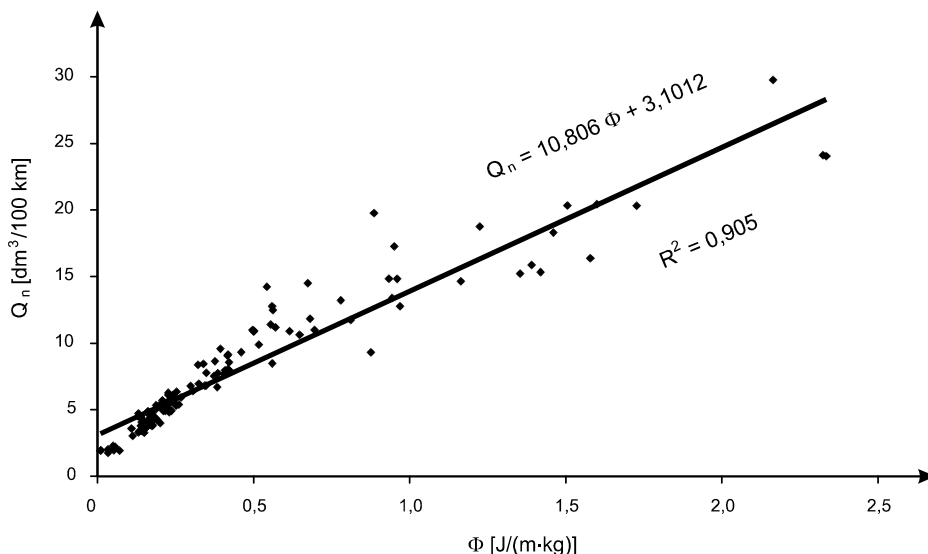
(6.5) dla dziewięciu przebadanych przypadków wynosi 2%  $\left( \left| \frac{ef' - \overline{ef}}{\overline{ef}} \right|_{\text{średnia}} = 2,0\% \right)$ .

Tablica 6.1

Porównanie metryk energetycznych pojazdu 1 uzyskanych podczas dziewięciu przejazdów testowych

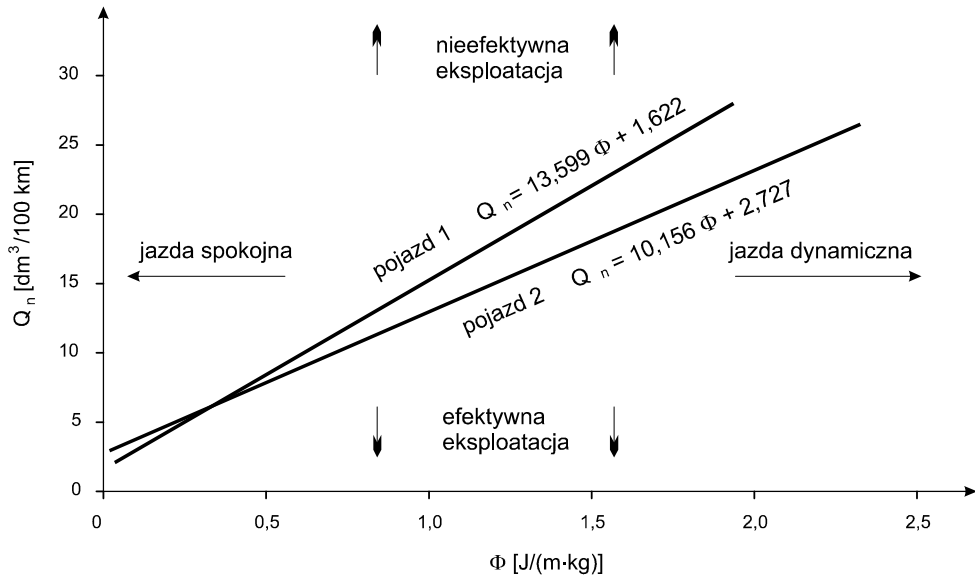
Oznaczenie testu	$Q_n _{\Phi_{\min}}$ [dm <sup>3</sup> /100 km]	$Q_n _{\Phi_{\max}}$ [dm <sup>3</sup> /100 km]	$ef$ [(J·m)/Gkg]	$\left  \frac{ef - \overline{ef}}{\overline{ef}} \right $ [%]
test 1 (referencyjny)	3,0	28,8	302	0,4
test 2	2,2	30,1	307	2,1
test 3	2,6	30,3	312	3,8
test 4	2,2	30,3	309	2,7
test 5	2,7	28,6	297	1,4
test 6	2,8	27,5	288	4,2
test 7	2,4	28,7	295	1,9
test 8	2,7	29,0	301	0,1
test 9	2,7	28,4	296	1,5
średnia			$\overline{ef} = 301$	2,0

Maksymalna względna różnica wskaźnika (6.5) wyniosła 4,2%. Na uwagę zasługuje fakt, że metryki energetyczne (rys. 6.7) wyznaczono na podstawie przejazdów o stosunkowo małej długości (5,3 – 16,0 km), co potencjalnie powinno obniżać powtarzalność warunków eksploatacji pojazdu podczas badań, a w konsekwencji również powtarzalność parametrów metryki energetycznej pojazdu. Na rysunku 6.8 przedstawiono wyniki wyznaczania parametrów metryki energetycznej pojazdu 2, a badania przeprowadzono zgodnie z warunkami (6.2 – 6.4).



Rys. 6.8. Wyznaczanie metryki energetycznej pojazdu 2

Na rysunku 6.9 pokazano wzajemne położenie metryk energetycznych uzyskanych w czasie badań drogowych pojazdów 1 i 2.



Rys. 6.9. Wzajemne położenie metryk energetycznych pojazdów 1 i 2

Wyniki badań pokazują, że pojazd 2 posiada układ napędowy, który pracuje bardziej efektywnie w warunkach ruchu odpowiadających większym wartościom  $\Phi$ , czyli bardziej dynamicznej jeździe.

### 6.3. Referencyjne zużycie paliwa

Wykorzystując zidentyfikowaną na drodze eksperymentalnej zależność (6.1), obliczono referencyjne zużycie paliwa dla warunków eksploatacji opisanych między innymi funkcją gęstości rozkładu parametru  $\Phi$  (5.14) [96]:

$$\bar{Q} = \frac{1}{L} \left\{ L_n \int_{\Phi_{\min}}^{\Phi_{\max}} [f_{\Phi}(k_1 \cdot \Phi + k_0)] d\Phi + \mathcal{G}_{bj} + \mathcal{G}_h \right\}, \quad (6.6)$$

gdzie:  $\Phi_{\min}$ ,  $\Phi_{\max}$  – granice zmian parametru  $\Phi$ ,  
 $\mathcal{G}_{bj}$  – paliwo zużyte podczas pracy silnika na biegu jałowym,  
 $\mathcal{G}_h$  – paliwo zużyte podczas hamowania (w czasie hamowania silnikiem:  $\mathcal{G}_h \rightarrow 0$ ),  
 $L$  – całkowita droga przebyta przez pojazd.

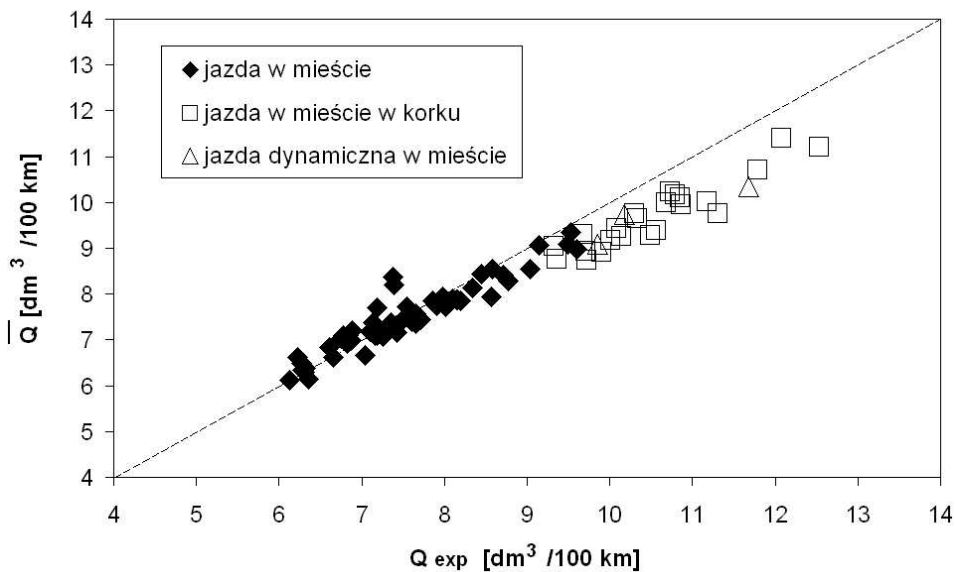
Paliwo zużyte podczas pracy silnika na biegu jałowym obliczono według następującej zależności:

$$\mathcal{G}_{bj} = t_{bj} \cdot G_{bj}, \quad (6.7)$$

gdzie:  $G_{bj}$  – czasowe zużycie paliwa podczas pracy silnika na biegu jałowym,  
 $t_{bj}$  – czas pracy silnika na biegu jałowym.

Zależność (6.6) jest przeznaczona do obliczeń referencyjnego zużycia paliwa w warunkach złożonego ruchu występującego w miastach. Zgodnie z wynikami zamieszczonymi na rysunku 6.1, zastosowanie zależności (6.6), przy wyższych średnich prędkościach jazdy, np. 100 km/h, może być obarczone dodatkowym błędem. Przez obliczenie referencyjnego zużycia paliwa dla zarejestrowanych warunków eksploatacji za pomocą funkcji (5.14), możliwe jest porównanie eksploatacyjnego zużycia paliwa z referencyjnym dla rzeczywistych warunków eksploatacji. Powstanie znaczącej różnicy między eksploatacyjnym i referencyjnym zużyciem paliwa może wskazywać na powstanie usterki w układzie napędowym pojazdu lub stosowanie niewłaściwych technik jazdy samochodem, np. jazdy na wybranym II biegu w przekładni wybieralnej, przy stałej prędkości 70 km/h. Metoda ta nie pozwala jednoznacznie zidentyfikować przyczyn powstałej różnicy. Kierowca pojazdu może natomiast na bieżąco ocenić, czy zwiększenie zużycia paliwa jest uzasadnione pogarszającymi się warunkami eksploatacji, czy też innymi przyczynami, np. dynamicznym stylem jazdy.

Dokładność omawianej metody przy prognozowaniu zużycia paliwa określono, porównując eksploatacyjne zużycie paliwa  $Q_{exp}$ , pochodzące z pomiarów w ruchu miejskim, z referencyjnym (prognozowanym) zużyciem paliwa  $\bar{Q}$  obliczonym na podstawie zależności (6.6). Na rysunku 6.10 przedstawiono wyniki takiego porównania dla pojazdu 1 w ruchu miejskim. Podziału ze względu na warunki jazdy dokonano zgodnie z opisem zamieszczonym w podrozdziale 5.2.



Rys. 6.10. Porównanie eksploatacyjnego  $Q_{exp}$  i referencyjnego  $\bar{Q}$  zużycia paliwa dla warunków eksploatacji pojazdu 1 w ruchu miejskim

Uzyskane wyniki (rys. 6.10) pozwalają stwierdzić dużą zgodność danych eksperymentalnych w zakresie warunków eksploatacji określonych jako „jazda w mieście” oraz rezultatów obliczeń uzyskanych na podstawie równania (6.6). Ta sytuacja odpowiada warunkom, przy których wykonano kalibrację metryki energetycznej pojazdu. Nieznacznie większe wartości eksploatacyjnego zużycia paliwa w stosunku do prognozowanego w warunkach

eksploatacji określonych jako „jazda w mieście w korku” wynika z niekorzystnego, z punktu widzenia sprawności, rozkładu punktów pracy silnika (rys. 6.3). Natomiast w przypadku warunków eksploatacji określonych jako „jazda dynamiczna w mieście” eksploatacyjne zużycie paliwa jest większe od prognozowanego ze względu na nieekonomiczny charakter pracy silnika mający miejsce przy całkowicie wciśniętym pedale przyspieszenia (dawka paliwa jest dodatkowo zwiększana ze względu na trudności w określeniu chwilowego składu mieszanki palnej w cylindrze).

Błąd odwzorowania eksploatacyjnego zużycia paliwa obliczono na podstawie następującego równania:

$$\delta_{\text{exp}} = \frac{\bar{Q} - Q_{\text{exp}}}{Q_{\text{exp}}}, \quad (6.8)$$

natomiast średni bezwzględny błąd odwzorowania eksploatacyjnego zużycia paliwa z użyciem równania:

$$|\delta_{\text{exp}}|_{\text{sr}} = \frac{1}{p_{\text{max}}} \sum_{i=1}^{p_{\text{max}}} |\delta_{\text{exp}}|_i, \quad (6.9)$$

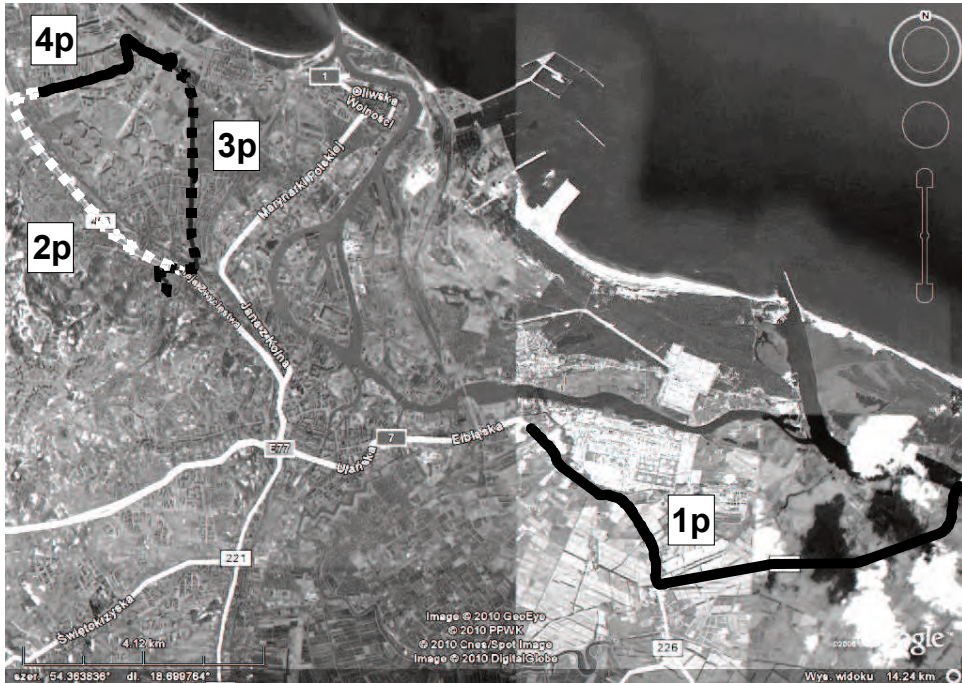
gdzie:  $p_{\text{max}}$  – liczba prób.

Dla wyników badań pojazdu 1 maksymalny błąd odwzorowania zużycia paliwa wyniósł 11%, a wartość średnia bezwzględnego błędu wyniosła 4,3% (rys. 6.10). W przeliczeniu na średnią różnicę eksploatacyjnego i prognozowanego zużycia paliwa daje to 0,4 dm<sup>3</sup>/100 km. W przypadku badań pojazdu 2 średni bezwzględny błąd wyniósł 4,2%. Odpowiednie badania symulacyjne przeprowadzono również na pojazdach 3 i 4 z użyciem parametrów przejazdów zarejestrowanych w regularnym ruchu miejskim. Średni bezwzględny błąd odwzorowania eksploatacyjnego zużycia paliwa wyniósł odpowiednio 4,2 oraz 4,7%.

