

**Aleksander UBYSZ**

Silesian University of Technology, Faculty of Transport, Department of Automotive Vehicle  
Construction Krasińskiego St. 8, 40-019 Katowice, Poland

\*Corresponding author. E-mail: aleksander.ubysz@polsl.pl

## **PROBLEM „NIEDOLICZANIA” W PROGRAMIE EKO-DRIVE ‘05 PRZEBIEGOWEGO ZUŻYCIA PALIWA W SAMOCHODZIE NA KRÓTKICH TRASACH PRZEJAZDU**

**Streszczenie.** W opracowaniu podjęto próbę wyjaśnienia systematycznego błędu „niedoliczania” przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie na krótkich trasach przejazdu. Analiza tego problemu, rejestrowanego praktycznie na jednej trasie przejazdu dla dwu samochodów klasy B/K, pozwala na wyciągnięcie interesujących wniosków.

## **„UNDERCALCULATION” PROBLEM IN MILEAGE FUEL CONSUMPTION IN A CAR ON SHORT DRIVING DISTANCES**

**Summary.** In the present paper an attempt is made to explain systematic undercalculation error of mileage fuel consumption in a car on short driving distances. The analysis of this problem, recorded in practice on one route for two B/K class cars, leads to interesting conclusions.

### **1. WSTĘP**

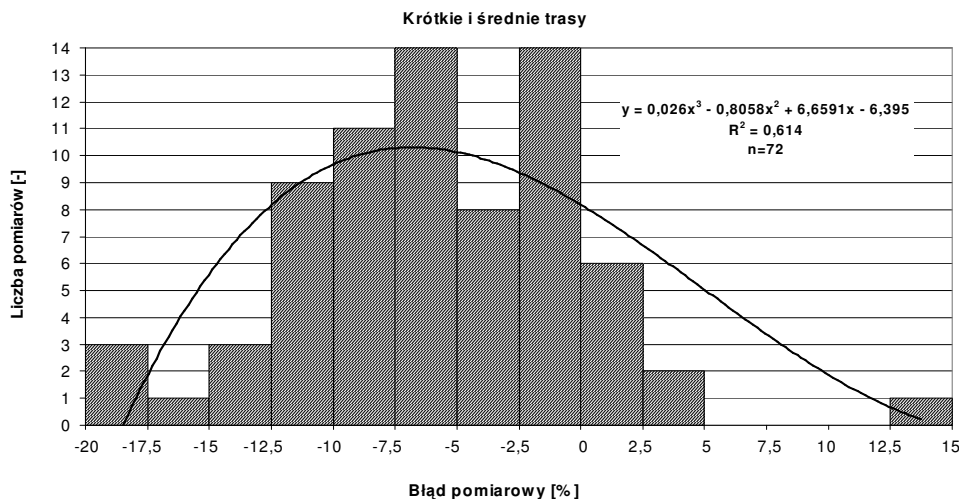
Problem dokładnego obliczania przebiegowego zużycia paliwa w pojeździe jest podstawowym zagadnieniem w rozwiązywaniu zadań z zakresu ekonomiki i ochrony środowiska w transporcie samochodowym [1-11]. Prawidłowe rozwiązanie modelu całkowitej energochłonności ruchu samochodu stanowi solidny fundament do określania emisji jednostkowej związków toksycznych [2, 4, 7 - 10]. Autor w opracowanym przez siebie algorytmie obliczeń przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie na dowolnej trasie przejazdu otrzymał zaskakujący efekt „niedoliczania” zużytego paliwa, szczególnie na trasach krótkich, do 20 km [1, 17, 18].

Ponieważ w przyjętym modelu przebiegowe zużycie paliwa w samochodzie oblicza się za pomocą zużycia w uniwersalnym cyklu ważonym, w którym tylko cykl miejski uwzględnia straty paliwa przeznaczone na stabilizację cieplną silnika w temperaturze 266 K, należy sprawdzić wpływ udziału miejskiego cyklu jezdny jako jednego z pięciu na wielkość błędów obliczeń [19, 20]. Analiza tego błędów obliczeń, jako pewnej stałej, statystycznie wyznaczonej objętości brakującego paliwa, daje zaskakujące rezultaty.

### **2. BŁĄD OBLICZEŃ PRZEBIEGOWEGO ZUŻYCIA PALIWA W SAMOCHODZIE**

Do interesujących wniosków można dojść, analizując zestawienie błędów obliczeń przebiegowego zużycia paliwa w samochodach osobowych na trasach przejazdu o zróżnicowanej długości: krótkich (5-20 km) i średnich (21-50 km) oraz długich (powyżej 50 km). W statystycznym ujęciu program Eko-

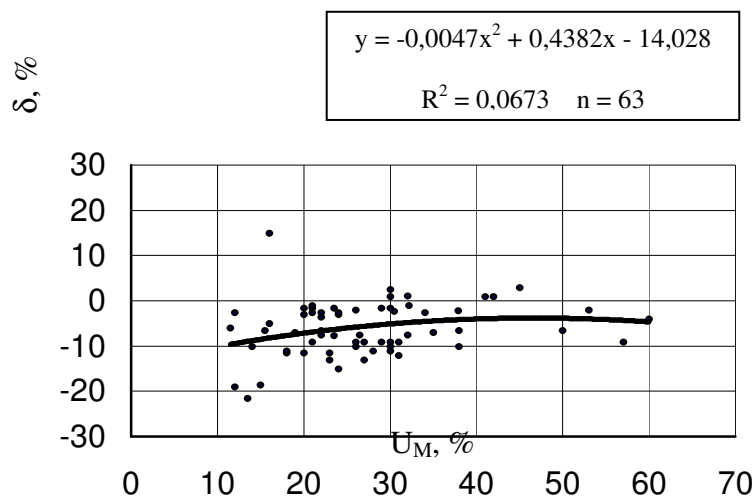
Drive 2005 na trasach o krótkiej i średniej długości wyraźnie „nie dolicza” przebiegowe zużycie paliwa, co jest widoczne na rys. 1 [1]. Tego problemu nie ma na trasach długich i bardzo długich, typowych dla tras przejazdu poza obszarami zabudowanymi miejskimi. Trasy przejazdu, przebiegające w terenie zabudowanym, charakteryzują się, poza niższą prędkością przejazdu, dużym natężeniem zakrętów na skrzyżowaniach ulic.