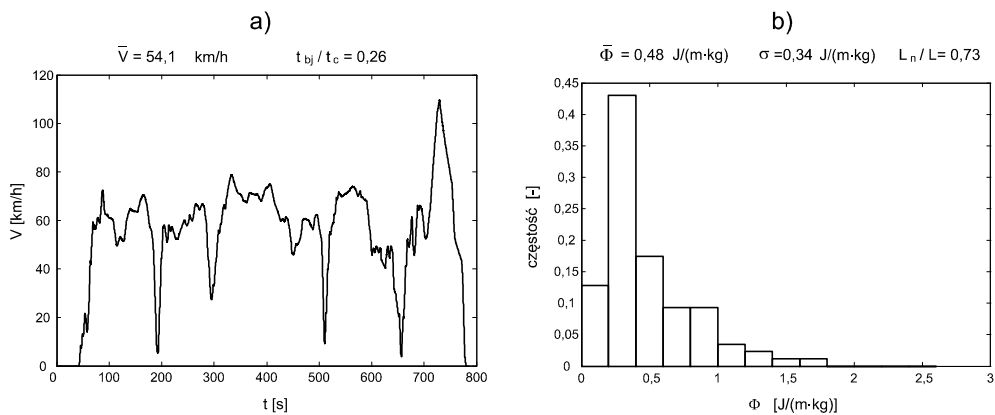
## 6.4. Przykłady porównania referencyjnego zużycia paliwa pojazdów dla zadanych warunków eksploatacji

Poniżej zamieszczono przykłady porównania referencyjnego zużycia paliwa pojazdów 1 i 2, obliczonego na podstawie zależności (6.6), dla warunków ruchu na terenie Gdańska zarejestrowanych przy użyciu pojazdu 1. W przykładach tych wykorzystano trasę przejazdu przebiegającą przez przedmieścia Gdańska o małym natężeniu ruchu. Warunek ten spełniała trasa 1p (rys. 6.11). Wykorzystano również trzy trasy przebiegające przez centrum miasta o dużym natężeniu ruchu. Warunek ten spełniły trasy 2p, 3p oraz 4p (rys. 6.11). Na rysunku 6.12a przedstawiono przebieg prędkości pojazdu dla trasy 1p 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 identyfikacji warunków eksploatacji pojazdu w fazie napędowej wykorzystano natomiast histogram rozkładu parametru  $\Phi$  w czasie tego przejazdu. Ten rozkład opisano wartością średnią  $\bar{\Phi}$  oraz odchyleniem standardowym  $\sigma$  (rys. 6.12b). Dodatkowo podano także wartość udziału drogi przejechanej w fazie napędzania przez silnik w stosunku do całkowitej drogi  $L_n/L$ .

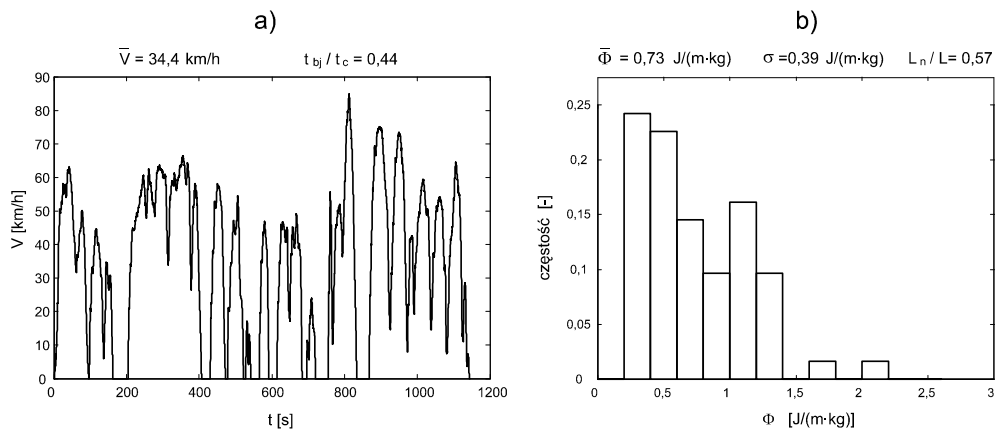
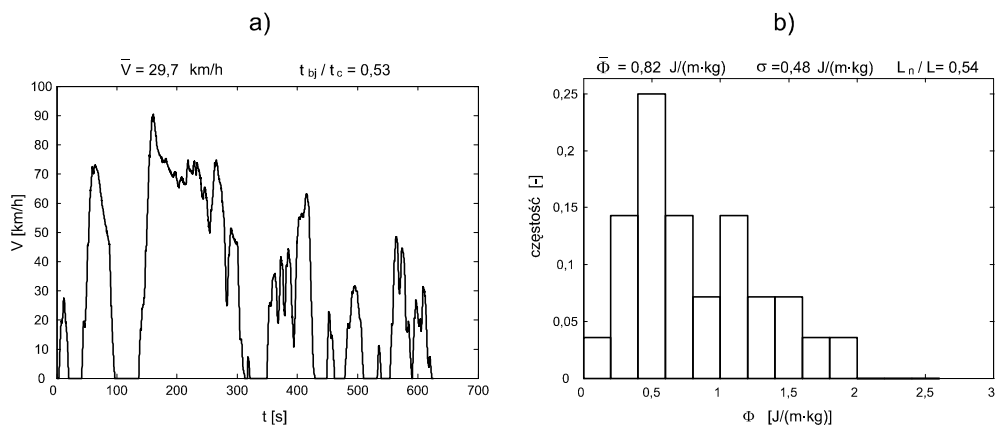
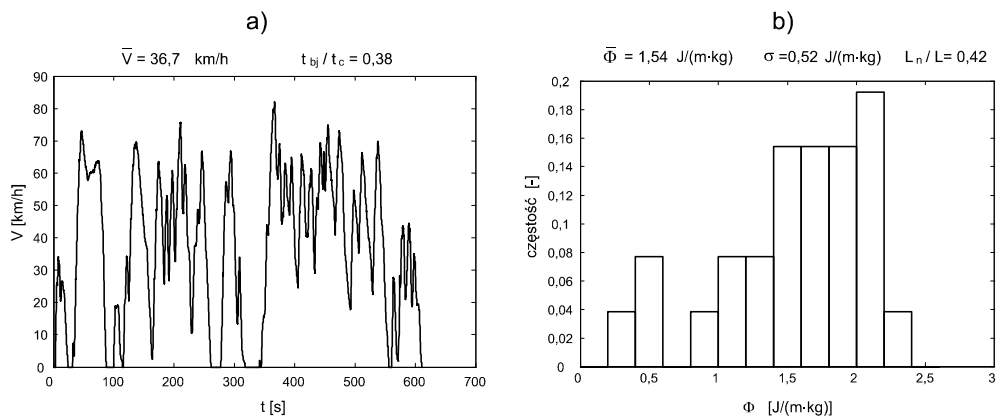




Rys. 6.11. Trasy przejazdu wybrane do analizy efektywności energetycznej pojazdów

Rys. 6.12. Jazda trasą 1p: a) przebieg prędkości pojazdu, b) histogram rozkładu parametru  $\Phi$ 

Na rysunkach 6.13 – 6.15 przedstawiono przebiegi prędkości jazdy oraz histogramy rozkładu energochłonności jednostkowej zarejestrowane przy przejazdach: 2p, 3p i 4p. Ostatni przejazd zrealizowano przy dynamicznym stylu jazdy kierowcy (klasyfikacja według zasad zdefiniowanych w podrozdziale 5.2) oraz częstych zatrzymaniach wynikających z utrudnień w ruchu.

Rys. 6.13. Jazda trasą 2p: a) przebieg prędkości pojazdu, b) histogram rozkładu parametru  $\Phi$ Rys. 6.14. Jazda trasą 3p: a) przebieg prędkości pojazdu, b) histogram rozkładu parametru  $\Phi$ Rys. 6.15. Jazda trasą 4p: a) przebieg prędkości pojazdu, b) histogram rozkładu parametru  $\Phi$

Wyniki obliczeń referencyjnego zużycia paliwa, wyznaczonego na podstawie zależności (6.6), dla warunków eksploatacji spotykanych na czterech wybranych trasach, opisanych funkcją  $f_\Phi$  (5.14) i parametrami:  $L_n/L$ ,  $t_b/t_c$ ,  $L$ ,  $t_c$ , zamieszczono w tabelicy 6.2.

Z porównania referencyjnego zużycia paliwa dla warunków eksploatacji spotykanych na wybranych trasach wynika, że bardziej ekonomiczny jest pojazd 2, który potencjalnie zużywa mniej paliwa we wszystkich analizowanych przypadkach. Ponadto, przy pogarszaniu się warunków ruchu (wzrost  $\bar{\Phi}$ ), względna różnica zużycia paliwa sukcesywnie rośnie. Przy najłżejszych warunkach eksploatacji (trasa 1p) różnica ta wynosi 9%, a przy najtrudniejszych warunkach (trasa 4p) dochodzi do 21%. Porównanie to przeprowadzono jednak przy różnych masach pojazdów (pojazd 1 jest cięższy o 7% od pojazdu 2). Użyte masy odpowiadały stanowi pojazdów w czasie kalibracji ich metryk energetycznych w warunkach drogowych.

**Tablica 6.2**

Porównanie referencyjnego zużycia paliwa pojazdów o różnych masach podczas eksploatacji na wybranych trasach

Trasa	Lokalizacja	$\bar{\Phi}$ [J/(m · kg)]	$L_n/L$ [-]	$t_b/t_c$ [-]	$L$ [m]	$t_c$ [s]	$\bar{Q}$ [dm <sup>3</sup> /100 km]		$\frac{\bar{Q}_2 - \bar{Q}_1}{\bar{Q}_1}$
							pojazd 1	pojazd 2	
							1343 kg	1243 kg	[%]
1p	przedmie- ścia	0,48	0,73	0,26	11786	784	6,35	5,77	-9
2p	centrum	0,73	0,57	0,44	10937	1145	7,75	6,46	-17
3p	centrum	0,82	0,54	0,53	5168	625	8,54	6,95	-19
4p	centrum	1,54	0,42	0,38	6245	612	10,35	8,22	-21

## 6.5. Rozszerzona metryka energetyczna pojazdu

Wymierna ocena efektywności energetycznej pojazdów powinna polegać na porównaniu referencyjnego zużycia paliwa dla tych samych warunków eksploatacji opisanych funkcją  $f_\Phi$  i parametrami:  $L_n/L$ ,  $t_b/t_c$ ,  $L$  i  $t_c$  oraz dla tej samej masy pojazdów. Wyznaczenie zużycia paliwa dla takich warunków wymaga wprowadzenia do zależności (6.6) poprawki uwzględniającej wpływ na wynik aktualnej masy pojazdu, innej niż w chwili identyfikacji jego metryki energetycznej. Uwzględniając, że metrykę energetyczną pojazdu wyznaczono przy stałej masie pojazdu  $m_0$ , zależność (6.1) można zapisać jako:

$$Q_n = k_1|_{m_0} \frac{E}{L_n \cdot m_0} + k_0|_{m_0}, \quad (6.10)$$

gdzie  $m_0$  – masa pojazdu, przy której wyznaczono jego metrykę energetyczną.

Uwzględniając w zależności (6.10) dowolną masę pojazdu  $m$ , otrzymano:

$$Q_n = \left( \frac{k_1|_{m_0}}{m_0} \right) \frac{E}{L_n} \frac{m}{m} + k_0|_{m_0}. \quad (6.11)$$

Po uwzględnieniu zależności (2.6) otrzymujemy zmodyfikowaną formę relacji (6.1) przedstawiającą związek przebiegowego zużycia paliwa w fazie napędowej z energochłonnością jednostkową oraz z aktualną masą pojazdu.

**Proponuje się, by zależność między przebiegowym zużyciem paliwa w fazie napędowej a energochłonnością jednostkową i masą pojazdu nazywać rozszerzoną metryką energetyczną pojazdu:**

$$Q_n = \left( \frac{k_1|_{m_0}}{m_0} m \right) \Phi + k_0|_{m_0}. \quad (6.12)$$

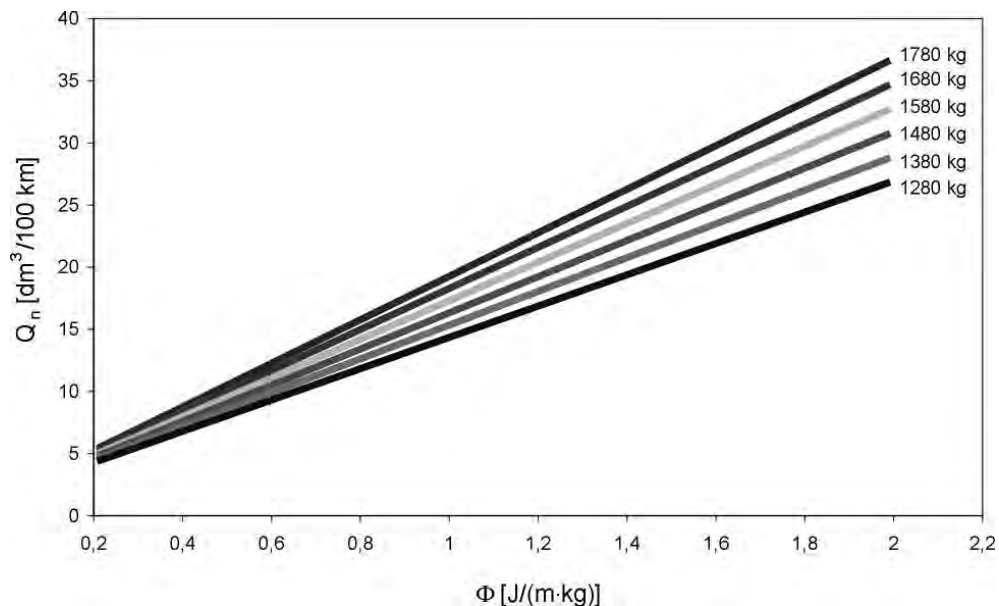
Weryfikację zależności (6.12) przeprowadzono z użyciem matematycznego modelu pojazdu 3. Weryfikację modelu wykonano z użyciem przejazdów zarejestrowanych w warunkach rzeczywistego ruchu na terenie miasta Gdańska (profile prędkości oraz zmiany wysokości). Ze względu na duży zakres zmian masy pojazdu (1280 – 1780 kg), co byłoby technicznie trudne do zrealizowania w rzeczywistym pojeździe, weryfikację zdecydowano się przeprowadzić z użyciem symulacji komputerowej. Ponadto weryfikacja poprawności zależności (6.12) za pomocą symulacji komputerowej daje możliwość użycia tego samego profilu prędkości i zmian wysokości przy różnych masach. W warunkach drogowych odtworzenie dokładnie takiego samego przejazdu nie jest możliwe. Na rysunku 6.16 przedstawiono rozszerzoną metrykę energetyczną pojazdu określoną zależnością (6.12) dla mas z zakresu 1280 – 1780 kg utworzoną przy przejeździe zarejestrowanym w warunkach ruchu oznaczonych 1v (wybrane parametry przejazdu zamieszczono w tab. 6.3). Masa pojazdu 3, przy której wykonywana była kalibracja zależności (6.12), wynosiła 1480 kg. Na rysunku 6.16 obok linii tworzących rozszerzoną metrykę energetyczną, umieszczono informację o masach pojazdu, którym odpowiadają poszczególne charakterystyki.