Rys. 1. Rozkład błęd obliczeń przebiegowego zużycia paliwa dla samochodu klasy B/K na trasach przejazdu długości 5-50 km

Fig. 1. The distribution of calculation errors in the analysis of mileage fuel consumption on 5÷50 km distances for a B/K classpassenger car

W opracowanej metodzie obliczania przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie za pomocą zużycia paliwa w wybranych cyklach jezdnych tylko cykl jazdy miejskiej uwzględnia zwiększone zużycie paliwa na stabilizację cieplną silnika. Na rys. 2 przedstawiono, na rozpatrywanych trasach przejazdu, wpływ udziału cyklu jazdy miejskiej na względny błąd obliczeń przebiegowego zużycia paliwa.



Rys. 2. Wpływ udziału miejskiego cyklu jezdnych na wartość błędu względnego obliczeń przebiegowego zużycia paliwa samochodu osobowego klasy B/K

Fig. 2. The influence of the share of urban traffic cycles on the estimate of relative calculation error in the analysis of mileage fuel consumption in a B/K class passenger car

Analiza wartości tego błędu, dla dwóch samochodów tej samej klasy, garażowanych w bardzo (pod względem energochłonności ruchu) zróżnicowanych warunkach wykazała, że w omawianej metodzie obliczeń należy przyjąć pewną objętość paliwa, której zużycia nie przewiduje żaden z przy-

jętych do modelowania warunków ruchu na rozpatrywanej trasie, cykli jezdnych [16]. W żadnym z nich nie uwzględniono zwiększonego zużycia paliwa w wyniku wzrostu oporów toczenia na zakrętach, natomiast cykle jezdne dla jazdy w warunkach ekstremalnych nie przewidują spadku sprawności efektywnej silnika w czasie pracy, w warunkach silnie niestacjonarnych. W warunkach pracy silnika o małej zmienności prędkości obrotowej  $n$  lub momentu obrotowego  $M_o$ , a najczęściej obu tych wielkości równocześnie - nazywanych quasistacjonarnymi - bez większego błędu można przyjąć sprawność silnika z charakterystyki ogólnej w punkcie pracy o średniej wartości  $n$  i  $M_o$  [13].

Sprawność efektywna silnika i układu przeniesienia napędu jest szczególnie mała przy ruszaniu z miejsca i włączaniu się do ruchu, z warunków związanych z tzw. trudnym garażowaniem lub parkowaniem [11, 18]. Do takich warunków należy zaliczyć:

- parkowanie z przejazdem przez jedną lub dwie bramy otwierane manualnie,
- parkowanie (garażowanie) związane z kilkukrotnym cofaniem i jazdą do przodu samochodem (tzw. parkowanie w zatoczce),
- wjazd (wyjazd) do garażu o zbyt małych wymiarach, ograniczających do minimum prędkość manewrową,
- ograniczanie prędkości manewrowej i wymuszenie silnie niestacjonarnych warunków pracy silnika w czasie przejazdu przez krawężniki, progi i nierówności nawierzchni placu dojazdowego do garażu (parkingu),
- utrzymywanie silnika pracującego na biegu jałowym podczas co najmniej 30 s od zatrzymania pojazdu, w celu wykonania czynności pomocniczych (zamknięcie bramy, oczekiwanie na pasażerów, itp.),
- nieprzewidziana w żadnym z cykli jezdnych, jazda samochodem ze stałą prędkością do 7 km/h, przez co najmniej 50 m (plac parkingowy o bardzo nierównej nawierzchni).

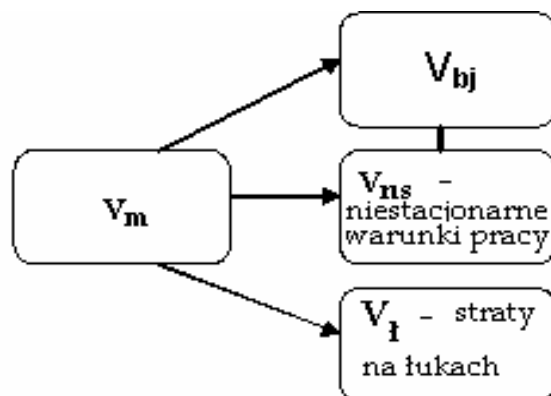
Dla ścisłości dalszych rozważań te warunki ruchu pojazdu nazwano *warunkami manewrowymi*.

### 3. MODELOWANIE ZUŻYCIA PALIWA W FAZIE MANEWROWEJ RUCHU POJAZDU

Wymienione wyżej przypadki są z punktu widzenia czasu przejazdu na długich trasach być może nieistotne, ale na trasach krótkich już są zauważalne, natomiast na trasach bardzo krótkich i ultrakrótkich tworzą „kominowe” wartości przebiegowego zużycia paliwa, sięgające nawet kilkuset  $\text{dm}^3/100 \text{ km}$  [21]. Bardzo silny wpływ na nie ma czas pracy silnika na biegu jałowym.