**Tablica 6.3**

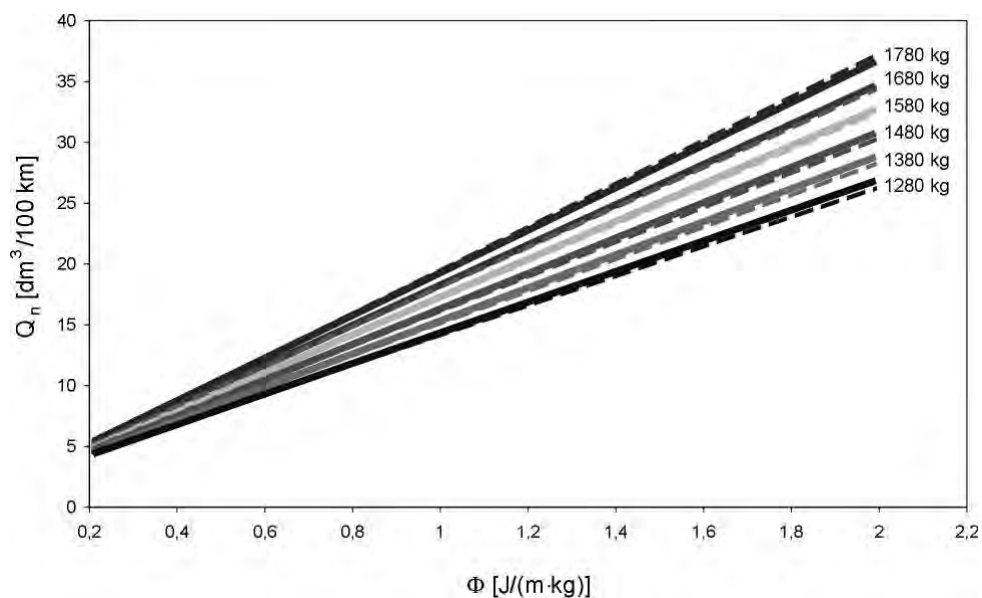
Wybrane parametry techniczne przejazdów użytych przy weryfikacji zależności (6.12)

Oznaczenie trasy	$\bar{\Phi}$ [J/(m · kg)]	$L_r/L$ [-]	$t_b/t_c$ [-]	$L$ [m]	$t_c$ [s]
1v	0,62	0,68	0,23	10583	682
2v	0,69	0,64	0,31	7738	904
3v	0,86	0,55	0,33	5168	625
4v	1,91	0,27	0,35	3394	420

Na rysunku 6.17 przedstawiono porównanie rozszerzonej metryki energetycznej pojazdu z metrykami energetycznymi opisanymi zależnością (6.1) wyznaczonymi indywidualnie dla każdej masy przy użyciu przejazdu o oznaczeniu 2v. Wybrane parametry przejazdu zamieszczono w tablicy 6.3. Przejazd 2v, służący wyznaczeniu indywidualnych metryk energetycznych, odtwarzano z użyciem masy pojazdu z zakresu 1280 – 1780 kg. Rozszerzoną metrykę energetyczną pojazdu przedstawiono liniami ciągłymi, a metryki energetyczne, wyznaczone indywidualnie dla każdej masy, zaznaczono liniami przerywanymi. Liczbowo błąd odwzorowania metryk energetycznych wykonanych indywidualnie dla każdej masy za pomocą rozszerzonej metryki energetycznej przeprowadzono z użyciem współczynnika  $ef$  (6.5). Dla 6 przebadanych przypadków, dotyczących masy zmieniającej się w zakresie 1280 – 1780 kg, średni błąd odwzorowania współczynnika  $ef$  wyniósł 1,2% (przyjęto:  $\Phi_{\min} = 0,1$  oraz  $\Phi_{\max} = 2,0$ ).

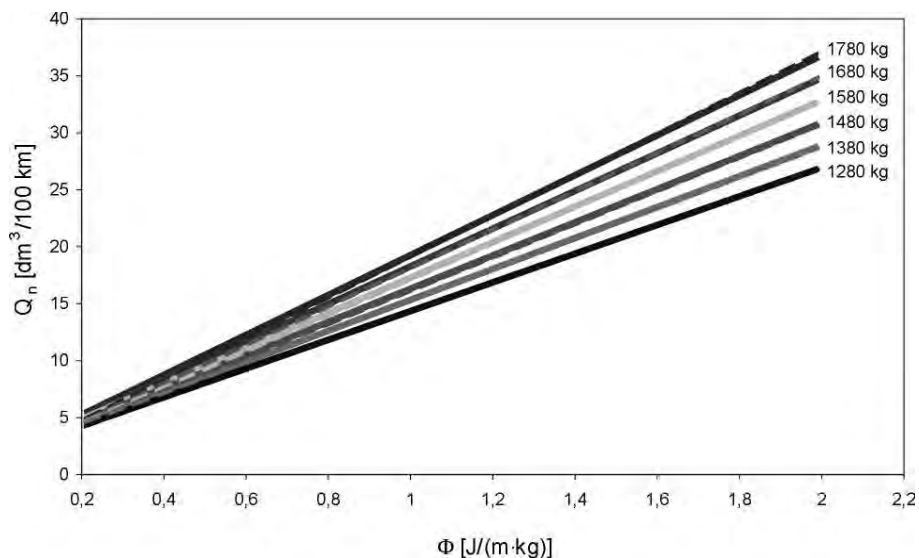


Rys. 6.16. Rozszerzona metryka energetyczna pojazdu 3 wyznaczona z użyciem przejazdu 1v

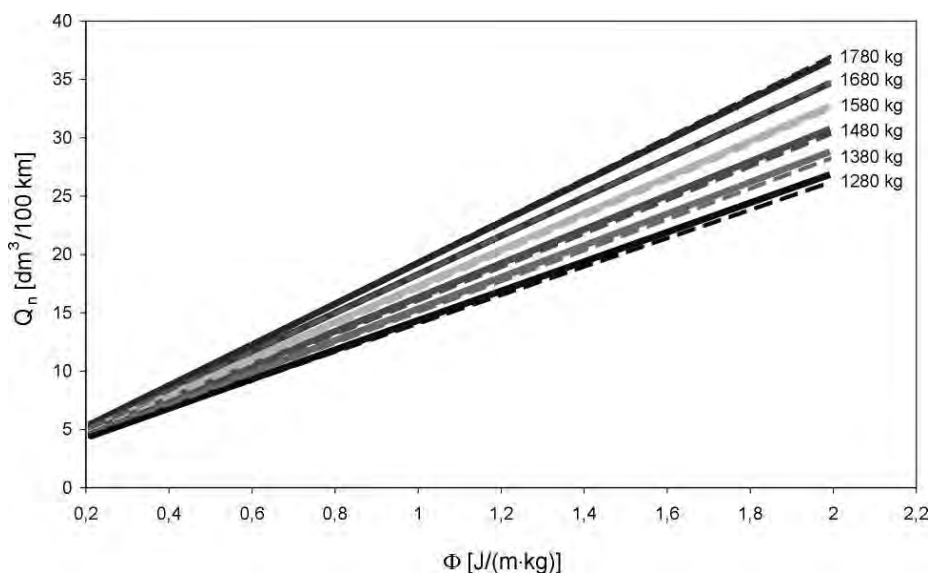


Rys. 6.17. Porównanie rozszerzonej metryki energetycznej pojazdu 3 (linie ciągłe) z metrykami energetycznymi wyznaczonymi indywidualnie dla każdej masy (linie przerywane) z użyciem przejazdu 2v

Na rysunkach 6.18 i 6.19 przedstawiono porównanie rozszerzonej metryki energetycznej pojazdu 3 (linie ciągłe) z metrykami energetycznymi wyznaczonymi indywidualnie dla każdej masy (linie przerywane) z użyciem odpowiednio przejazdu 3v oraz 4v. Wybrane parametry przejazdu 3v oraz 4v zamieszczono na tablicy 6.3.



Rys. 6.18. Porównanie rozszerzonej metryki energetycznej pojazdu 3 (linie ciągłe) z metrykami energetycznymi wyznaczonymi indywidualnie dla każdej masy (linie przerywane) z użyciem przejazdu 3v



Rys. 6.19. Porównanie rozszerzonej metryki energetycznej pojazdu 3 (linie ciągłe) z metrykami energetycznymi wyznaczonymi indywidualnie dla każdej masy (linie przerywane) z użyciem przejazdu 4v

Średni względny błąd odwzorowania współczynnika  $ef$ , przy użyciu zależności (6.12), wyniósł 0,8% dla danych z rysunku 6.18 oraz 1,3% dla danych z rysunku 6.19. Na podstawie uzyskanych rezultatów (rys. 6.17 – 6.19) można wnioskować, że wyznaczone z użyciem modelu (6.12) wyniki odznaczają się dużą zgodnością z danymi pochodzącymi z eksperymentów symulacyjnych. Po uwzględnieniu relacji (6.12) w zależności (6.6) otrzymujemy związek referencyjnego zużycia paliwa z masą pojazdu w następującej formie:

$$\bar{Q} = \frac{1}{L} \left\{ L_n \int_{\Phi_{\min}}^{\Phi_{\max}} \left\{ f_{\Phi} \left[ \left( \frac{k_1|_{m_0}}{m_0} m \right) \Phi + k_0|_{m_0} \right] \right\} d\Phi + \vartheta_{bj} + \vartheta_n \right\} . \quad (6.13)$$

Dysponując zależnością (6.13) oraz opisem warunków eksploatacji w postaci funkcji  $f_{\Phi}$  i parametrami  $L_n/L$ ,  $t_{bj}/t_c$ ,  $L$ ,  $t_c$ , jak również aktualną masą pojazdu wynoszącą 1500 kg, powtórzono obliczenia przebiegowego zużycia paliwa dla czterech wybranych tras przejazdu samochodem (rys. 6.11). Zestawienie wyników dla pojazdów 1 i 2 przedstawiono w tablicy 6.4. Z porównania referencyjnego zużycia paliwa pojazdów 1 i 2 wynika, że bardziej ekonomiczny jest pojazd 2, który potencjalnie zużywa mniej paliwa we wszystkich analizowanych przypadkach. Podobnie jak w pierwszej analizie (tab. 6.2), przy pogarszaniu warunków ruchu (wzrost  $\bar{\Phi}$ ) względna różnica zużycia paliwa sukcesywnie wzrasta. Przy najłżejszych warunkach eksploatacji (trasa 1p) różnica ta wynosi 6%, a przy najtrudniejszych (trasa 4p) dochodzi do 16%. Ze względu na to, że referencyjne zużycie paliwa obliczono przy tej samej masie pojazdów 1 i 2 można wnioskować, że pojazd 2 ma bardziej efektywny układ napędowy.

**Tablica 6.4**

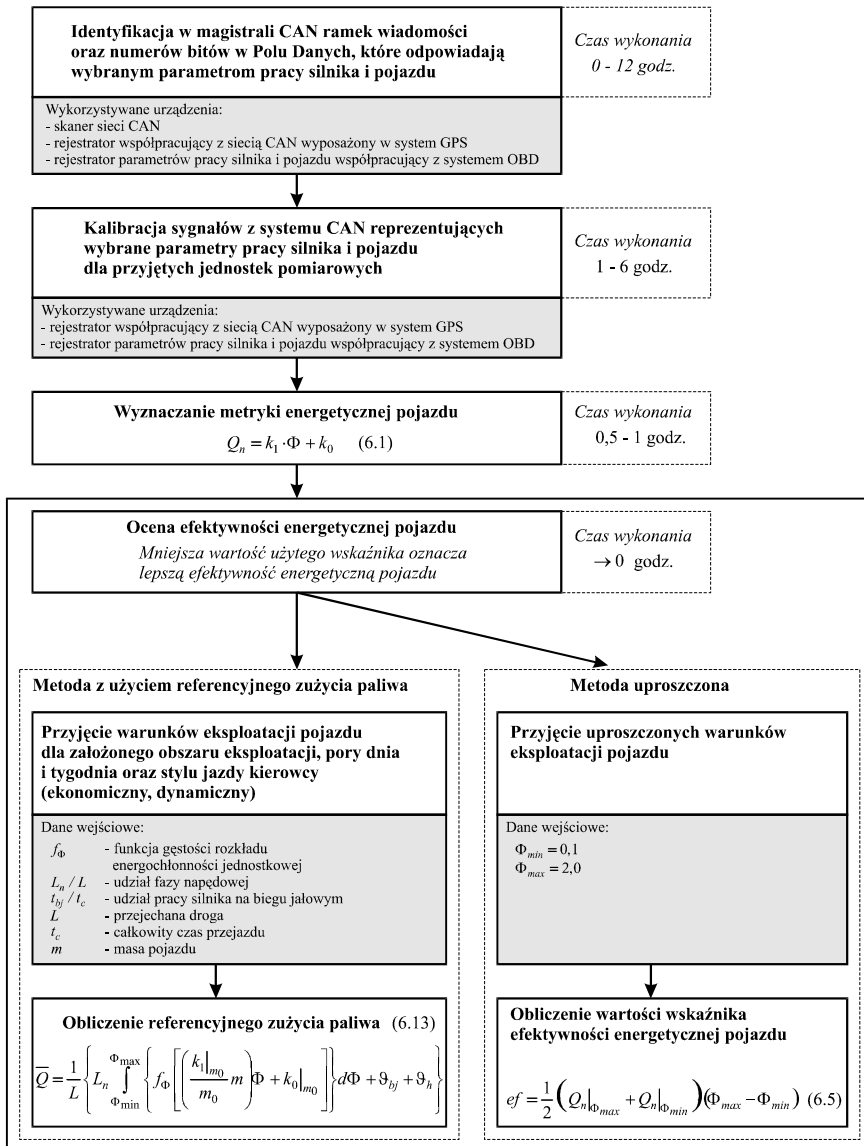
Porównanie referencyjnego zużycia paliwa pojazdów 1 i 2 o tych samych masach przy eksploatacji na wybranych trasach

Trasa	Lokalizacja	$\bar{\Phi}$ [J/(m·kg)]	$L_n/L$ [-]	$t_{bj}/t_c$ [-]	$L$ [m]	$t_c$ [s]	$\bar{Q}$ [dm <sup>3</sup> /100 km]		$\frac{\bar{Q}_2 - \bar{Q}_1}{\bar{Q}_1}$ [%]
							pojazd 1	pojazd 2	
							1500 kg	1500 kg	
1p	przedmieścia	0,48	0,73	0,26	11786	784	6,9	6,5	-6
2p	centrum	0,73	0,57	0,44	10937	1145	8,41	7,34	-13
3p	centrum	0,82	0,54	0,53	5168	625	9,24	7,88	-15
4p	centrum	1,54	0,42	0,38	6245	612	11,37	9,57	-16

## 6.6. Porównywanie efektywności energetycznej pojazdów

Porównanie efektywności energetycznej pojazdów w ogólnym wypadku można przeprowadzić za pomocą metryk energetycznych utworzonych dla porównywanych pojazdów. Pojazd o bardziej efektywnym układzie napędowym będzie posiadał metrykę energetyczną położoną w zakresie mniejszego przebiegowego zużycia paliwa. W przypadku, gdy metryki energetyczne przecinają się (rys. 6.9) jednoznaczne określenie, który z pojazdów posiada bardziej efektywny układ napędowy jest niemożliwe. **W uproszczonej analizie można posłużyć się wskaźnikiem  $ef$  (6.5), gdzie wymagane jest tylko wskazanie zakresu zmian parametru  $\Phi$ . Pojazd posiadający mniejszą wartość wskaźnika  $ef$  dla tego samego zakresu zmian parametru  $\Phi$ , będzie miał bardziej efektywny układ napędowy. Proponuje się, by wskaźnik  $ef$  nazywać wskaźnikiem efektywności energetycznej pojazdu.**

Istnieje również możliwość porównania efektywności energetycznej pojazdów dla szczególnych zadanych warunków eksploatacji przez włączenie do analizy funkcji gęstości rozkładu parametru  $\Phi$  opisanej zależnością (5.14). W tym wypadku dla przyjętych warunków eksploatacji porównywane jest referencyjne zużycie paliwa. Należy podkreślić, że porównanie efektywności energetycznej ma sens w odniesieniu do pojazdów należących do tej samej klasy i o zbliżonej masie. Na rysunku 6.20 przedstawiono schemat postępowania przy ocenie efektywności energetycznej pojazdu za pomocą dwóch alternatywnych metod. Pierwsza metoda polega na wykorzystaniu referencyjnego zużycia paliwa, a druga wskaźnika  $ef$  równego polu zamkniętemu pod metryką energetyczną pojazdu.



Rys. 6.20. Schemat postępowania przy ocenie efektywności energetycznej pojazdu



Schemat zawiera również informacje o przygotowaniach technicznych oraz czasie ich wykonania, które pozwolą mierzyć wymagane parametry pracy silnika i pojazdu. W najprostszym przypadku, gdy wcześniej badany był już ten sam model pojazdu, można pominąć pierwszą procedurę (identyfikacja ramek wiadomości w magistrali CAN), a w ramach drugiej procedury (kalibracja sygnałów) ograniczyć się tylko do kalibracji sygnału czasowego zużycia paliwa. Można to wykonać jednocześnie z kolejną procedurą, tzn. wyznaczeniem metryki energetycznej pojazdu. Wówczas przebadanie pojazdu wraz oceną efektywności energetycznej może nastąpić w czasie około 1 h. Przedstawiony na rysunku 6.20 schemat obrazuje również kolejność prac wykonywanych przy ocenie eksploatacyjnego zużycia paliwa zarejestrowanego w czasie regularnej pracy pojazdu. W tym celu wyznaczyć należy referencyjne zużycie paliwa i porównać z eksploatacyjnym. Gdy zmierzone eksploatacyjne zużycie paliwa jest znacząco większe niż referencyjne, należy rozważyć dwie sytuacje: kierowca przyjął niepoprawny sposób sterowania układem napędowym, np. jazda przy małym obciążeniu i jednocześnie dużej prędkości obrotowej silnika lub uszkodzono układ napędowy.

## Rozdział 7

# MOŻLIWOŚCI WYZNACZANIA REFERENCYJNEGO ZUŻYCIA PALIWA I EMISJI CO<sub>2</sub> POJAZDÓW Z UŻYCIEM MAPY WARUNKÓW EKSPLOATACJI W WYBRANEJ AGLOMERACJI

### 7.1. Koncepcja tworzenia mapy warunków eksploatacji w wybranej aglomeracji

Zaproponowana w niniejszej pracy mapa warunków eksploatacji w wybranej aglomeracji umożliwia prognozowanie wybranych parametrów eksploatacyjnych oraz ich porównywanie dla alternatywnych dróg przejazdu oraz różnych jednostek napędowych. Przykładami wykorzystania wyników takich obliczeń mogą być: wybór najbardziej efektywnej (ekonomicznej) jednostki napędowej dla przyjętej trasy przejazdu, wyznaczanie optymalnej drogi przejazdu ze względu na minimalizację zużycia paliwa lub energii, określanie wpływu stosowanych rozwiązań inżynierii drogowej na strukturalne zużycie energii i emisję związków szkodliwych do atmosfery dla określonej struktury eksploatowanych pojazdów. Głównymi parametrami wyznaczanymi z użyciem mapy warunków eksploatacji dla wybranego pojazdu są:

- a) całkowita energia przeznaczana do napędu pojazdu,
- b) zużycie paliwa,
- c) czas przejazdu,
- d) średnia prędkość przejazdu,
- e) emisja CO<sub>2</sub>.

Zgodnie z równaniami (2.6), (5.14) i (6.13) wyznaczenie wymienionych powyżej parametrów jest możliwe z użyciem następującego wektora parametrów:

$$Y_M = \left[ \bar{\Phi}, \bar{V}, \frac{L_n}{L}, \frac{t_{bj}}{t_c} \right]. \quad (7.1)$$

Dla wybranego liniowego odcinka drogi między punktami o oznaczeniach „0” i „k” mapa warunków eksploatacji powinna przyjąć formę charakterystyki wielowymiarowej w postaci:

$$Y_M|_0^k = f_M(\{\varphi_0, \lambda_0\}, \{\varphi_k, \lambda_k\}, T, D), \quad (7.2)$$

- gdzie:  $\varphi_0$  – szerokość geograficzna punktu startowego,  
 $\lambda_0$  – długość geograficzna punktu startowego,  
 $\varphi_k$  – szerokość geograficzna punktu końcowego,  
 $\lambda_k$  – długość geograficzna punktu końcowego,  
 $T$  – dzień tygodnia; w pracy przyjęto zbiór o 2 elementach: {dzień roboczy; weekend},

$D$  – pora dnia; dobę podzielono na część nocną i dzienną; warunki eksploatacji części nocnej powinny być na tyle jednorodne, by można je ująć w jednym przedziale czasowym; przyjęto, że ten warunek spełniają godziny eksploatacji  $21^{00} - 6^{00}$ , pozostałe godziny doby tworzą część dzienną i podzielono je na równe 3-godzinne przedziały, po stwierdzeniu, że jest to wystarczająco krótki czas by warunki eksploatacji były jednorodne; przyjęto więc zbiór o 6 elementach:  $\{6^{00} - 9^{00}, 9^{00} - 12^{00}, 12^{00} - 15^{00}, 15^{00} - 18^{00}, 18^{00} - 21^{00}, 21^{00} - 6^{00}\}$ .

Ze względów technicznych zaproponowana mapa warunków eksploatacji musi mieć formę dyskretną, a nie ciągłą. Analizowanie parametrów eksploatacyjnych pojazdów, np. zużycia paliwa, może mieć miejsce tylko dla istniejących i przebadanych dróg, a nie dowolnych współrzędnych geograficznych. Wybór trasy przejazdu będzie polegać na wskazywaniu kolejnych, dostępnych w bazie danych punktów charakteryzujących początek i koniec przebadanych odcinków dróg. Przebadane drogi podzielono na odcinki o długości około 100 m. Wyjątkiem jest tylko ostatni odcinek, którego długość wynika z różnicy długości całej trasy i skumulowanej we wcześniejszych odcinkach. W związku z powyższym, najwygodniejszą formą zapisu mapy warunków eksploatacji będzie zapis tabelaryczny.

Tablica 7.1

Fragment źródłowej formy zapisu mapy warunków eksploatacji

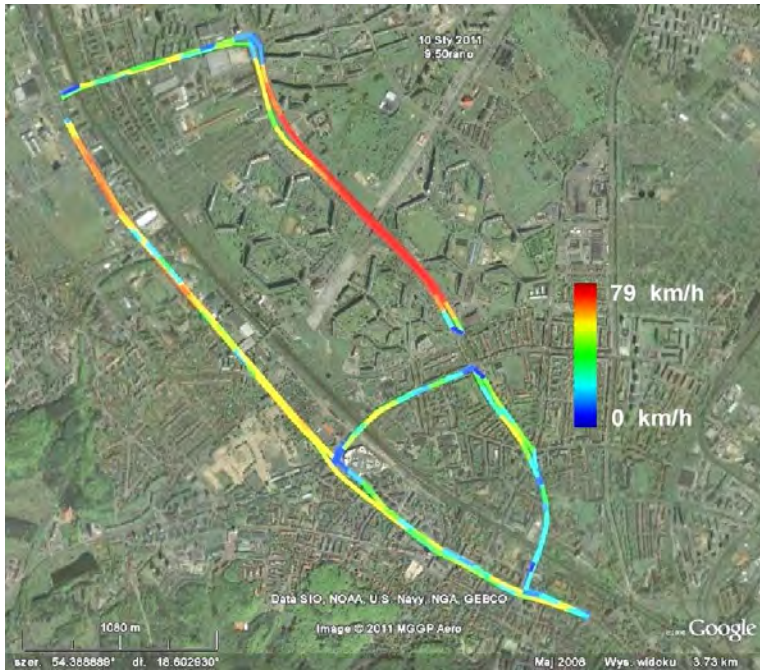
Parametry odcinka ulicy								$Y_M$				
Nr ulicy	Nr odcinka	Długość odcinka [m]	Punkt startowy		Punkt końcowy		$T$	$D$	$\bar{\Phi}$ [J/(m·kg)]	$\bar{V}$ [km/h]	$\frac{L_n}{L}$ [-]	$\frac{t_{bj}}{t_c}$ [-]
			$\varphi_0$ [deg]	$\lambda_0$ [deg]	$\varphi_k$ [deg]	$\lambda_k$ [deg]						
1	1	100,9	54,3748	18,6202	54,3751	18,6188	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	1,64	16,9	0,85	0,5
1	2	99,9	54,3751	18,6188	54,3755	18,6174	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	0,59	54	0,65	0,18
1	3	99,6	54,3755	18,6174	54,3758	18,6159	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	0,68	29,1	0,31	0,55
1	4	100,2	54,3758	18,6159	54,376	18,6145	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	1,28	12	0,75	0,72
1	5	100,4	54,376	18,6145	54,3763	18,613	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	0,93	51,6	0,94	0,06
1	6	99,6	54,3763	18,613	54,3768	18,6116	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	0,54	55,5	0,82	0,08
1	7	100,1	54,3768	18,6116	54,3773	18,6103	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	0,62	31,6	0,18	0,45
1	8	99,9	54,3773	18,6103	54,3777	18,609	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	0,89	14	0,47	0,67
1	9	100,1	54,3777	18,609	54,3781	18,6076	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	0,91	16,7	0,81	0,58
1	10	100,3	54,3781	18,6076	54,3786	18,6063	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	0,53	50	0,81	0,11
1	11	99,5	54,3786	18,6063	54,3791	18,605	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	0,38	45,1	0,14	0,37
1	12	100	54,3791	18,605	54,3797	18,6038	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	1,16	24,1	0,42	0,48
1	13	100	54,3797	18,6038	54,3802	18,6026	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	0,78	42,8	0,83	0,13
1	14	100,1	54,3802	18,6026	54,3809	18,6016	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	0,38	47,5	0,84	0,15
1	15	100,1	54,3809	18,6016	54,3816	18,6005	dzień roboczy	$9^{00} - 12^{00}$	0,23	39,2	0,43	0,44

W ramach realizowanych prac przebadano 5 szlaków komunikacyjnych w centrum miasta obejmujących główną trzypasmową arterię Trójmiasta. Badania grupy ulic spełniających ten warunek wykonano w dni robocze, przy czym każde z badań powtórzono 6-krotnie. Prezentowane poniżej wyniki dotyczą danych uśrednionych dla 7 prób, dla każdego przebadanego odcinka trasy. Ze względu na konieczność jednoznacznego opisu ulic w bazie danych, przypisano im arbitralnie wybrane numery. W tabelicy 7.1 przedstawiono fragment źródłowej formy zapisu mapy warunków eksploatacji dla al. Grunwaldzkiej, której przypisano nr 1.

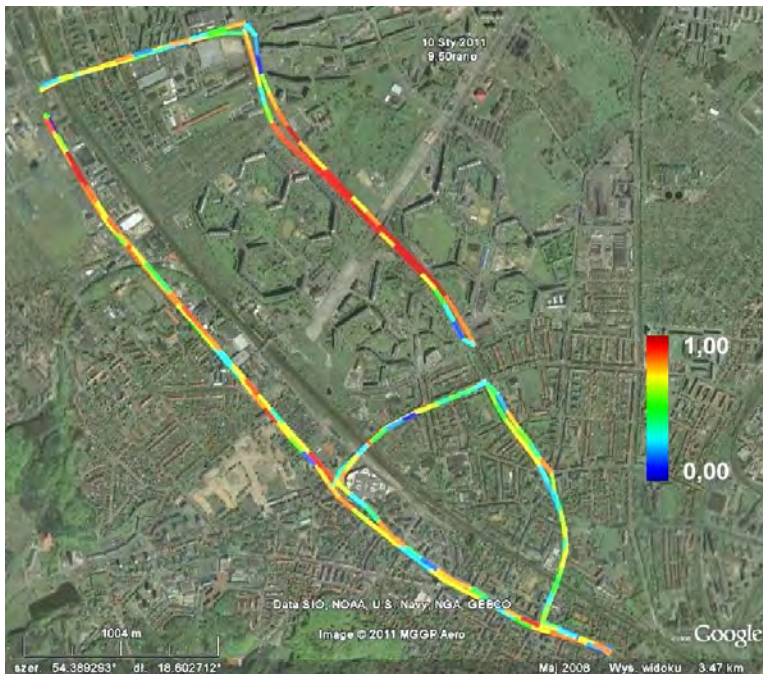
Reprezentacją graficzną charakterystyki wielowymiarowej opisanej zależnością (7.2) będzie geograficzna mapa terenu z zaznaczonymi odcinkami przebadanych dróg, do których przypisano wartości parametrów wektora  $Y_M$  (7.1) wyznaczone w trakcie badań drogowych. W prezentowanej pracy zamieszczono przykład takiej graficznej reprezentacji wykonanej z użyciem oprogramowania, które na bazie map geograficznych dostępnych w aplikacji „Google Earth” kreśli przebadane odcinki tras. Wartości parametrów wektora  $Y_M$  prezentowane są na oddzielnych rysunkach (rys. 7.1 – 7.4), przy czym określonym na drodze badań drogowych wartościom odpowiadają odpowiednie kolory. Skala wartości i odpowiadające im kolory dołączono do kolejnych rysunków w postaci słupka kolorów. Wyniki prezentowane na rysunkach 7.1 – 7.4 dotyczą warunków eksploatacji zarejestrowanych w dni robocze, w godzinach  $9^{00} - 12^{00}$ .



Rys. 7.1. Mapa warunków eksploatacji – średnia energochłonność jednostkowa  $\bar{\Phi}$



Rys. 7.2. Mapa warunków eksploatacji – średnia prędkość jazdy  $\bar{V}$



Rys. 7.3. Mapa warunków eksploatacji – udział drogi przejechanej w fazie napędzania przez silnik w stosunku do całkowitej drogi  $L_n/L$



Rys. 7.4. Mapa warunków eksploatacji – udział czasu pracy silnika na biegu jałowym w stosunku do całkowitego czasu jazdy  $t_b/t_c$

## 7.2. Przykład wykorzystania mapy warunków eksploatacji dla wybranych tras przejazdu

Zamieszczony poniżej przykład wykorzystania mapy warunków eksploatacji dotyczy wyznaczenia prognozowanych parametrów eksploatacyjnych pojazdu 1 (opis w tabelicy 4.1), takich jak emisja CO<sub>2</sub>, przebiegowe zużycie paliwa, czas przejazdu, itd. Przykład dotyczy dwóch alternatywnych tras przejazdu z punktu o oznaczeniu START do punktu o oznaczeniu STOP, w obydwu kierunkach. Ze względu na to, że obserwowane są istotne różnice w warunkach ruchu spotykanych na tej samej ulicy, ale w przeciwnych kierunkach jazdy, zdecydowano się oddzielnie analizować trasy przejazdu w kierunku północnym (oznaczenie N) oraz w kierunku południowym (oznaczenie S). Pierwsza trasa, o oznaczeniu zależnym od kierunku przejazdu 1N lub 1S, przebiega główną trójpasmową arterią Gdańską, a następnie dwupasmową drogą o dużej przepustowości. Druga trasa, o oznaczeniu 2N lub 2S, przebiega jednopasmową drogą o małej przepustowości, a następnie dwupasmową drogą o małej liczbie skrzyżowań. Rozważane w niniejszym przykładzie trasy stanowią popularny szlak komunikacyjny w centrum Gdańska, który łączy nadmorskie dzielnice mieszkaniowe (Zaspa, Przymorze, Żabianka) z dzielnicami handlowo-przemysłowymi (Wrzeszcz, Gdańsk Główny). Ze względu na większą przepustowość pierwszej trasy jest ona chętniej wybierana przez gdańskich kierowców, pomimo tego, że jest ona znacznie dłuższa. W przypadku dużego natężenia ruchu (w godzinach szczytu) pierwsza trasa bardziej umożliwi płynność ruchu. Przeprowadzone badania dotyczą przejazdu w dzień roboczy, w godzinach 9<sup>00</sup> – 12<sup>00</sup> i mają na celu rozważenie zasadności wyboru trasy dłuższej,

gdy płynność ruchu wynika w głównej mierze z nastaw sygnalizacji świetlnej, a w mniejszym stopniu z natężenia ruchu.

Wskazanie trasy przejazdu odbywa się przez wybór kolejnych odcinków trasy z dostępnej bazy danych. W przypadku, gdy zmieniana jest ulica, po której odbywa się przejazd, zastosowany program wyznacza parametry łączącego ulice odcinka przez uśrednienie parametrów odcinków łączonych. W tabelicy 7.2 zamieszczono opis trasy przejazdu o oznaczeniu 1N.

**Tabela 7.2**

Opis trasy przejazdu o oznaczeniu 1N

Nr ulicy	Nr odcinka	Nr ulicy	Nr odcinka	Nr ulicy	Nr odcinka	Nr ulicy	Nr odcinka	Nr ulicy	Nr odcinka
1	1	1	13	1	25	1	37	3	20
1	2	1	14	1	26	1	38	3	21
1	3	1	15	1	27	1	39	3	22
1	4	1	16	1	28	1	40	3	23
1	5	1	17	1	29	1	41	3	24
1	6	1	18	1	30	3	13	3	25
1	7	1	19	1	31	3	14		
1	8	1	20	1	32	3	15		
1	9	1	21	1	33	3	16		
1	10	1	22	1	34	3	17		
1	11	1	23	1	35	3	18		
1	12	1	24	1	36	3	19		

Wykorzystując dane zawarte na mapie warunków eksploatacji opisanych zależnością (7.2) oraz równania (2.6), (5.14) i (6.13), wyznaczono prognozowane parametry eksploatacyjne pojazdu 1 dla zadanych tras przejazdu. Do obliczeń drogowej emisji CO<sub>2</sub> wykorzystano metodę „bilansu węgla” używaną do określania przebiegowego zużycia paliwa w czasie badań homologacyjnych pojazdów [61, 68, 126]. Pomijając wpływ drogowej emisji CO oraz HC na zużycie paliwa, otrzymano przekształconą i uproszczoną zależność [64]:

$$CO_2 = k_{CO_2} \cdot Q \cdot (10 \cdot \rho_{pal}), \quad (7.3)$$

gdzie  $k_{CO_2}$  – współczynnik proporcjonalności, który dla spalania całkowitego i zupełnego wynosi 3,15 [64]. Wyniki obliczeń zamieszczono w tabelicy 7.3.