Tak więc nie uwzględniona w obliczeniach, brakująca objętość paliwa, widoczna na trasach krótkich (rys. 1), może być sumą paliwa pochodzącego z trzech źródeł strat:

1. Zużycie paliwa na biegu luzem w fazie przed włączeniem się do ruchu na trasie przejazdu i w czasie jej zakończenia (rys. 3).
2. Paliwo zużyte na pokonanie zakrętów (ogólniej zmiany kierunku ruchu).
3. Paliwo zużyte w wyniku pracy silnika, w warunkach silnie niestacjonarnych.



Rys. 3. Relacje pomiędzy składowymi zużycia paliwa na warunki manewrowe  $V_m$  dowolnej trasy przejazdu samochodu

Fig. 3. The relations between the components of fuel consumed manoeuvre conditions  $V_m$  of any driving route

W przybliżeniu można określić objętość paliwa traconego w czasie pracy silnika na biegu luzem (jałowym) oraz w wyniku wzrostu oporów toczenia kół samochodu na łukach. Oczywiście jest, że im trasa przejazdu jest dłuższa, tym wpływ zużycia paliwa w fazach początkowej i końcowej trasy jest mniejszy [1]. Sumaryczną objętość paliwa zużytego w wyniku działania powyższych czynników, z uwagi na rodzaj generowanych strat, nazwano objętością manewrową  $V_m$  zużytego paliwa przez pojazd. Jej wartość, istotną na krótkich, pojedynczych i złożonych trasach przejazdu, można w przybliżeniu określić za pomocą programu Eko-Drive '05, jako średnią „niedoliczoną” wartość przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie na poszczególnych trasach, co przedstawia tabela 1 [20].

Tabela 1

Zestawienie „niedoliczonej” średniej objętości paliwa dla krótkich, zamkniętych i złożonych tras przejazdu samochodu klasy B/K, garażowanego frontem do ulicy

Lp.	Trasa złożona (liczba etapów)	$V_m$ $\text{dm}^3$	Opis
1	2	3	4
1.	L = 19 km (2)	0,10	$\Delta H = 0$ m (parkowanie przy drodze)
2.	L = 20 km (2)	0,12	$\Delta H = 0$ m (dojazd do pracy)
3.	L = 21 km (3)	0,20	Jw. + postój 1,5 h przy powrocie na trasę
4.	L = 29 km (4)	0,25	Jak p.2 + dodatkowa trasa 2 x 4,5 km

Przybliżone wartości otrzymuje się dla drugiego samochodu klasy B/K z silnikiem 1,4 ZI, z wyjątkiem tras przejazdu, mających początek i (lub) zakończenie w garażu o bardziej skomplikowanym włączaniu się do ruchu (dwie bramy i dwa „ciasne” zakręty). Powoduje to znaczny wzrost objętości  $V_m$  paliwa, do 0,22  $\text{dm}^3$ . Najkorzystniejszym rozwiązaniem problemu garażowania samochodu, z punktu widzenia oszczędności czasu i paliwa jest garaż ustawiony frontem do ulicy, z automatycznie otwieraną i zamykaną bramą.

### 3.1. Udział objętości paliwa wynikający z czasu pracy silnika na biegu luzem

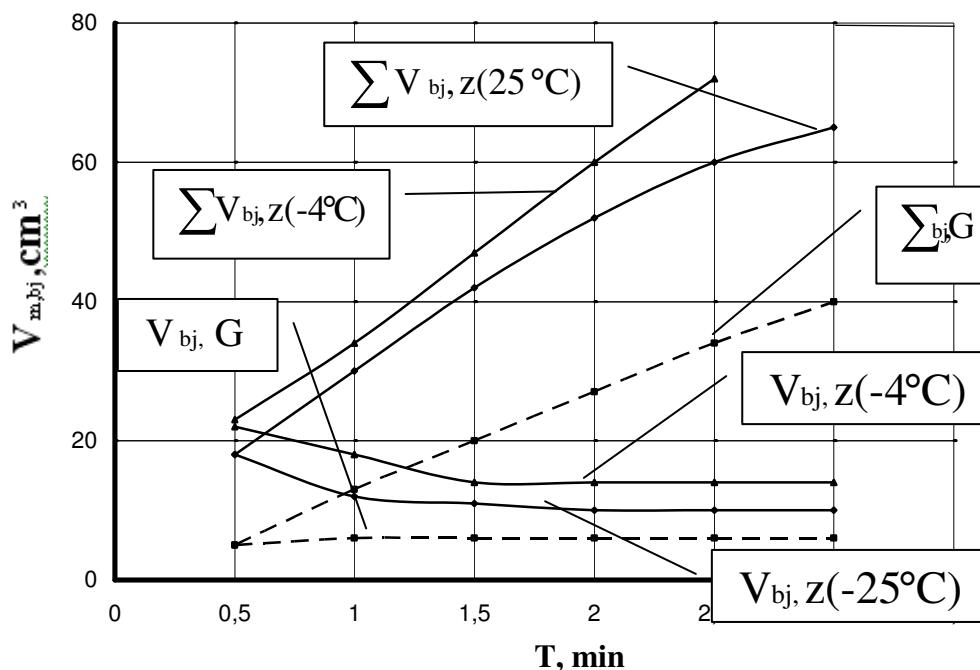
Udział objętości paliwa zużytego w pojeździe przed i po zakończeniu trasy przejazdu, wynikający z pracy silnika na biegu luzem (jałowym), można obliczyć z czasu pracy silnika na biegu jałowym, z uwzględnieniem poprawki na bieg luzem dla silnika. Na dowolnej trasie (etapie trasy wieloetapowej) początek trasy poprzedzony jest fazą realizowaną najczęściej w warunkach stabilizacji cieplnej silnika, faza końcowa natomiast przebiega zawsze w warunkach pełnej ( $L \geq 10$  km) lub częściowej stabilizacji cieplnej. Różnice w objętości zużytego paliwa przez silnik w czasie pracy na biegu jałowym, w funkcji temperatury otoczenia i czasu pracy dla silnika Ecotec 1,6 ZI samochodu klasy B/K przedstawia rys. 4.