**Tabela 7.3**

Ogólna charakterystyka zadanych tras i prognozowane parametry eksploatacyjne pojazdu 1

Trasa	Droga [m]	Czas [s]	Zużyte paliwo [dm <sup>3</sup> ]	Q [dm <sup>3</sup> /100 km]	CO <sub>2</sub> [g/km]	$\bar{v}$ [km/h]
1N	5470	608	0,421	7,70	181	32,4
1S	5425	545	0,395	7,29	171	35,8
2N	4106	437	0,306	7,45	175	33,9
2S	4049	480	0,310	7,66	180	30,3

Bardziej szczegółową analizę wyników umożliwi ich graficzna forma, którą zamieszczono na rysunkach 7.5 – 7.8.



Rys. 7.5. Średnia prędkość jazdy na trasach 1N i 2N



Rys. 7.6. Średnia prędkość jazdy na trasach 1S i 2S



Rys. 7.7. Emisja CO<sub>2</sub> na trasach 1N i 2NRys. 7.8. Emisja CO<sub>2</sub> na trasach 1S i 2S

Analizując wyniki zamieszczone w tablicy 7.3, można stwierdzić, że najszybszą trasą przejazdu zarówno w kierunku północnym (N), jak i południowym (S) jest druga trasa. Tej trasie odpowiadają również mniejsze wartości zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub>. Nie stwierdzono też dużych różnic w porównywanych parametrach eksploatacyjnych przy przejazdach w przeciwnych kierunkach. Sytuacja powyższa ma miejsce w godzinach poza szczytem komunikacyjnym, dlatego też nastawy sygnalizacji świetlnej oraz długość trasy mają decydujący wpływ na czas przejazdu, a wybór trasy dłuższej będzie w tym wypadku nieuzasadniony. Na podstawie rysunków 7.5 – 7.8 można przeprowadzić bardziej szczegółową analizę wyników w zakresie oceny zastosowanych rozwiązań inżynierii drogowej. Przy tej ocenie zdecydowano się wykorzystać jako kryterium emisję CO<sub>2</sub>. Przykładowo na rysunku 7.7, na trasie 1N, w odległości 1,5 km od punktu startowego, zauważyć można odcinek o dużej emisji CO<sub>2</sub> wynoszącej około 500 g/km (kolor pomarańczowy). Wskazany odcinek drogi odpowiada skrzyżowaniu al. Grunwaldzkiej (kierunek trasy 1N) z ul. Słowackiego, która stanowi kolejny ważny trakt komunikacyjny Gdańska. W tym wypadku upłynnienie ruchu przez wydłużenie fazy światła zielonego dla kierunku al. Grunwaldzkiej jest rozwiązaniem niepraktycznym, ponieważ spowodowałoby powstanie zatorów komunikacyjnych na drodze prostopadłej. Docelowym rozwiązaniem tego problemu wydaje się być wybudowanie w tym miejscu skrzyżowania bezkolizyjnego i takie rozwiązanie jest już wdrażane przez władze miasta. Kolejnym przykładem odcinka trasy 1N o dużej emisji CO<sub>2</sub> jest skrzyżowanie ul. Kołobrzeszkiej z ul. Szczecińską położone w odległości 4,6 km od punktu startowego. Wstrzymanie ruchu w tym miejscu przez sygnalizację świetlną odbywa się na rzecz jednokierunkowej drogi o wyjątkowo małym natężeniu ruchu i wskazana byłaby korekta ustawienia świateł sterujących ruchem.

### 7.3. Wpływ pory dnia na warunki eksploatacji pojazdów

W celu oceny wpływu pory dnia na warunki eksploatacji pojazdu wykonano badania w 6 przedziałach czasowych zdefiniowanych w zależności (7.2), w dni robocze, na reprezentatywnym fragmencie głównej trzypasmowej arterii komunikacyjnej Trójmiasta. Ten warunek spełnia al. Grunwaldzka leżąca w centrum Gdańska. Prezentowane poniżej wyniki dotyczą danych uśrednionych dla 7 prób, dla każdego przebadanego odcinka trasy. Na rysunkach 7.9 – 7.14 przedstawiono graficzną reprezentację mapy warunków eksploatacji dla wybranego parametru, którym jest średnia prędkość jazdy. Badania przeprowadzono dla ruchu pojazdów w obydwu kierunkach jazdy.

Na podstawie wyników (rys. 7.9 – 7.14) można stwierdzić, że po porannym szczycie komunikacyjnym (godz. 6<sup>00</sup> – 9<sup>00</sup>) następuje wyraźny wzrost średniej prędkości jazdy w południowej części badanej trasy. W tym obszarze występują liczne skrzyżowania z sygnalizacją świetlną, których sterowanie, przy odpowiednio małym natężeniu ruchu, umożliwia przejazd bez zatrzymywania. Podobny efekt można zaobserwować po upływie popołudniowego szczytu komunikacyjnego (godz. 15<sup>00</sup> – 18<sup>00</sup>). W godzinach nocnych (godz. 21<sup>00</sup> – 6<sup>00</sup>) następuje dalszy wzrost średniej prędkości jazdy, co wynika z małego natężenia ruchu w tych godzinach oraz licznych wyłączeń sygnalizacji świetlnej z pracy. W opisanej sytuacji warunki ruchu odpowiadają w znacznym stopniu ruchowi pozamiejskiemu, który charakteryzuje się dużą płynnością.



Rys. 7.9. Mapa warunków eksploatacji dla fragmentu głównej arterii komunikacyjnej Trójmiasta – średnia prędkość jazdy  $\bar{V}$ , godz. 6<sup>00</sup> – 9<sup>00</sup>



Rys. 7.10. Mapa warunków eksploatacji dla fragmentu głównej arterii komunikacyjnej Trójmiasta – średnia prędkość jazdy  $\bar{V}$ , godz. 9<sup>00</sup> – 12<sup>00</sup>



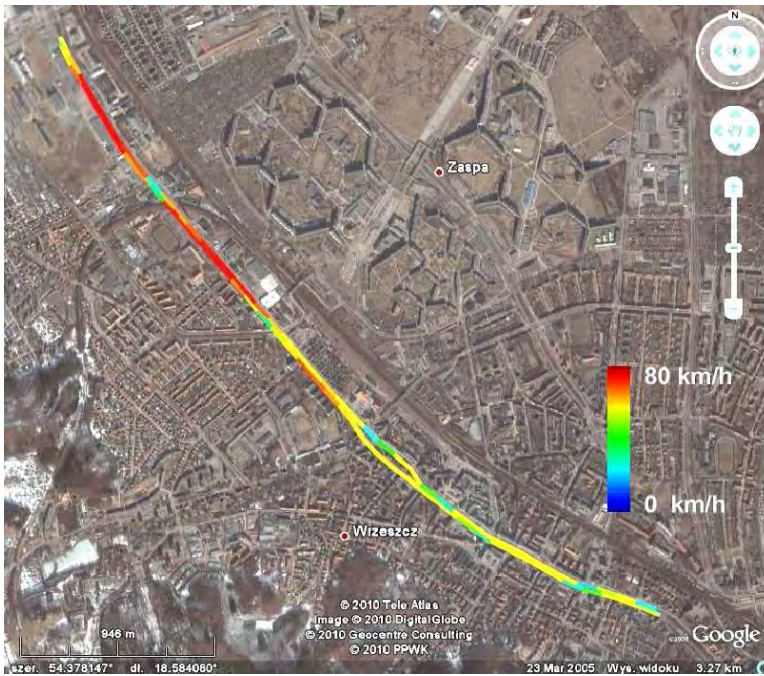
Rys. 7.11. Mapa warunków eksploatacji dla fragmentu głównej arterii komunikacyjnej Trójmiasta – średnia prędkość jazdy  $\bar{V}$ , godz. 12<sup>00</sup> – 15<sup>00</sup>



Rys. 7.12. Mapa warunków eksploatacji dla fragmentu głównej arterii komunikacyjnej Trójmiasta – średnia prędkość jazdy  $\bar{V}$ , godz. 15<sup>00</sup> – 18<sup>00</sup>



Rys. 7.13. Mapa warunków eksploatacji dla fragmentu głównej arterii komunikacyjnej Trójmiasta – średnia prędkość jazdy  $\bar{V}$ , godz. 18<sup>00</sup> – 21<sup>00</sup>



Rys. 7.14. Mapa warunków eksploatacji dla fragmentu głównej arterii komunikacyjnej Trójmiasta – średnia prędkość jazdy  $\bar{V}$ , godz. 21<sup>00</sup> – 6<sup>00</sup>

Przedstawione na rysunkach 7.9 – 7.14 wyniki dotyczą tylko średniej prędkości jazdy  $\bar{V}$ , mapa warunków eksploatacji zawiera również inne parametry, tj.:  $\bar{\Phi}$ ,  $L_n/L$ ,  $t_{bj}/t_c$ . Wykorzystując wszystkie wymienione elementy wektora opisanego zależnością (7.1) oraz równania (2.6), (5.14), (6.13) i (7.3) wyznaczono dla przebadanego odcinka głównej arterii komunikacyjnej Trójmiasta (rys. 7.9 – 7.14), prognozowane parametry eksploatacyjne pojazdu I (tab. 7.4).

**Tablica 7.4**

Prognozowane parametry eksploatacyjne pojazdu I dla fragmentu głównej arterii komunikacyjnej Trójmiasta

Pora dnia $D$	Droga [m]	Czas [s]	Zużyte paliwo [dm <sup>3</sup> ]	$Q$ [dm <sup>3</sup> /100 km]	CO <sub>2</sub> [g/km]	$\bar{V}$ [km/h]
6 <sup>00</sup> – 9 <sup>00</sup>	8350	936	0,643	7,70	181	32,1
9 <sup>00</sup> – 12 <sup>00</sup>		791	0,604	7,23	169	38,0
12 <sup>00</sup> – 15 <sup>00</sup>		917	0,636	7,62	179	32,8
15 <sup>00</sup> – 18 <sup>00</sup>		1199	0,717	8,60	202	25,0
18 <sup>00</sup> – 21 <sup>00</sup>		748	0,580	6,95	163	40,1
21 <sup>00</sup> – 6 <sup>00</sup>		595	0,562	6,73	158	50,6

Uzyskane wyniki (tab. 7.4) pozwalają stwierdzić, że czas przejazdu na rozpatrywanej trasie w popołudniowym szczycie komunikacyjnym (godz. 15<sup>00</sup> – 18<sup>00</sup>) może wydłużyć się przeszło dwukrotnie w stosunku do jazdy w porze nocnej (godz. 21<sup>00</sup> – 6<sup>00</sup>). Ten przykład wskazuje na mały wpływ pory dnia na przebiegowe zużycie paliwa na wybranym fragmencie głównej arterii komunikacyjnej Trójmiasta. Zaobserwowane zmiany prognozowanego zużycia paliwa  $Q$  mieszczą się w zakresie 6,73 – 8,60 dm<sup>3</sup>/100 km (zmiana o 28%). To zjawisko można wytłumaczyć dużą przepustowością badanego odcinka drogi (trypasma-wa jezdnia) oraz zastosowaniem rozwiązań inżynierii drogowej sprzyjających utrzymaniu dużej płynności ruchu.

## 7.4. Analiza uzyskanych wyników

Zaproponowana w pracy metoda tworzenia mapy warunków eksploatacji, w wybranej aglomeracji, może zostać przeprowadzona przy wykorzystaniu tanich i prostych w obsłudze urządzeń [94]. Podstawowym urządzeniem badawczym jest pojazd samochodowy wyposażony w system pomiaru położenia GPS z układem korekty wskazań wysokości [88] i rejestracji parametrów jazdy. Zastosowana metoda „śledzenia” wybranego losowo pojazdu w ruchu przez pojazd testowy ma na celu ograniczenie wpływu indywidualnego stylu jazdy kierowcy testowego na wyniki próby. Daje ona też nieoczekiwane efekty w postaci średnich prędkości przejazdu, w pewnych odcinkach, większych niż dopuszczalne w przepisach. Na rysunku 7.2 zaobserwowano odcinki z przypisanymi średnimi prędkościami jazdy sięgającymi 80 km/h. W praktyce wielu kierowców na tym odcinku przekracza prędkość 100 km/h.

Zamieszczony w pracy przykład wykorzystania mapy warunków eksploatacji pokazuje możliwości porównywania alternatywnych tras przejazdu dla wybranego pojazdu, ze względu na takie kryteria jak: czas przejazdu, zużyte paliwo lub emisja CO<sub>2</sub>. Ten przykład pokazuje również możliwość oceny rozwiązań inżynierii drogowej, która może być w pełni miarodajna, jeżeli dostępna będzie mapa warunków eksploatacji dla wszystkich ulic w analizowanym obszarze, a nie tylko głównych traktów komunikacyjnych.

## Rozdział 8

### PODSUMOWANIE

Zasadniczą ideą pracy jest przygotowanie metody identyfikacji warunków eksploatacji oraz oceny efektywności energetycznej pojazdów samochodowych z silnikami spalinowymi na podstawie danych pochodzących z bieżącej eksploatacji, która umożliwi uwzględnienie pełnego zakresu pracy układów napędowych. Realizacja przeprowadzonych zadań badawczych umożliwiła opracowanie metody identyfikacji rzeczywistych warunków eksploatacji pojazdu z użyciem energochłonności jednostkowej  $\Phi = E/(L_n \cdot m)$ , która obejmuje zarówno wpływ warunków ruchu strumienia pojazdów, jak również styl jazdy kierowcy (czynnik nie uwzględniany dotychczas w testach). W zaprezentowanej metodzie ten parametr zdefiniowano w zmodyfikowany sposób w stosunku do używanego przez innych autorów. Wartość energochłonności jednostkowej jest obliczana bez uwzględnienia drogi pokonanej przez pojazd w fazie hamowania oraz jazdy wybiegiem. Takie podejście ułatwiło skorelowanie energochłonności jednostkowej z przebiegowym zużyciem paliwa w fazie napędowej.

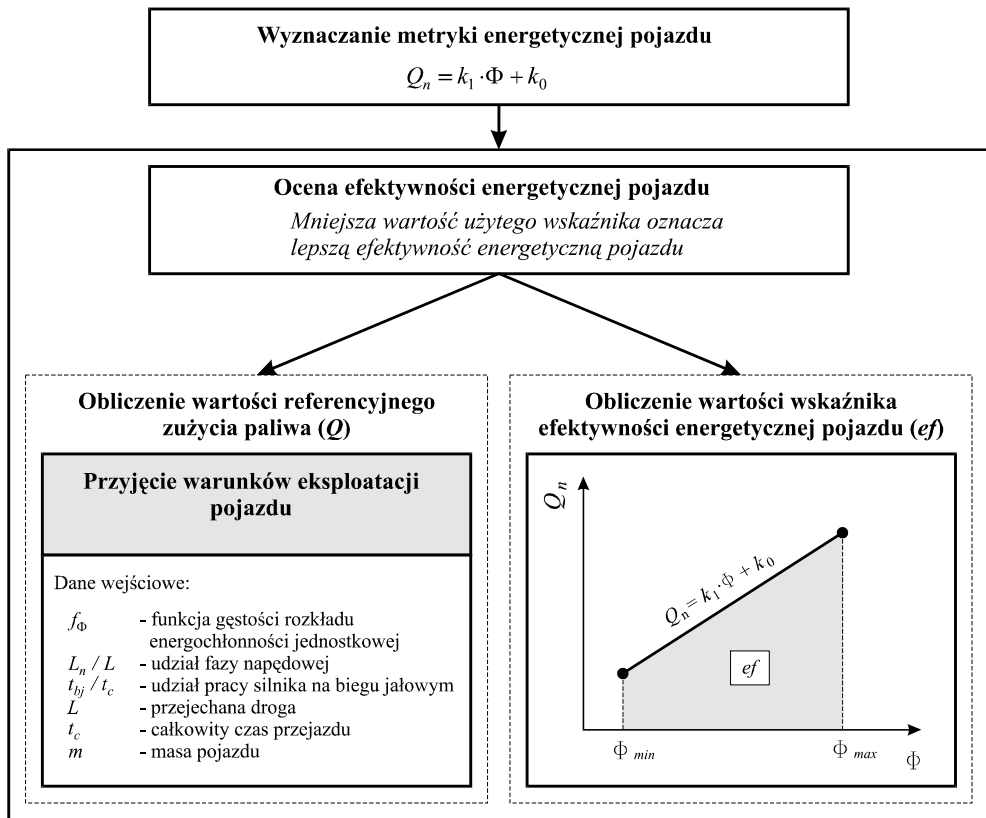
Bazując na wynikach badań w warunkach ruchu miejskiego, zaobserwowano istnienie ścisłej korelacji między energochłonnością jednostkową odcinka przejechanej drogi, a przebiegowym zużyciem paliwa w fazie napędowej. W pracy zaproponowano, aby taką zależność aproksymować funkcją liniową i nazywać metryką energetyczną pojazdu. Przy użyciu metryki energetycznej pojazdu możliwe jest obliczenie prognozowanego (referencyjnego) zużycia paliwa oraz emisji CO<sub>2</sub> dla założonych warunków eksploatacji. Opracowano również zależność między przebiegowym zużyciem paliwa w fazie napędowej a energochłonnością jednostkową i masą pojazdu, którą zaproponowano nazywać rozszerzoną metryką energetyczną pojazdu.

Opracowano dwie metody oceny efektywności energetycznej pojazdu z wykorzystaniem metryki energetycznej (rys. 8.1). Pierwsza metoda wykorzystuje referencyjne zużycie paliwa, a druga, uproszczona wskaźnik efektywności energetycznej pojazdu (*ef*). Opracowana uproszczona metoda oceny efektywności energetycznej pojazdów obejmuje pełen zakres pracy układu napędowego w odróżnieniu od powszechnie używanej metody polegającej na porównywaniu zużycia paliwa osiągniętego w warunkach wybranego testu homologacyjnego.

W pracy zamieszczono również opis metody tworzenia mapy warunków eksploatacji wybranej aglomeracji, która dla wskazanej drogi przejazdu umożliwia wyznaczenie: całkowitej energii przeznaczanej do napędu pojazdu, zużycia paliwa, czasu przejazdu, średniej prędkości przejazdu oraz emisji CO<sub>2</sub>. Szczegółowe wnioski uzyskane w trakcie realizowanych prac opisano w dalszej części rozdziału, a ich kolejność jest zgodna z przyjętym w rozdziale 3 schematem wykonania zadań badawczych dla osiągnięcia postawionego celu pracy.

Bazując na wynikach prac innych autorów oraz własnych badań modelowych, stwierdzono, że uzyskanie dokładnego i jednoznacznego opisu warunków eksploatacji wymaga wyróżnienia trzech faz pracy układu napędowego. Pierwszą stanowi faza napędowa, gdy z silnika dostarczana jest energia do kół. Drugą fazę stanowi hamowanie silnikiem i jazda wybiegiem - w sytuacji tej pojazd porusza się, ale z silnika nie jest dostarczana energia do

kół. Trzecią fazę stanowi praca silnika na biegu jałowym na postoju lub w trybie czuwania przy funkcjonującym systemie Start - Stop. Do określania warunków eksploatacji pojazdu w fazie napędowej użyto energochłonności jednostkowej. Z definicji energochłonności jednostkowej wynika, że jej zależność od masy jest niewielka. W pracy wykazano jednak, że przy dużym udziale fazy jazdy ze stałą prędkością na wartość energochłonności jednostkowej istotny wpływ, oprócz warunków ruchu strumienia pojazdów, może mieć również masa pojazdu. Analiza przeprowadzona z użyciem przejazdów zarejestrowanych w regularnym ruchu miejskim wykazała, że wartość energochłonności jednostkowej w tych warunkach praktycznie nie zależy od masy pojazdu. Maksymalne względne odchylenie  $\Phi$  od wartości średniej wyniosło 4% dla pojazdów o różnych masach i zastosowaniu tego samego profilu prędkości jazdy (tę część badań wykonano metodą symulacji komputerowej).



Rys. 8.1. Schemat postępowania przy ocenie efektywności energetycznej pojazdu

Natężenie ruchu oraz sposób prowadzenia pojazdu opisano za pomocą funkcji gęstości rozkładu energochłonności jednostkowej  $f_\Phi$ . Ta funkcja może być używana zarówno w postaci ciągłej, jak również dyskretnej jako histogram. Parametryczna identyfikacja warunków eksploatacji w fazie napędowej możliwa jest w każdym z tych wypadków przez obliczenie wartości średniej rozkładu  $\bar{\Phi}$  oraz jego odchylenia standardowego  $\sigma$ . Z przeprowadzonych analiz wynika, że wzrost natężenia ruchu pojazdów, przy racjonalnym (spokojnym) stylu jazdy kierowcy, powoduje wzrost wartości średniej energochłonności jednost-



kowej ( $\bar{\Phi}$ ). Jest to wynikiem wzrostu liczby faz ruszania z miejsca, które odznaczają się dużą energochłonnością jednostkową (duża energia przekazywana przez silnik odpowiada małej wartości przebytej drogi). Konsekwentnie dynamiczny styl kierowania pojazdem powoduje, że wspomniane efekty są zwielokrotnione. Fazy rozpędzania pojazdu są krótkie, ale intensywne. Można również zaobserwować, że rozkład parametru  $\Phi$ , w przypadku jazdy dynamicznej, w sposób zasadniczy odchodzi od rozkładu normalnego, który odpowiada racjonalnemu (spokojnemu) stylowi jazdy kierowcy. Obserwowany rozkład parametru  $\Phi$  ma wówczas wyraźnie dwumodalny charakter.

Opis pozostałych faz pracy układu napędowego, tzn. hamowanie silnikiem i jazda wybiegiem oraz praca silnika na biegu jałowym wymaga wyznaczenia udziału fazy napędowej  $L_n/L$  oraz udziału pracy silnika na biegu jałowym  $t_{bj}/t_c$ . Przeprowadzone badania w rzeczywistym ruchu drogowym umożliwiły sformułowanie zasad klasyfikacji warunków eksploatacji pojazdu przy użyciu następujących parametrów: średniej energochłonności jednostkowej przejazdu  $\bar{\Phi}$ , udziału fazy napędowej  $L_n/L$  oraz udziału pracy na biegu jałowym  $t_{bj}/t_c$  (w przypadku pojazdów wyposażonych w system Start – Stop będzie to udział czasu pracy silnika w trybie czuwania). Możliwa jest zarówno klasyfikacja warunków eksploatacji według tradycyjnych kryteriów, takich jak: jazda w mieście, jazda poza miastem, jazda w korku, jak również według niestandardowych kryteriów, tj. stylu jazdy kierowcy (spokojny, dynamiczny). Zaproponowana metoda klasyfikacji umożliwi również ilościową ocenę warunków eksploatacji. Wzrost  $L_n/L$  oznacza poprawę płynności ruchu pojazdów charakteryzującą jazdę pozamiejską. Wzrost  $\bar{\Phi}$  odpowiada trudniejszym warunkom eksploatacji lub bardziej dynamicznej jeździe w mieście. Wzrost  $t_{bj}/t_c$  oznacza natomiast większe utrudnienia w ruchu, a w konsekwencji dłuższy czas spędzany na postoju.

Przeprowadzone studia literaturowe, badania i analizy zrealizowane przez autora pozwoliły opracować metodę oceny efektywności energetycznej pojazdu wykorzystującą metrykę energetyczną pojazdu. Sformułowano zasady wyznaczania metryki energetycznej pojazdu, przy zachowaniu których uzyskano dobrą powtarzalność parametrów tej metryki. Średnia względna różnica wartości wskaźnika oceny efektywności energetycznej pojazdu ( $ef$ ) dla dziewięciu przebadanych przypadków wyniosła 2%. Pełen zakres pracy układu napędowego, podczas tworzenia metryki energetycznej, uzyskano dzięki skróceniu analizowanych fragmentów pracy układu napędowego pojazdu, np. bardzo intensywne przyspieszanie (duże wartości energochłonności jednostkowej), jak również jazdę pojazdu ze stałą prędkością (małe wartości energochłonności jednostkowej). Przygotowanie przez firmy sprzedające samochody zaproponowanej w pracy metryki energetycznej (jeden przejazd w warunkach ruchu miejskiego z rejestracją podstawowych parametrów pracy silnika i pojazdu) pozwoliłoby porównywać efektywność energetyczną układów napędowych różnych pojazdów. Odbływałyby się to w sposób bardziej miarodajny niż jest to czynione obecnie - porównywanie zużycia paliwa osiągniętego w warunkach wybranego testu homologacyjnego. Przy użyciu metryki energetycznej pojazdu możliwe jest obliczenie z dużą dokładnością prognozowanego zużycia paliwa oraz emisji  $CO_2$  dla założonych warunków eksploatacji. Dla wyników badań pojazdów przeprowadzonych w regularnym ruchu miejskim wartość średnia błędu odwzorowania zużycia paliwa nieznacznie przekroczyła 4%. W przeliczeniu na średnią różnicę eksploatacyjnego i prognozowanego zużycia paliwa daje to 0,4  $dm^3/100$  km. Obliczone tą metodą zużycie paliwa nazwano referencyjnym, z którym można porównywać eksploatacyjne zużycie paliwa. Przykładowo, dysponując wynikami takiej analizy, można jednoznacznie stwierdzić, czy wzrost eksploatacyjnego zużycia paliwa jest uzasadniony gorszymi warunkami ruchu. W przypadku, gdy zmierzone eksploatacyjne

zużycie paliwa jest znacząco większe niż referencyjne, należy rozważyć dwie sytuacje: 1. kierowca przyjął niepoprawny sposób sterowania układem napędowym (np. jazda przy małym obciążeniu i jednocześnie dużej prędkości obrotowej silnika), 2. uszkodzono układ napędowy.

W pracy przedstawiono autorską metodę tworzenia mapy warunków eksploatacji, która umożliwi prognozowanie wybranych parametrów eksploatacyjnych oraz ich porównywanie dla alternatywnych dróg przejazdu oraz różnych jednostek napędowych. Przykładem wykorzystania takiej mapy warunków eksploatacji może być:

- wyznaczenie wzorcowego (referencyjnego) zużycia paliwa dla przyjętego obszaru eksploatacji; przykładowo, przyszły użytkownik, decydując się na zakup samochodu może przeprowadzić porównanie różnych egzemplarzy ze względu na ilość zużywanego paliwa przy sposobie eksploatacji właściwym dla niego jako kierowcy,
- 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,
- określenie zalecanego „stopnia hybrydyzacji” jednostki napędowej.

Zamieszczony w pracy przykład wykorzystania mapy warunków eksploatacji pokazuje możliwości porównywania alternatywnych tras przejazdu dla wybranego pojazdu ze względu na takie kryteria jak: czas przejazdu, zużyte paliwo lub emisja CO<sub>2</sub>. Ten przykład pokazuje również możliwość oceny rozwiązań inżynierii drogowej, która może być w pełni miarodajna, jeżeli dostępna będzie mapa warunków eksploatacji dla wszystkich ulic w analizowanym obszarze, a nie tylko głównych traktów komunikacyjnych.

W pracy wykorzystano wyniki badań 4 pojazdów. Dwa pojazdy badane były w warunkach ruchu na terenie miasta Gdańska, natomiast pozostałe dwa mają formę modeli numerycznych. Do obliczeń momentu obrotowego silnika wykorzystano model pojazdu samochodowego bazującego na bilansie oporów ruchu. Pomiar wymaganych w obliczeniach parametrów pracy silnika i pojazdu wykonywany był z użyciem systemu GPS oraz systemu wykorzystującego transmisję danych w pokładowej sieci CAN. Opracowana metoda korekty sygnału wysokości pochodzącego z systemu GPS umożliwiła wyeliminowanie nagłych zmian wysokości, które nie występują w rzeczywistości, a są następstwem odbić lub zaniku sygnału pochodzącego z nadajników satelitarnych. Skorygowany sygnał wysokości nie różni się w przebadanych przypadkach od wartości określonych z użyciem mapy o więcej niż 2 m, przy czym wyznaczony błąd miał charakter systematyczny (ten sam znak oraz zbliżona wartość). Jednocześnie uzyskano dużą powtarzalność wyników w tym samym punkcie trasy (różnica jest mniejsza niż 1 m). Opracowana metoda identyfikacji grupy bitów w sieci CAN reprezentujących określony parametr pracy silnika lub pojazdu oraz jego kalibracji dla przyjętych jednostek pomiarowych umożliwia szybkie i nieinwazyjne stworzenie systemu pomiarowego. Instalacja systemu pomiarowego polega na połączeniu urządzenia rejestrującego z gniazdem diagnostycznym OBD. Ponadto, w przypadku pojazdów tej samej marki, używane są zazwyczaj te same identyfikatory ramek wiadomości przez sieć pokładową CAN. Oznacza to skrócenie prac nad przygotowaniem systemu pomiarowego do skalibrowania sygnałów dla przyjętych jednostek pomiarowych. Opracowane procedury identyfikacji grupy bitów w sieci CAN reprezentujących określony parametr pracy oraz kalibracja tych sygnałów, pozwalają przygotować pojazd do pomiarów w bardzo krótkim czasie (1 godzina).

Opracowane metody badawcze zweryfikowano z wykorzystaniem silników o zapłonie iskrowym. Te metody nie są jednak w żadnym stopniu związane z typem systemu spalania zastosowanym w silniku. Przyjęto więc, że po uprzedniej weryfikacji, będą mogły one być zastosowane również w silnikach o zapłonie samoczynnym.

### **Proponowane dalsze prace**

Realizacja prezentowanych prac nasunęła następujące wnioski dotyczące kierunków dalszych badań w zakresie omawianej tematyki.

1. Sprawdzenie możliwości stosowania opracowanej metryki energetycznej pojazdu w przypadku układów napędowych z silnikami zasilanymi olejem napędowym, LNG, CNG, ewentualnie innymi paliwami alternatywnymi oraz w przypadku hybrydowych układów napędowych.
2. Opracowanie koncepcji rozszerzonej metryki energetycznej pojazdu, która uwzględniałaby temperaturę pracy silnika. Wskazane jest również wykonanie oceny pracochłonności procedur pomiarowych, które musiałyby być wykonane przy kalibracji takiej metryki.
3. Sprawdzenie możliwości stosowania opracowanej metryki energetycznej w przypadku pojazdów ciężarowych oraz autobusów.
4. Przygotowanie kompleksowej mapy warunków eksploatacji dla każdej pory dnia, tygodnia, roku, a następnie opracowanie metody określania łącznej emisji CO<sub>2</sub> dla wskazanego obszaru aglomeracji z wykorzystaniem metryk pojazdów reprezentatywnych dla ruchu w tym obszarze.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Abaffy J., Rudzińska K. i in.: Modeling and optimizing fuel consumption and pollutant emissions in a car. Instituto Universitario di Bergamo 1987.
- [2] Adamski W., Brzozowski K.: Wyznaczanie zużycia paliwa i emisji dwutlenku węgla dla pojazdu z silnikiem ZI. *Archiwum Motoryzacji* 1/2009, s. 67–83.
- [3] Alvarez R., Weilenmann M., Bach Ch.: Potential of natural gas powered vehicles in reducing CO<sub>2</sub> and pollutant emissions under real-world driving conditions. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest 2010, F2010-A-035.
- [4] Amphlett S., Fickenscher Th., Niven P.: Kurbelwinkelaufgelöste Echtzeit-Motorsimulation zur Optimierung von Steuerstrategien. *MTZ* 7–8/2008, s. 618–623.
- [5] Arasan V. Th., Koshy R. Z.: Methodology for modeling highly heterogeneous traffic flow. *Journal of Transportation Engineering ASCE* 2005, s. 544–551.
- [6] Arsie I. i in.: Models for the prediction of performance and emissions in a spark ignition engine – a sequentially structured approach. SAE Technical Paper Series 980779.
- [7] Augustynowicz A., Ściegosz H., Bról S.: Using nonlinear method for analysis accelerator pedal signal. *Combustion Engines, 2009–SC1, Powertrain, Design, Ecology&Diagnostics*, s. 175–179.
- [8] Balcerski A., Bocheński D., Kubiak A.: Analiza struktur i warunków pracy układów transmisji mocy na pogłębiarkach. *Praca bad. 4/2001/PB Politechnika Gdańska, Wydz. Oceanotechniki i Okrętownictwa* 2001.
- [9] Balcerski A., Kneba Z., Kropiwnicki J., Makowski S.: The conception of exploitation efficiency of autonomic energy systems of land vehicles and ships. *Combustion Engines. R. 48, nr SC2, Mixture Formation, Ignition and Combustion* 2009, s. 70–76.
- [10] Balcerski A., Kropiwnicki J., Makowski S., Senko J.: Wstępna ocena wyników nadzorowanej eksploatacji autobusów miejskich w Słupsku zasilanych paliwem E95. *Bezpieczeństwo i ekonomia użytkowania samochodów ciężarowych i autobusów. Radom: Wyd. Polit. Radomskiej* 2007, s. 23–32.
- [11] Balcerski A., Kropiwnicki J.: Wybrane problemy oceny eksploatacyjnego zużycia paliwa w środkach transportu drogowego i morskiego. *Materiały Konf. IX Słupskie Forum Motoryzacji, Słupsk* 2007.
- [12] Balcerski A.: Charakterystyki rozkładów eksploatacyjnych obciążeń składowych układu energetycznego trawlerów podczas pracy na łowisku. *XIV International Symposium of Ship Power Plants, Pol. Szczecińska, Szczecin* 1992.
- [13] Balcerski A.: Modele probabilistyczne w teorii projektowania i eksploatacji siłowni okrętowych. *Fundacja Promocji Przemysłu Okrętowego i Gospodarki Morskiej, Gdańsk* 2007.
- [14] Balcerski A.: Problemy określania sprawności siłowni okrętowej. *XVIII International Symposium of Ship Power Plants WSM, Gdynia* 1996.
- [15] Balcerski A.: Size selection of main engines for ship diesel-electric power systems using random models. W: *Developments in Mechanical Engineering, Vol. 1*, Eds. A. Barylski, J.T. Cieśliński. Gdańsk: Gdańsk University Technol. Publ.2005, s. 197–205.
- [16] Banister D., Stead D.: Reducing transport intensity. *European Journal of Transport and Infrastructure Research, No. 3/4, 2002*, s. 161–178.
- [17] Baruah P.C.: A simulation model for transient operation of spark-ignition engines. SAE Technical Paper Series 900682.
- [18] Belmont M.R., Hancock M.S., Buckingham D.J.: Statistical aspects of cyclic variability. SAE Technical Paper Series 860324.
- [19] Bendat J.S., Piersol A.G.: Engineering applications of correlation and spectral analysis. John Wiley & Sons Inc., 1980.