Z przedstawionych wykresów wynika, że jedna minuta pracy silnika na biegu jałowym w stanie ustalonym cieplnie opłacona jest zużyciem 13  $\text{cm}^3$  benzyny. Natomiast dla silnika w stanie pełnego wychłodzenia w temperaturze otoczenia 269 K lub 288 K objętość zużytego paliwa wzrasta odpowiednio do 34 i 31  $\text{cm}^3$ . Dla dwóch minut pracy, dla wszystkich trzech stanów pracy silnika objętość paliwa osiągnie wartość odpowiednio: 27, 61 i 53  $\text{cm}^3$ . Dla drugiego badanego samochodu klasy B/K z silnikiem 1,4 ZI wartości  $V_{m,bj}$  będą o około 25 - 30% większe.

W rozpatrywanym okresie, nazwijmy je przygotowawczym i końcowym realizacji trasy przejazdu, dla ścisłości można za pomocą współczynnika proporcjonalności uwzględnić czas pracy silnika na biegu luzem, czyli bez obciążenia z prędkością obrotową znacznie przekraczającą prędkość biegu jałowego. Godzinowe zużycie paliwa wzrasta proporcjonalnie do przyrostu prędkości obrotowej silnika [11, 16].

### 3.2. Wpływ oporów ruchu przy jeździe na łuku (zakręcie)

Drugim stanem pracy samochodu, w którym zwiększona całkowita energochłonność ruchu nie jest uwzględniona w cyklach jezdnych, jest zwiększenie oporów toczenia na łukach. Ten stan obejmuje w zasadzie już trasę przejazdu, gdyż w opisanym wyżej okresie przygotowawczym prędkość jazdy na łukach przy wjeździe do (wyjeździe z) garażu jest tak mała, że wystąpienie bocznego poślizgu opony na zakręcie jest przy przyspieszeniu dośrodkowym  $0,32 \text{ m/s}^2$  mało prawdopodobne (tab. 2 poz. 1) [mit]. Pomiar zużytego paliwa na zakręcie, pokonywanym z różną prędkością o zróżnicowanym promieniu, możliwy jest na drodze pomiaru zwiększonej straty energii kinetycznej w dwu stanach ruchu: po prostej i na zakręcie. Ze względów technicznych prostą zastąpiono jazdą na łuku drogi o promieniu  $R = 63,7 \text{ m}$ , z analogiczną prędkością.



Rys. 4. Zależność objętości manewrowej zużytego paliwa w funkcji czasu pracy silnika na biegu jałowym i temperatury otoczenia ( $V_{m,bj,G}$  - dla silnika ustabilizowanego cieplnie -  $G_j = 0,8 \text{ dm}^3/\text{h}$ )

Fig. 4. The relations of manoeuvre volume of fuel consumption in the function of engine working time on the idle gear and ambient temperature

Pomiary przeprowadzono na jezdni o nawierzchni asfaltowej o różnicy poziomów  $100 \text{ m}$  odcinka pomiarowego  $\Delta H = H_2 - H_1 = 0,5 \text{ m}$ . Położenie punktów granicznych pokazano na rys. 4, a wyniki obliczeń w tab. 2. Do obliczenia współczynnika oporów toczenia samochodu o znanym współczynniku oporów toczenia  $f_t$ , wykorzystać można, przy jeździe wybiegiem na  $100 \text{ m}$  odcinka pomiarowym, zasadę zachowania energii:

$$\Delta E_w = \Delta E_k + \Delta E_p, \quad (1)$$

gdzie :

$\Delta E_w$  - energochłonność ruchu samochodu przy jeździe wybiegiem na  $100 \text{ m}$  drogi, J,  $\Delta E_k$  - różnica energii kinetycznej pojazdu w punktach granicznych, J,  $\Delta E_p$  - różnica energii potencjalnej pojazdu w punktach granicznych, J.

Poza tym, w czasie jazdy na zakręcie, w wyniku bocznego znoszenia samochodu pod wpływem siły odśrodkowej współczynnik oporów toczenia powiększa się o składową oporów toczenia skrętu, co można zapisać:

$$f = f_t + f_s, \quad (2)$$

Po podstawieniu do równania (1) odpowiednich równań na straty: energochłonności ruchu, energii kinetycznej i potencjalnej samochodu i po przekształceniu otrzymano równanie na obliczanie współczynnika oporów toczenia, wynikającego z jego jazdy na zakręcie:

$$f_s = \operatorname{tg} \alpha - \frac{K \cdot v_{sr}^2}{m \cdot g \cdot \cos \alpha} + \frac{(v_1 - v_2)}{2 \cdot t \cdot \cos \alpha} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2 \cdot L \cdot g \cdot \cos \alpha} - \frac{\Delta H}{L \cdot \cos \alpha} - f_t, \quad (3)$$

gdzie:  $\alpha$  - kąt wzdłużnego pochylenia jezdni,  $\operatorname{tg} \alpha = \Delta H/100\text{m}$ ,  $K$  - współczynnik oporów aerodynamicznych samochodu, 0,36 m/kg,  $m$  - masa całkowita samochodu, kg,  $v_1$ ,  $v_2$  - prędkości początkowa i końcowa samochodu na odcinku pomiarowym 100 m, m/s,  $v_{sr}$  - średnia arytmetyczna kwadratów prędkości  $v_1$  i  $v_2$ , m/s,  $t$  - czas przejazdu, s,  $L$  - długość odcinka pomiarowego, 100 m,  $f_t$  - współczynnik oporów toczenia samochodu przy jeździe prostoliniowej, 0,0125,  $g$  - przyspieszenie ziemskie.