- [20] Benmimoun M., Benmimoun A.: Impact assessment of advanced driver assistance systems within the large scale field test "EUROFOT". FISITA 2010 World Automotive Congress, F2010-E-023, Budapest 2010.
- [21] Bernhardt M., Dobrzyński S., Loth E.: Silniki samochodowe. Warszawa: WKiŁ 1988.
- [22] Bernhardt M., Kruczyński S.: Praca silnika w warunkach nieustalonych, część I–VII. Technika Motoryzacyjna 2–7, 1982.
- [23] Bernhardt M.: Ocena własności użytkowych silnika spalinowego w nieustalonych warunkach ruchu. Technika Motoryzacyjna 12, 1980.
- [24] Białek P.: Badanie wpływu warunków pracy agregatu rolniczego na jego ogólny bilans energetyczny. Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, Wydz. Maszyn Roboczych i Transportu 1996.
- [25] Bjorck A., Dahlquist G.: Metody numeryczne. Warszawa: PWN 1983.
- [26] Bojarski W.W.: Podstawy metodyczne oceny efektywności w systemach energetycznych. Wrocław: Wyd. PAN Zakł. Narod. im. Ossolińskich 1979.
- [27] Borutzki W.: Bond Graphs – a methodology for modeling multidisciplinary dynamic systems. PdfTeX – 0.14f, 2005.
- [28] Bosch Informator Techniczny: Adaptacyjna regulacja prędkości jazdy ACC. Warszawa: WKiŁ 2005.
- [29] Bosch Informator Techniczny: Sterownie silników o zapłonie iskrowym. Układy Motronic. Warszawa: WKiŁ 2004.
- [30] 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 Technical Paper Series, 2009–01–2791.
- [31] 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 1996.
- [32] Chang D. J., Morlok E. K.: Vehicle speed profile to minimize work and fuel consumption. Journal of Transportation Engineering, Vol. 133, No. 3, 2005, s. 169–172.
- [33] Chłopek Z.: Badania emisji zanieczyszczeń z silnika autobusu miejskiego. Journal of KONES, Powertrain and Transport, Vol. 15. No. 3, 2008, s. 67–74.
- [34] Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej 1999.
- [35] Chłopek Z.: Ochrona środowiska naturalnego. Warszawa: WKiŁ 2002.
- [36] Chłopek Z.: Propozycja charakterystyk emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych pracujących w warunkach dynamicznych. Archiwum Motoryzacji 2/2009, s. 111–134.
- [37] Cichy M., Makowski S.: Modelowanie systemów energetycznych z silnikami spalinowymi za pomocą grafów wiązań i równań stanu. Archiwum Motoryzacji, nr 1–2, 1999, s. 3–19.
- [38] Cichy M., Kneba Z., Kropiwnicki J.: Zastosowanie metody grafów wiązań do modelowania układów chłodzenia silników spalinowych. Archiwum Motoryzacji, nr 1, 2005, s. 21–34.
- [39] Cichy M., Kneba Z., Makowski S., Kropiwnicki J.: Wpływ odbiorników energii elektrycznej pojazdu na parametry silnika spalinowego. Archiwum Motoryzacji, nr 1, 2005, s. 7–20.
- [40] Cichy M., Kormański H., Rudzińska K.: Modele eksploatacji i model pojazdu w projektowaniu optymalnych układów napędowych samochodów. Praca wykonawcza w ramach problemu resortowego MNSzW: RPBR I.8, Gdańsk 1986.
- [41] Cichy M., Kormański H., Rudzińska K.: Zastosowanie komputerowych metod optymalizacji w projektowaniu silników i pojazdów samochodowych. Praca wykonawcza w ramach problemu resortowego MNSzW: R.I.19, Gdańsk 1985.
- [42] Cichy M., Kropiwnicki J., Makowski S.: Aproksymacja wielowymiarowych charakterystyk silnikowych. Warszawa: Wyd. Sympozjum Ekodiesel 1998.
- [43] 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.
- [44] Cichy M., Kropiwnicki J.: Model procesu hamowania w pojeździe hybrydowym. Archiwum Motoryzacji, nr 4, 2005, s. 309–320.

- [45] Cichy M., Kropiwnicki J.: Wykorzystanie metody rozbiegu do określania dynamicznego momentu obrotowego silnika. Materiały konferencji Forum Młodych, ATR, Bydgoszcz 1998.
- [46] Cichy M., Makowski S., Kneba Z., Kropiwnicki J.: Pomiary parametrów pracy silników samochodowych. Konferencja MECHANIKA '99, Nauka i praktyka, Gdańsk 1999, s. 61–62.
- [47] Cichy M.: Modelowanie podłużnego ruchu pojazdu z silnikiem spalinowym za pomocą Grafów Wiązań i Równań Stanu. Opracowanie wew. Polit. Gdańska, Katedry Silników Spalinowych i Sprężarek 1998.
- [48] Cichy M.: Modelowanie systemów energetycznych. Gdańsk: Wyd. Politechniki Gdańskiej 2001.
- [49] Cichy M.: Nowe teoretyczne ujęcie charakterystyki gęstości czasowej. Silniki spalinowe, nr 2–3, 1986.
- [50] Cichy M.: Silniki o działaniu cyklicznym. Gdańsk: Wyd. Politechniki Gdańskiej 1987.
- [51] Connolly F.T.: Direct estimation of cyclic combustion pressure variability using engine speed fluctuations in an internal combustion engines. SAE Technical Paper Series 940143.
- [52] Cupiał K., Gruca M., Grzelka J.: Korelacja fluktuacji pracy indykowanej z fluktuacjami prędkości obrotowej wału korbowego i natężenia prądu generowanego w zespole prądotwórczym. Silnik Spalinowe, nr 2, 2006, s. 37–44.
- [53] De Boor C.: A practical guide to Splines. New York: Springer-Verlag 1978.
- [54] Dębicki M.: Teoria samochodu. Teoria napędu. Warszawa: WNT 1974.
- [55] Ding Y., Rakha H.: Trip-based explanatory variables for estimating vehicle fuel consumption and emission rates. Water, Air, and Soil Pollution, Focus 2, 2002, s. 61–77.
- [56] Duggal V.K. i in.: Three-dimensional modeling of in-cylinder processes in the diesel engines. SAE Technical Paper Series 840227.
- [57] Duschl M., Klinker G., Popiv D., Laquai F., Mariana R.: Birdeye visualization for assisting prospective driving. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest 2010, F2010-A-121.
- [58] Ejsmont J.A., Taryma S., Ronowski G.: Tire rolling resistance measurements on the road and in the laboratory. Tire Technology International, The Annual Review of Tire Materials and Tire Manufacturing Technology, 2008, s. 46–48.
- [59] Ejsmont J.A., Taryma S.: Trailer for tire rolling resistance measurements. Conference Tire Technology Expo, Köln 2008.
- [60] El-Sayed M., Song D.: Automotive performance optimization. SAE Technical Paper Series 980825.
- [61] Exhaust Emissions. Passenger Cars, Mercedes-Benz, April 1997.
- [62] Ferguson C.R.: Internal combustion engine, applied thermosciences. John Wiley 1986.
- [63] Fortuna Z., Macukow B., Wąsowski J.: Metody numeryczne. Warszawa: WNT 1982.
- [64] Gao Y., Checkel M.D.: Experimental measurement of on-road CO<sub>2</sub> emission and fuel consumption functions. SAE Technical Paper Series, 2007-01-1610.
- [65] Gimmler H., Holz H.P., Weimann H.J.: Computerized simulation of the acceleration characteristics of an exhaust gas turbocharger automotive diesel engine. Conference Turbocharging and Turbochargers, London 1982, s. 37–48.
- [66] Greń J. i in.: Poradnik inżyniera. Matematyka. Warszawa: WNT 1986.
- [67] Gronowicz J.: Energochłonność transportu kolejowego. Trakcja spalinowa. Warszawa: WKiŁ 1990.
- [68] Gronowicz J.: Ochrona środowiska w transporcie lądowym. Polit. Poznańska, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2003.
- [69] Heath R.P.G., Mo C.Y.: A modular approach to powertrain modeling for the prediction of vehicle performance, economy and emissions. SAE Technical Paper Series 960427.
- [70] Hendricks E., Sorenson S.C.: Mean value modeling of spark ignition engines. SAE Technical Paper Series 900616.
- [71] Herdzik J., Kropiwnicki J.: Problemy aproksymacji przebiegu charakterystyk zużycia paliwa okrętowych silników wysokoprężnych o zapłonie samoczynnym. EXPLO-SHIP '99. Problemy Eksploatacji Statków Morskich i Śródlądowych oraz Urządzeń Portowych, Szczecin–Międzyzdroje–Kopenhaga 1999, s. 191–196.

- [72] Holzmann F.: Adaptive cooperation between driver and assistant system. Berlin–Heidelberg: Springer-Verlag 2008.
- [73] Jacobson B.: On vehicle driving cycle simulation. SAE Technical Paper Series 950031.
- [74] Januła J., Szczeciński J., Szczeciński S.: Poprawa ekonomiczności i dynamiki samochodów osobowych. Warszawa: WKiŁ 1989.
- [75] Jazar R. N.: Vehicle dynamics: theory and applications. Springer Science + Business Media, LLC 2008.
- [76] Kamal M.A.S, Mukai M., Murata J., Kawabe T.: Development of ecological driving system using model based prediction of traffics and information of road shapes. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest 2010, F2010-A-043.
- [77] Karim G.A.: An examination of the nature of the random cyclic pressure variations in a spark-ignition engine. J. of the Institute of Petroleum, Vol. 53, No. 519, March 1967.
- [78] Karnopp D.C., Margolis D.L., Rosenberg R.C.: System dynamics: a unified approach. New York: Wiley 1990.
- [79] Karnopp D.C., Rosenberg R.C.: System dynamics: a unified approach. New York: Wiley 1975.
- [80] Kasedorf J., Woisetschläger E.: Układy wtryskowe benzyny. Warszawa: WKiŁ 2000.
- [81] Kawai T.: Fuel Consumption Test Protocol Concept for Plug-in Hybrid Electric Vehicle. SAE Technical Paper Series, 2009-01-1839.
- [82] Kneba Z., Kropiwnicki J.: Pośrednie metody pomiaru chwilowego zużycia paliwa w silniku ZI o wtrysku pośrednim. Konferencja Naukowo-Techniczna „Pojazd a Środowisko”, Radom, Jedlina-Letnisko 2005, s. 159–166.
- [83] Kneba Z., Makowski S.: Pojazdy samochodowe. Zasilanie i sterowanie silników. Warszawa: WKiŁ 2004.
- [84] Konczakowski M.: Dynamiczny model silnika spalinowego w postaci grafów wiązań. Rozprawa doktorska. Politechnika Gdańska, Wydz. Mechaniczny 2004.
- [85] Koniuszy A.: The method of generation a tractor engine time density characteristics. Silniki Spalinowe, nr 2, 2008, s. 54–60.
- [86] Kormański H.: Zastosowanie metod modelowania cyfrowego i optymalizacji statycznej do doboru przełożeń stopniowej skrzyni biegów. Rozprawa doktorska. Politechnika Gdańska, Wydz. Budowy Maszyn 1986.
- [87] Kretzsch M., Günther M., Elsner N., Zwahr S.: Modellansätze für die virtuelle Applikation von Motorsteuergeräten. MTZ 9, 2009, s. 665–670.
- [88] Kropiwnicki J., Kneba Z.: Phenomenological correction of height above ground level of vehicle derived from GPS system. The 6th International Conference Mechatronic Systems and Materials, Opole 2010.
- [89] Kropiwnicki J., Makowski S.: Bilans energetyczny w pojeździe hybrydowym z napędem szeregowym. II Konferencja Naukowo-Techniczna „Problemy jakościowe, energetyczne i eksploatacyjne w maszynach cieplnych”, ATR, Bydgoszcz 2004, s. 83–90.
- [90] Kropiwnicki J., Makowski S.: Charakterystyka wielowymiarowa silnika spalinowego jako elementu hybrydowego układu napędowego pojazdu. Konferencja Naukowo-Techniczna „Pojazd a Środowisko”, Radom, Jedlina-Letnisko 2005, s. 209–218.
- [91] Kropiwnicki J., Makowski S.: Wyznaczanie sygnału sterowania silnikiem dla zadanych parametrów ruchu pojazdu. II Konferencja Naukowo-Techniczna „Problemy jakościowe, energetyczne i eksploatacyjne w maszynach cieplnych”, ATR, Bydgoszcz 2004, s. 75–82.
- [92] Kropiwnicki J., Taryma S.: Operating fuel consumption estimation in vehicles. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest 2010, F2010-G-003.
- [93] Kropiwnicki J.: Estimation of vehicle operational fuel consumption. Combustion Engines, No. 3, 2010, s. 48–58.
- [94] Kropiwnicki J.: Evaluation of the reference fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission of vehicle with using of the map of operating conditions for selected agglomeration. Journal of KONES. Powertrain and Transport, Vol. 17, No. 3, 2010, s. 239–246.
- [95] Kropiwnicki J.: Identyfikacja rzeczywistych warunków eksploatacji samochodu z użyciem energochłonności jednostkowej. Archiwum Motoryzacji, nr 3, 2010, s. 153–166.