Tabela 2

Przyspieszenia dośrodkowe i ekwiwalent paliwa  $V_{m,t}$  zużyty na pokonanie oporów toczenia wynikających z jazdy na łuku drogi

Lp.	Promień skreću R m	25 km/h 6,94 m/s		30 km/h 8,33 m/s		35 km/h 9,72 m/s		5,0 km/h 1,4 m/s	
		a m/s <sup>2</sup>	$V_{m,t}$ cm <sup>3</sup>	a m/s <sup>2</sup>	$V_{m,t}$ cm <sup>3</sup>	a m/s <sup>2</sup>	$V_{m,t}$ cm <sup>3</sup>	a m/s <sup>2</sup>	$V_{m,t}$ cm <sup>3</sup>
1	6	-	-	-	-	-	-	0,32	0
2	11	4,38	1,6	4,48	1,9	8,56	2,6	0,18	0
3	15,5	3,1	1,0	4,48	1,4	6,10	2,3	0,13	0
4	20	2,41	0,8	3,47	1,0	4,72	2,0	0,1	0
5	63,7	0,76	0,3	1,1	0,45	1,48	1,0	0,03	0

Tabela 3

Charakterystyka tras przejazdu pod względem zmian prostoliniowości ruchu

Opis trasy	Długość trasy km	Ilość/gęstość zmian kierunku ruchu			
		Łuki 90°	km/90° <sup>1</sup>	Łuki ≥120°	„S” 
<b>Trasy krótkie i średnie:</b>					
1. C-K <sub>d</sub> ; ΔH = 19 m	10,7	8	<b>1,34</b>	2	3
2. C-K <sub>k</sub> ; ΔH = 19 m	9,4	9	<b>1,04</b>	1	2
3. K-C <sub>k</sub> ; ΔH = -19 m	8,9	9	<b>0,99</b>	4	2
4. K-C <sub>d</sub> ; ΔH = -19 m	9,8	9	<b>1,09</b>	3	2
5. WG-Za; ΔH = -264 m	9,4	3	<b>3,13</b>	14	1
6. K-B; ΔH = -15 m	17,3	11	<b>1,57</b>	8	1
7. K-T-C; ΔH = -19 m	46,9	21	<b>2,23</b>	19	10
8. K-G; ΔH = 48 m	34,6	18	<b>1,92</b>	9	3
9. K-G <sub>AB</sub> ; ΔH = 48 m	32,2	13	<b>2,48</b>	9	5
<b>Trasy długie:</b>					
1. C-WG; ΔH = -123 m	95,6	14	<b>6,83</b>	21	6
2. WG-Z; ΔH = -364 m	186,3	26	<b>7,16</b>	44	8
3. C-W-wa; ΔH = 178 m	321	25	<b>12,8</b>	54	6

<sup>1</sup> - ilość km przypadająca na jeden zakręt o kącie prostym, „S” - zmiana trajektorii ruchu związana z przejazdem samochodu przez dwa pasy (wjazd/zjazd z autostrady)

Z wyników obliczeń, przedstawionych w tab. 2, nasuwa się wniosek, że jazda na zakręcie prostokątnym, w zależności od prędkości przejazdu o określonym promieniu skreću R, z powodu bocznego poślizgu kół jezdnych, powoduje stratę energii kinetycznej, wyrażonej za pomocą ekwiwalentu paliwa, o wartości 0 - 2,5 cm<sup>3</sup>. Wartość ta może mieć istotny wpływ na przebiegowe zużycie paliwa dopiero w przypadku dużego stężenia zakrętów na trasie przejazdu, jak pokazują

przykłady (1-4) kol. 4 tab. 3. W pierwszych czterech przypadkach scharakteryzowanych tras przejazdu jest to wzrost przebiegowego zużycia paliwa średnio o 0,05 - 0,25 dm<sup>3</sup>/100 km.

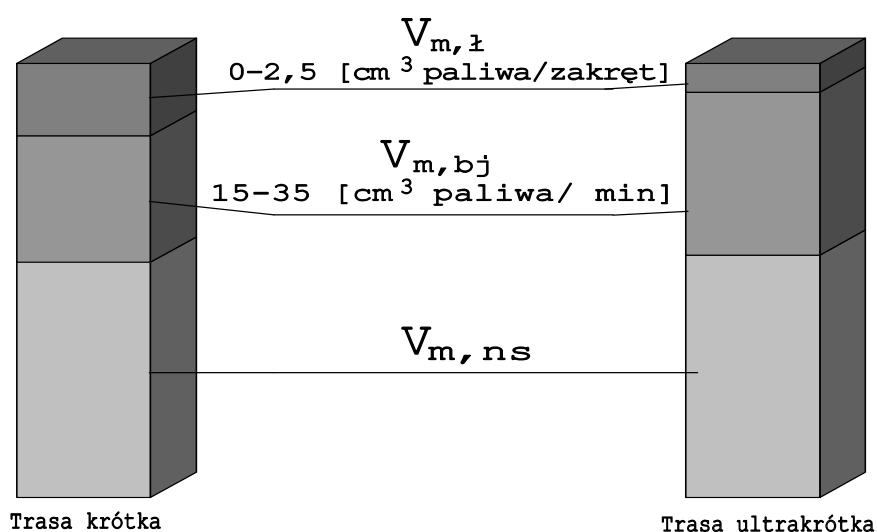
Z przedstawionego wyżej materiału wynika, że z trzech składowych strat paliwa na tzw. warunki manewrowe samochodu, dwie są możliwe do przybliżonego wyznaczenia. Trzecią, wynikającą z pracy silnika w warunkach silnie niestacjonarnych, charakterystycznych dla warunków granicznych realizowanej trasy przejazdu samochodem, można wyznaczyć z bilansu  $V_m$ .

#### 4. ZNACZENIE OBJĘTOŚCI MANEWRWEJ $V_m$ W BILANSIE PRZEBIEGOWEGO ZUŻYCIA PALIWA

Wyznaczona w przyjętym algorytmie obliczeń, na podstawie danych statystycznych, **objętość manewrowa**  $V_m$  zużytego paliwa ma szczególne znaczenie w bilansie przebiegowego zużycia paliwa na trasach o długości przebytej drogi poniżej 5 km, zwanych bardzo krótkimi i ultrakrótkimi (< 0,1 km). Długość tych ostatnich tras została tak dobrana, że stanowi składnik „brzegowy” właściwej trasy przejazdu i ma w zasadzie znaczenie manewrowe (załadunek, końcowe parkowanie, itp.).

Wyliczoną w tab. 1 objętość  $V_m$  paliwa dla samochodu osobowego klasy B/K można przedstawić jako sumę trzech składowych, co przedstawia rys. 5. Charakterystyczne wydaje się, że składowa zużytego paliwa potrzebna na pokonanie zakrętów  $V_{m,i}$  nie jest zależna od dwu pozostałych, gdyż o jej wielkości decydują natężenie i technika pokonywania zakrętów na trasie.

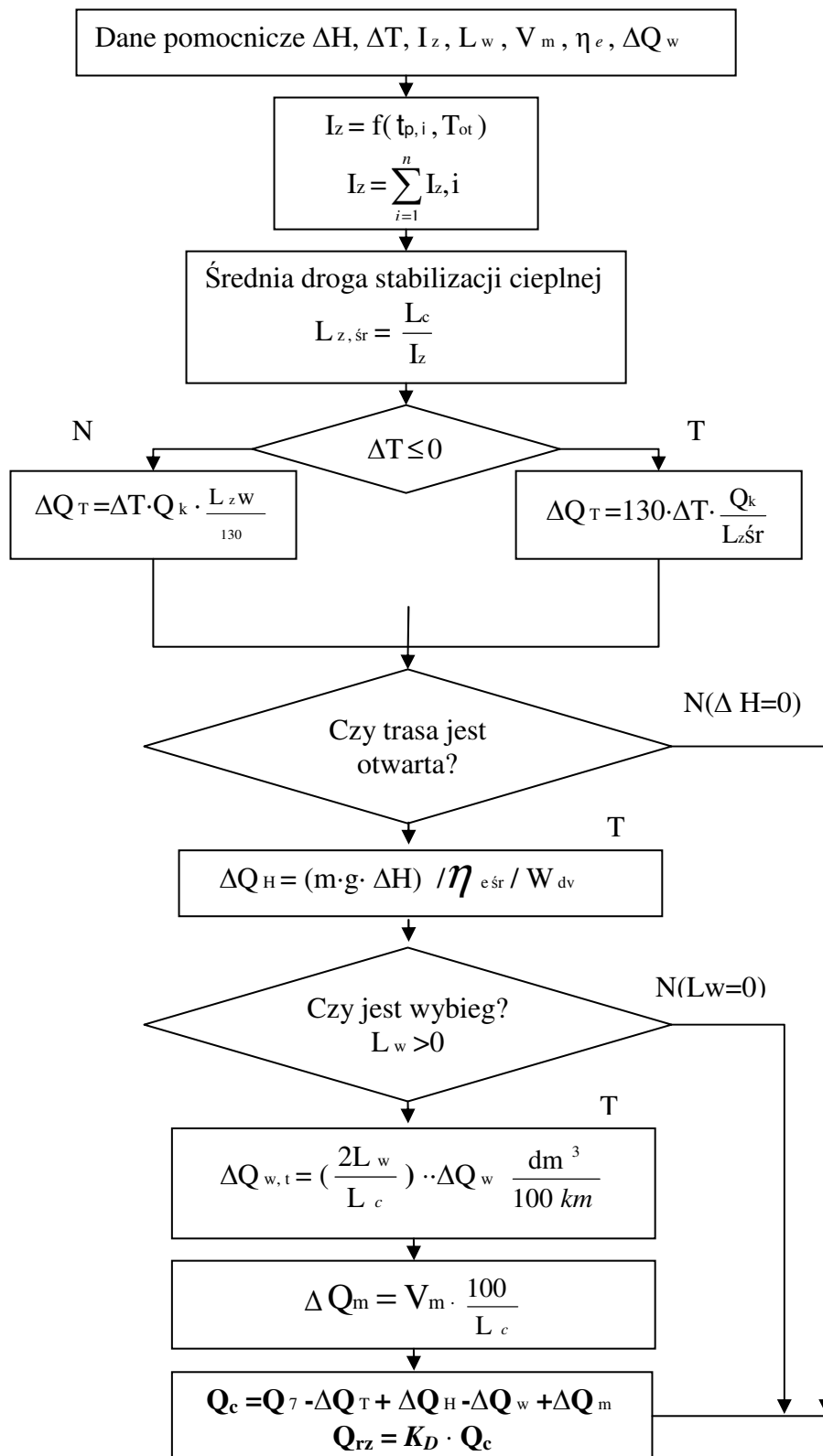
Natomiast pozostałe dwie składowe  $V_m$  są w pewnym stopniu współzależne, tzn. wzrost jednej powoduje przeważnie zwiększenie drugiej. Widoczne to jest w przytaczanym przykładzie samochodów klasy B/K, garażowanych w bardzo zróżnicowanych warunkach: garażowanie z dwoma bramami wyjazdowymi na zapleczu domu ( $V_m = 0,22$  dm<sup>3</sup>) oraz garażowanie od frontu ulicy dojazdowej, z bramą uchylną ( $V_m = 0,12$  dm<sup>3</sup>).