- [96] Kropiwnicki J.: Influence of traffic conditions on the operating fuel consumption. W: Developments in Mechanical Engineering, Vol. 3. Eds. J.T. Cieśliński, A. Barylski. Gdańsk: Gdańsk University Technol. Publ. 2009, s. 133–142.
- [97] Kropiwnicki J.: Koncepcja nowego testu energetycznego dla pojazdów samochodowych. Archiwum Motoryzacji, nr 2, 2007, s. 169–183.
- [98] Kropiwnicki J.: Model of the reciprocating engine using iterative procedures of the transient torque calculation. Journal of KONES, Powertrain and Transport, Vol. 17, No. 2, 2010, s. 257–264.
- [99] Kropiwnicki J.: Model układu silnik-pojazd z wykorzystaniem charakterystyk statycznych silnika. Rozprawa doktorska. Politechnika Gdańska, Wydz. Mechaniczny 2001.
- [100] Kropiwnicki J.: Modeling of reciprocating engine transient torque. Materiały Konf. Bałttechmasz, Kaliningrad 2006.
- [101] Kropiwnicki J.: Możliwości oceny eksploatacyjnego zużycia paliwa w pojazdach samochodowych. Mechanika 2007, Gdańsk 2007.
- [102] Kropiwnicki J.: Możliwości parametrycznej identyfikacji warunków eksploatacji pojazdu samochodowego. Journal of KONES, Powertrain and Transport, Vol. 15, No. 4, 2008, s. 289–296.
- [103] Kropiwnicki J.: Ocena dobroci energetycznej pojazdu samochodowego na podstawie danych pochodzących z bieżącej eksploatacji. Journal of KONES, Powertrain and Transport, Vol. 15, No. 2, 2008, s. 239–246.
- [104] Kropiwnicki J.: Parametric estimation of vehicle operating conditions. XVIII International Symposium, Research-Education-Technology, Wydz. Mechaniczny Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2008.
- [105] Kropiwnicki J.: Possibilities of operating fuel consumption estimation of vehicles. W: Developments in Mechanical Engineering, Vol. 2, Ed. J.T. Cieśliński. Gdańsk: Gdańsk University of Technology Publishers 2008.
- [106] Kropiwnicki J.: Sterowanie silnikiem spalinowym w oparciu o matematyczny model silnika. Napędy i Sterowanie 99, Gdańsk 1999, s. 270–274.
- [107] Kropiwnicki J.: The application of spline function for approximation of engine characteristics. Archiwum Motoryzacji, nr 4, 2000, 235–242.
- [108] Kropiwnicki J.: The possibilities of using of the engine multidimensional characteristics in fuel consumption prediction. Journal of KONES, Vol. 9, No. 1–2, 2002, s. 127–133.
- [109] Kropiwnicki J.: Wykorzystanie matematycznego modelu silnika w zadaniach optymalizacji sterowania układem napędowym pojazdu. Konferencja Naukowa MECHANIKA, Gdańsk 2005, s. 139–145.
- [110] Kropiwnicki J.: Identification of real vehicle operating conditions. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest 2010, F2010-G-004.
- [111] Kulkarni A.V., Sapre R.R., Sonchal Ch.P.: GPS - based methodology for drive cycle determination. SAE Technical Paper Series, 2005-01-1060.
- [112] Lesinsky J.: Central and Eastern Europe motivation for automobilization. Journal of KONES, Vol. 5, No.1, Warszawa 1998, s. 178–184.
- [113] 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, 2000.
- [114] López J.M., Jiménez F., Aparicio F., Flores N., Páez J., Tapia S.: Quantification of the environmental impact in the city of Madrid depending on technical measures applied to bus fleet. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest 2010, F2010-A-120.
- [115] Luft S.: Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym – cechy charakterystyczne. Silniki Spalinowe, nr 2, 2010, s. 33–39.
- [116] Makowski S., Balcerski A., Kropiwnicki J.: Badania właściwości ekologicznych i nadzór nad eksploatacją autobusów miejskich zasilanych paliwem etanolowym. Sprawozdanie z pracy badawczej wykonanej na zamówienie MZK w Słupsku, Gdańsk 2008.
- [117] Makowski S., Cichy M., Karkosiński D.: Metody konstrukcji napędów hybrydowych za szczególnym uwzględnieniem wpływu na środowisko. Sprawozdanie z projektu badawczego KBN 9T12D04110, Gdańsk 1999.



- [118] Makowski S., Cichy M., Kneba Z.: Sterowanie pracą silnika ZI w hybrydowym i konwencjonalnym układzie napędowym pojazdu celem ograniczenia emisji toksycznych składników spalin i zużycia paliwa w warunkach testu jezdny. Sprawozdanie z projektu badawczego KBN 8T12D00820, Gdańsk 2004.
- [119] Mazurek S.: Modelowanie i symulacja ruchu pojazdów samochodowych. Zesz. Nauk. Polit. Gdańskiej 1978, nr 290, Mechanika 33.
- [120] Merksiz J., Mazurek S., Pielecha J.: Pokładowe urządzenia rejestrujące w samochodach. Poznań: Wyd. Politechniki Poznańskiej 2007.
- [121] Merksiz J., Mazurek S.: Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych. Warszawa: WKiŁ 2004.
- [122] Merksiz J., Pielecha I.: Alternatywne napędy pojazdów. Poznań: Wyd. Politechniki Poznańskiej 2006.
- [123] Merksiz J., Pielecha J., Gis W.: Exhaust emission results from light duty diesel in a road tests. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest 2010, F2010-A-045.
- [124] Merksiz J., Pielecha J., Gis W.: Investigations on vehicle exhaust emissions under real road conditions. Combustion Engines, 2009-SC1, Powertrain, Design, Ecology&Diagnostics, 2009, s. 43–53.
- [125] Merksiz J., Pielecha J., Przybyła T., Kamiński T., Sosnowski R.: The remote monitoring and diagnostics of the combustion engines using the OBD II/EODB technology. Combustion Engines, 2009-SC1, Powertrain, Design, Ecology&Diagnostics, 2009, s. 54–61.
- [126] Merksiz J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych. Poznań: Wyd. Politechniki Poznańskiej 1998.
- [127] Merksiz J.: Emisja cząstek stałych przez silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym. Poznań: Wyd. Politechniki Poznańskiej 1997.
- [128] Merksiz., Bielaczyc P.: Trendy rozwojowe w przepisach dotyczących emisji składników toksycznych w silnikach spalinowych. Zeszyty Instytutu Pojazdów, nr 1, 1998, s. 5–20.
- [129] Miller P.: Real-time driver assessment. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest 2010, F2010-E-018.
- [130] Mitschke M.: Dynamika samochodu. Warszawa: WKiŁ 1987.
- [131] Muślewski Ł.: Study and assessment of transport system operation efficiency. Journal of KONES, Powertrain and Transport, Vol. 17, No. 4, 2010, s. 353–359.
- [132] Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe. Warszawa: WKiŁ 1983.
- [133] Nishida K., Hiroyasu H.: Simplified three – dimensional modeling of mixture formation and combustion in a DI diesel engine. SAE Technical Paper Series 890269.
- [134] Nita J., Schubring T.: Zastosowanie funkcji sklepanych w modelowaniu silnika benzynowego dla syntezy jego sterowania. Journal of KONES, Warszawa–Gdańsk 1998, s. 145–151.
- [135] Nita J.: Sposoby sterowania silników Otto. Systematyka i przegląd. Zasilanie wtryskowe. Systemy i sterowanie. Kraków: Wyd. Politechniki Krakowskiej 1994.
- [136] Onder Ch.H., Geering H.P.: Model – based multivariable speed and air-to-fuel ratio control of an SI engine. SAE Technical Paper Series 930859.
- [137] Orofino L., Cilimingras L., Morello E.: Ecodrives: driver behavior evaluation system to reduce CO<sub>2</sub> emissions. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest 2010, F2010-E-052.
- [138] Pałczyński T., Pawelski Z.: European standards at its telematics systems research on the basis of COOPERS project. Journal of KONES. Powertrain and Transport, Vol. 17, No. 4, 2010, s. 377–384.
- [139] Parczewski K., Romaniszyn K.M., Wnęk H.: A dynamic test of a vehicle in motion and exhaust gas emissions during alternative fuelling with gasoline and compressed natural gas (CNG). Silniki Spalinowe, nr 3, 2008 s. 52–60.
- [140] Patil R., Filipi Z. S., Adornato B.: Impact of naturalistic driving patterns on PHEV performance and system design. SAE Technical Paper Series, 2009-01-2715.
- [141] Paynter H.M.: Analysis and design of engineering systems. Massachusetts: The MIT Press Cambridge 1961.
- [142] Petersen M.R., Starkey J.M.: Nonlinear vehicle performance simulation with test correlation and sensitivity analysis. SAE Technical Paper Series, 960521.

- [143] Pippione E., Coppa P., Scavarda G.: Evaluation of fuel consumption by detection of relevant quantities from the engine and related devices. Florence ATA 2001 – 7<sup>th</sup> International Conference, The Role of Experimentation in the Automotive Product Development Process. FLOR-ENCEATA 2001/01A1067.
- [144] Popiv D., Bengler K., Rakic M., Duschl M., Laquai F.: Reduction of fuel consumption by early anticipation and assistance of deceleration phases. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest 2010, F2010-A-141.
- [145] Press W.H. i in.: Numerical recipes in C. Cambridge University Press 1990.
- [146] Prochowski L.: Mechanika ruchu. Warszawa: WKiŁ 2005.
- [147] Rikeit H.: Aspects of passenger car fuel consumption. Journal of KONES, Vol. 5, No. 1, Warszawa 1998, s. 232–236.
- [148] Rokosch U.: Układy oczyszczania spalin i pokładowe systemy diagnostyczne samochodów OBD. Warszawa: WKiŁ 2007.
- [149] Romaniszyn K.M.: Natural gas as a fuel to automotive combustion engines. Combustion Engines, 2009-SC2, Mixture Formation, Ignition and Combustion, 2009, s. 316–325.
- [150] Romaniszyn K.M.: Ocena różnic w określaniu zużycia paliwa samochodu na podstawie charakterystyki uniwersalnej i dynamicznej. Silniki Spalinowe, nr 2, 2004, s. 48–54.
- [151] Rudzińska-Kormańska K.: Numeryczne metody wyznaczania optymalnego sterowania samochodem. Rozprawa doktorska, Politechnika Gdańska, Wydz. Budowy Maszyn 1989.
- [152] Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego. Warszawa: PWN 1990.
- [153] Savelsberg E.: Innovation in European freight transportation. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 2008.
- [154] Seung-Hyun Y., Suk-Hyun S., Jin-Ho K., Key Ho K., Jae Wook J., Sung-Ho H.: The FlexRay diagnosis system on the basis of ARM. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest 2010, F2010-H-029.
- [155] Siłka W.: Energochłonność ruchu samochodu. Warszawa: WNT 1997.
- [156] Siłka W.: Teoria ruchu samochodu. Warszawa: WNT 2002.
- [157] Sitnik L.J.: Some aspects of theory of cumulated fuel consumption. Journal of KONES, Powertrain and Transport, Vol. 17, No. 4, 2010, s. 448–453.
- [158] Sobieszkański M.: Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych. Warszawa: WKiŁ 2000.
- [159] Strona internetowa firmy Racelogic <http://www.racelogic.co.uk>.
- [160] Szumanowski A.: Fundamentals of hybrid vehicle drives. ITE, Warszawa – Radom 2000.
- [161] Taryma S.: Opór toczenia opon samochodowych. Wyd. Pol. Gdańskiej, Gdańsk 2007.
- [162] Thoma J.U., Boumama B.O.: Simulation in thermal and chemical engineering – a Bond Graph approach. Springer, 2000.
- [163] Thoma J.U.: Simulation by Bond Graphs. Berlin: Springer 1990.
- [164] Tiemann R., Britzius F., Kalina Ch., Kuluap Z.: Cost and CO<sub>2</sub> efficient vehicle simulation by means of dynamic driving test stand. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest 2010, F2010-C-181.
- [165] Tie-zhu Li, Jin-shan Lin, Meng-ting Wu, Xi-wei Wang: Concept and spatial analysis method of urban environmental traffic capacity. Journal of Transportation Engineering ASCE, 2009, s. 873–879.
- [166] Toshihiro S.: Application of torque capacity prediction technology during operating conditions for automatic transmission clutches. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest 2010, F2010-C-047.
- [167] 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, 2006, s. 282–290.
- [168] Ubysz A.: Energochłonność samochodu a zużycie paliwa w złożonych warunkach ruchu. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.

- [169] Ubysz. A.M.: Precision of calculations of the course fuel consumption in a car applying selected methods in real traffic. *Combustion Engines, Powertrain, Design, Ecology&Diagnostics*, SC1, 2009, s. 266–272.
- [170] Vavra J., Macek J., Tkats M., Zdenek C.: Simple tank-to-wheels analysis tool for future vehicle powertrains. *Journal of KONES, Powertrain and Transport*, Vol. 15, No. 3, 2008, s. 525–534.
- [171] Verhaeven E.: Simulations of fuel consumption and emissions in typical traffic circumstances. *SAE Technical Paper Series*, 2005-01-2159.
- [172] Wade Allen R., Rosenthal T.J.: Requirements for vehicle dynamics simulation models. *SAE Technical Paper Series*, 940175.
- [173] Wajand J.A., Wajand J.T.: *Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe*. Warszawa: WNT 1993.
- [174] Walentynowicz J.: *Stochastyczna identyfikacja wielowymiarowych charakterystyk i widm obciążenia silników spalinowych*. Warszawa: Wojskowa Akademia Techniczna 1996.
- [175] Wang Yunlong, Li Xiansheng, Cai Fengtian, Guan Yuzhe, Li Shiwu: Fuel consumption model for passenger vehicle in China. *FISITA 2008 World Automotive Congress*, F2008-10-029.
- [176] Wellstead P.E.: *Introduction to system modeling*. Academic Press, London 1979.
- [177] Wróbel R.: The CAN BUS; development and adaptation possibility in the Ethernet network. *Journal of KONES, Powertrain and Transport*, Vol. 15, No. 3, 2008, s. 575–580.
- [178] Żółtowski A.: Measurement of emission from engine used in different powertrains. *Journal of KONES, Powertrain and Transport*, Vol. 15, No. 3, 2008, s. 597–604.

# **OCENA EFEKTYWNOŚCI ENERGETYCZNEJ POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH Z SILNIKAMI SPALINOWYMI**

W pracy podjęto problem dostosowania procedur pomiarowych do rzeczywistych warunków pracy układów napędowych pojazdów w aglomeracji miejskiej. Przedstawiono nową metodę identyfikacji rzeczywistych warunków eksploatacji pojazdów, która obejmuje zarówno wpływ warunków ruchu strumienia pojazdów, jak również styl jazdy kierowcy (czynnik nie uwzględniany dotychczas w testach). Zaprezentowano również nową metodę wyznaczania prognozowanego zużycia paliwa oraz oceny efektywności energetycznej pojazdów. Przedstawiona metoda oceny efektywności energetycznej pojazdów obejmuje pełen zakres pracy układu napędowego, w odróżnieniu do powszechnie używanej metody polegającej na porównywaniu zużycia paliwa osiągniętego w warunkach wybranego testu homologacyjnego. Zamieszczono liczne przykłady identyfikacji warunków eksploatacji pojazdów oraz obliczeń prognozowanego zużycia paliwa. Uzyskane wyniki wykazały dużą dokładność metody w zakresie prognozowania zużycia paliwa w rzeczywistym ruchu miejskim. Przedstawiono także koncepcję przygotowania mapy warunków eksploatacji w wybranej aglomeracji, która umożliwia wyznaczanie: całkowitej energii przeznaczanej do napędu pojazdu, zużycia paliwa, czasu przejazdu, średniej prędkości przejazdu oraz emisji CO<sub>2</sub>.

W pracy zaprezentowano również niskonakładową metodę wyznaczania parametrów eksploatacyjnych silnika oraz pojazdu z użyciem pokładowej sieci CAN oraz systemu GPS. W pracy wykorzystano wyniki badań czterech pojazdów. Dwa z nich badane były w warunkach rzeczywistego ruchu na terenie miasta Gdańska, natomiast dwa pozostałe mają formę modeli numerycznych, a badania na nich wykonano metodą symulacji komputerowej.

## **THE ASSESSMENT OF THE ENERGY EFFICIENCY OF VEHICLES WITH COMBUSTION ENGINES**

The work takes problem of adapting the procedures of measuring the actual working conditions of vehicles propulsion systems in urban agglomeration. The new method of the identification of vehicle operating conditions, which includes both the impact of traffic conditions as well as a driving style (a factor not yet included in the tests) has been presented. An original method of determining the predicted fuel consumption and the assessing of the energy efficiency of vehicles has been also presented. The method for assessing energy efficiency of vehicles includes a full range of the propulsion system operation, in contrast to the commonly used method, which involves comparing the fuel consumption achieved in terms of the selected certification test. A few examples of the identification of vehicle operating conditions and the calculation of the predicted fuel consumption have been included. The results showed high accuracy of the method for forecasting fuel consumption in real urban traffic. The idea to prepare maps of selected urban operating conditions, which allows determination of: the total energy delivered to drive system, consumed fuel, travel time, average speed of travel and CO<sub>2</sub> emissions, has also been presented.

The work presents a low cost method to determine the operating parameters of the engine and the vehicle with usage of on-board network (CAN) and GPS system. The study uses the research results of four vehicles. Two of them have been tested in real driving conditions in the city of Gdansk, while the other two are virtual and studies on them were made by computer simulation method.

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI GDAŃSKIEJ

---

Wydanie I. Ark. wyd. 8,3, ark. druku 7,25, 110/642

---

Druk i oprawa: *EXPOL* P. Rybiński, J. Dąbek, Sp. Jawna  
ul. Brzeska 4, 87-800 Włocławek, tel. 54 232 37 23