Rys. 5. Objętość manewrowa paliwa  $V_m$  jako suma strat trzech składowych, nieuwzględnionych w przebiegowym zużyciu paliwa wybranych cykli jezdnych

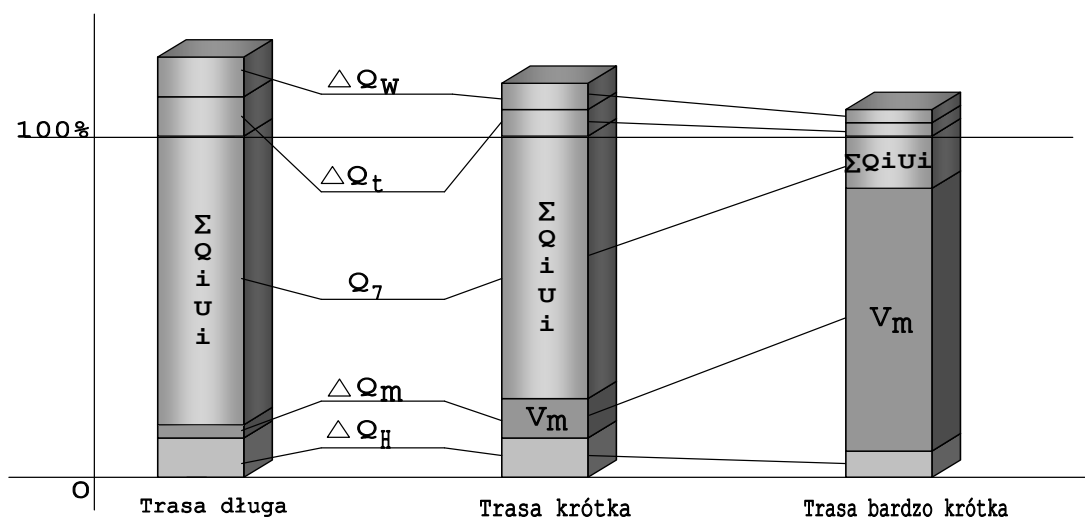
Fig. 5. Manoeuvre volume of fuel  $V_m$  as a sum of losses of the three components not considered in the mileage fuel consumption for the chosen driving cycles

Na trasach ultrakrótkich, charakteryzowanych „kominowymi” wartościami przebiegowego zużycia paliwa, rozkład udziału poszczególnych składowych w objętości manewrowej paliwa  $V_m$  może być nieco inny, co pokazuje rys. 5. Jednak szczególne korzyści z wprowadzenia do algorytmu obliczeń przebiegowego zużycia paliwa w programie Eko Drive 2005 objętości  $V_m$  odniesiono na trasach bardzo krótkich i ultrakrótkich. Dla nich, z „kominowym” przebiegowym zużyciem paliwa, objętość manewrowa zużytego paliwa będzie miała dominujący udział, co przedstawiono na rys. 6.



Rys. 6. Algorytm obliczania przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie osobowym  
 Fig. 6. Algorithm of mileage fuel consumption calculation for a passenger car





Rys. 7. Model fizyczny obliczania przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie osobowym w jeździe rzeczywistej (opis w tekście)

Fig. 7. The physical model of mileage fuel consumption calculation for a passenger car in a real drive

Rdzeń wartości obliczanego przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie jadącym na dowolnej trasie, w warunkach rzeczywistych stanowi (w przyjętym modelu obliczeń) ważone przebiegowe zużycie paliwa, w temperaturze odniesienia 266 K, wyrażone za pomocą pięciu cykli jezdnych - oznaczonych symbolem  $Q_7$ . Jego wartość jest korygowana za pomocą poprawki temperaturowej  $\Delta Q_T$  i ewentualnie, w przypadku jazdy wybiegiem, poprawki  $\Delta Q_w$ .

Na otwartych trasach przejazdu należy uwzględnić zmianę energii potencjalnej samochodu, co, jak pokazuje praktyka, może mieć znaczny wpływ na wartość końcową obliczanego przebiegowego zużycia paliwa  $Q_c$ . Zwłaszcza wtedy, gdy utracie końcowej energii potencjalnej samochodu towarzyszą zwiększone możliwości jazdy wybiegiem, co na trasie o długości 105 km może, dla wzmiankowanego wyżej samochodu, pozwoli osiągnąć zużycie paliwa 5,1-5,2 dm<sup>3</sup>/100 km, podczas gdy przy jeździe w odwrotnym kierunku  $Q$  wynosi 6,2-6,4 dm<sup>3</sup>/100 km ( $m_c = 1550$  kg,  $\Delta H = 403$  m).

Na koniec w obliczeniach należy uwzględnić wpływ objętości manewrowej  $V_m$  na przebiegowe zużycie paliwa w samochodzie. Na bardzo długich trasach przejazdu wpływ ten jest nieistotny, a wprowadzony dla tras krótkich i średnich, ma największe znaczenie dla tras przejazdu bardzo krótkich i ultrakrótkich. W ten sposób fizyczny model obliczeń przebiegowego zużycia paliwa ma szansę znaleźć zastosowanie do obliczeń przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie dla trasy przejazdu o dowolnej długości. Należy tylko pamiętać o pewnych warunkach brzegowych obliczeń poprawki temperaturowej  $\Delta Q_T$  [3].

Dokładność obliczeń przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie osobowym, za pomocą przedstawionego na rys. 7 algorytmu, należy jeszcze sprawdzić w zakresie bardzo krótkich i ultrakrótkich tras przejazdu, po uprzednim określeniu wpływu na objętość manewrową paliwa najważniejszych czynników związanych z manewrowaniem pojazdem na początku i końcu trasy przejazdu.

## 5. WNIOSKI KOŃCOWE

Na podstawie zaprezentowanego materiału można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Opracowany algorytm pozwala na obliczanie przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie osobowym z dokładnością  $\pm 5\%$  na dowolnej trasie o długości nie mniejszej niż 5 km; w zależności od przyjętej metody – wybranych parametrów lub kwantyfikacji prędkości – przedział ufności otrzymanych wyników wynosi odpowiednio ok. 73 i 85%.

2. Ważną rolę, w przyjętym modelu obliczeń przebiegowego zużycia paliwa, na trasach przejazdu do 20 km, spełnia nieuwzględniona w pełni, w żadnym z pięciu przyjętych cykli jezdnych objętość paliwa zużytego przez silnik na manewrowe warunki pracy pojazdu i silnika, oznaczona przez  $V_m$ .
3. Ilościowa ocena dwóch pierwszych składowych manewrowej objętości paliwa  $V_m$  na początku i na końcu pojedynczej trasy przejazdu samochodu umożliwi zwiększenie dokładności obliczeń przebiegowego zużycia paliwa na trasach bardzo krótkich i ultrakrótkich (od 0,005 km wzwyż).
4. Współczynnik dynamiki jazdy ( $K_D = 1,0 - 1,5$ ) może mieć duże praktyczne znaczenie w ocenie energooszczędnej techniki sterowania samochodem na dowolnych trasach przejazdu przez kierowców zawodowych (wyznaczanie norm zużycia paliwa w samochodzie na danych trasach przejazdu w postaci „widełek” przebiegowego zużycia).

## Literatura

1. Ubysz A.: *Warunki brzegowe w obliczeniach numerycznych rzeczywistego zużycia paliwa w samochodzie*, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Transport nr 63, Gliwice 2006.
2. Pelkmans L. i inni.: *Development of a simulation tool to calculate fuel consumption and emission of vehicle operating in dynamic conditions*. SAE International 2004.
3. Nasser S. H. i inni.: *Computer Simulation of Vehicle's Performance and Fuel Consumption Under Steady and Dynamic Driving Conditions*. Society of Automotive Engineers, 1998.
4. Silva C. M. i inni.: *Calculation of Fuel Consumption and Engine-Out Emissions in Ecoges*. Instituto Superior Tecnico, Lisbon, Portugal 2001.
5. Soltic P., Guzzella L.: *Verbrauchsvergleich verschiedener Verbrennungsmotorkonzepte für Leichtfahrzeuge*. Motortechnische Zeitschrift, nr 7-8/2001, s. 590-596.
6. Schmidt G., Liebl J.: *Senkung der Pkw - CO<sub>2</sub> - Emission - wirksame Maßnahmen für alle Betriebsbedingungen*. MTZ nr 8, 2001.
7. Capiello A. i inni.: *A statistical model of vehicle emission and fuel consumption*. Proceedings of the IEEE 5-th International Conference, 2002.
8. Kishi Y. i inni.: *A method for estimating traffic flow and fuel consumption - using traffic simulations*. Social and Advanced Research Laboratory, Transportation Research Laboratory, Tokyo, Japan 1995.
9. Silva C. M. i inni.: *EcoGest – Numerical modelling of the dynamic, fuel consumption and tailpipe emissions of vehicle equipped with spark ignition engines*. Instituto Superior Tecnico, Portugal 2002
10. Tong H. Y. i inni.: *On-Road Motor Vehicle Emission and Fuel Consumption in Urban Driving Conditions*. Journal of the Air&Waste Management Association, volume 50, april, 2000.
11. Siłka W.: *Energochłonność ruchu samochodu*. WNT, Warszawa 1997.
12. Siłka W., Hetmańczyk J.: *Estymacja parametrów modelu energetycznego samochodu na podstawie próby wybiegu*. Teza Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych, PAN, z. 21, Kraków 2000, s.173-184.
13. Siłka W.: *Analiza energochłonności ruchu samochodu ze zmienną prędkością*. Studia i Monografie, z. 80, WSI w Opolu, Opole 1995.
14. Ubysz A.: *Analiza wyników obliczeń współczynnika oporów toczenia metodą wybiegu ze stałą prędkością na zjeździe*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Transport nr 43, Gliwice 2001.
15. Wajand J. A., Wajand J.T.: *Tłokowe silniki spalinowe*. WNT, Warszawa 1993.
16. Ubysz A.: *Energochłonność samochodu a zużycie paliwa w złożonych warunkach ruchu*. Monografia. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
17. Neunzig D., Benmimoun A.: *Potentiale der vorausschauenden Fahrerassistenz zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs*. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik, 2002.
18. Gillespie T. D.: *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE Inc. 400 Commonwealth Drive Warrendale, PA.
19. Ubysz A.: *Energochłonność samochodu a zużycie paliwa w złożonych warunkach ruchu*. Gliwice 2003.

20. Ubysz A.: *Algorytm przebiegowego zużycia paliwa samochodu osobowego w warunkach jazdy rzeczywistej na podstawie zużycia w wybranych cyklach jezdnych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, nr 48, 2003.
21. Ubysz A.: *Pomiar zużycia paliwa w samochodzie osobowym za pomocą Motografu*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Transport, z. 57, 2005.

Received 22.11.2006; accepted in revised form 22.05.2007