

Aleksander UBYSZ

PRZYCZYNY WZROSTU PRZEBIEGOWEGO ZUŻYCIA PALIWA W SAMOCHODZIE W RUCHU RZECZYWISTYM

Streszczenie. W artykule przedstawiono przyczyny ewentualnych rozbieżności pomiędzy rzeczywistym a homologacyjnym przebiegowym zużyciem paliwa w samochodach osobowych. Zaprezentowane analizy oparto na najnowszych wynikach badań, uzyskanych w ostatnich latach przez autora i w ośrodkach zagranicznych.

THE CAUSES OF THE INCREASE OF MILEAGE FUEL CONSUMPTION OF A CAR IN REAL DRIVING CONDITIONS

Summary. The causes of probable divergences between the real and the officially certified mileage fuel consumption in cars have been presented in the paper. The discussed analysis has been based on the latest examination results obtained by the writer of this paper and by the foreign research centers.

1. WSTĘP

Użytkownicy samochodów osobowych w ostatnich latach przy ich zakupie zwracają szczególną uwagę na przebiegowe zużycie paliwa. Producenci samochodów mają obowiązek podać jego wartość dla ściśle określonych warunków pracy samochodu w tzw. homologacyjnych cyklach jezdnych. W Unii obowiązujące cykle jezdne, dla których oblicza się przebiegowe zużycie paliwa w samochodzie, w ostatnich 13 latach ewoluowały od cykli miejskiego (gorącego) i stałych prędkości (90 i 120 km/h) do ważonego z cyklu miejskiego (zimnego) i drogowego, nazwanego NEDC (New European Drive Cycle) [1, 2, 3, 4]. Dodatkowo podaje się drogową emisję dwutlenku węgla (g/km), która jest ściśle związana z przebiegowym zużyciem paliwa (z 1,0 dm³/100 km ON 26,5 g/km, z benzyny 24,5 g/km).

Powyższe zmiany znacznie przybliżyły homologacyjne zużycie paliwa w samochodzie do rzeczywistego. Jednak nawet wprowadzenie od dawna oczekiwanych zmian przebiegów prędkości pojazdu w cyklach jezdnych, wzorowanych na statystycznych przebiegach rzeczywistych (program Arthemis), jak to od dawna ma miejsce w USA, w małym stopniu polepszy odwzorowanie rzeczywistego zużycia paliwa w samochodzie [5]. W artykule przedstawione zostaną, wg ich znaczenia, podstawowe przyczyny ewentualnych rozbieżności.

2. MAŁA DYNAMIKA CYKLI HOMOLOGACYJNYCH

Zagadnienie małej dynamiki przyspieszania samochodu w cyklach homologacyjnych wielokrotnie poruszano w literaturze [6, 7]. Jest to wynik produkowania w przeszłości samochodów osobowych o małym wskaźniku mocy użytecznej na jednostkę masy, co było zgodne z ekonomicznym zakresem pracy silnika na charakterystyce ogólnej, lecz sprzeczne z zamkniętą regulacją składu mieszanki w silnikach z katalizatorami 3-funkcyjnymi [8, 9].

Mała dynamika przyspieszania samochodu jest równoznaczna z ekonomicznym sterowaniem prędkością samochodu, co szczegółowo opisano w pracy [10, 11]. Najlepiej ją w ruchu rzeczywistym charakteryzuje moc jednostkowa dodatkowych oporów ruchu pojazdu ($a^* \cdot v$), W/kg. Jest to moc użyteczna na jednostkę masy samochodu wynikająca z częściowo odwracalnych oporów ruchu samochodu: bezwładności i wzniesienia, zgrupowanych razem w równaniach (2) – (5).

Na wstępie należy podkreślić, że niezbędną moc użyteczną silnika napędowego można obliczyć z iloczynu siły napędowej samochodu i prędkości ruchu. Siła napędowa na kołach wynika z sumy oporów ruchu samochodu (1). Dzieliąc obie strony równania przez masę pojazdu, otrzyma się równanie mocy użytecznej na jednostkę masy pojazdu lub krótko moc jednostkową:

$$N_e = (F_t + F_p + F_w + F_b) \cdot v / \eta_p \quad (1)$$

$$N_e/m = [(F_t + F_p) + (F_w + F_b)] \cdot v / (m \cdot \eta_p) \quad (2)$$

gdzie: F_t – siła oporów toczenia, N,
 F_p – siła oporów powietrza, N,
 F_w – siła oporów wzniesienia, N,
 F_b – siła oporów bezwładności, N,
 v – prędkość, m/s,
 m – masa samochodu, kg
 N_e – moc efektywna (użyteczna) silnika, W,
 η_p – sprawność układu przeniesienia napędu.

W równaniu (2) składowe sił od oporów ruchu samochodu zgrupowano parami: w pierwszym nawiasie nieodwracalne opory ruchu w warunkach ziemskich (F_{op}), a w drugim dodatkowe opory ruchu samochodu: wzniesienia i bezwładności, które to składowe są częściowo odwracalne [2, 13].

Ponieważ prawą stronę równania można rozbić na dwie składowe mocy jednostkowej: nieodwracalnych i odwracalnych oporów ruchu, w związku z tym równanie (2) można rozpisać na:

$$N_e/m = N_{e,op}/m + N_{e,a^*}/m \quad (3)$$

po podstawieniu i rozwinięciu składowych sił oporów ruchu z równania (2) otrzymano:

$$N_m = (g \cdot f \cdot v + K \cdot v^3/m) / \eta_p + (g \cdot p + a \cdot \delta) \cdot v / \eta_p \quad (4)$$

w uproszczonej formie

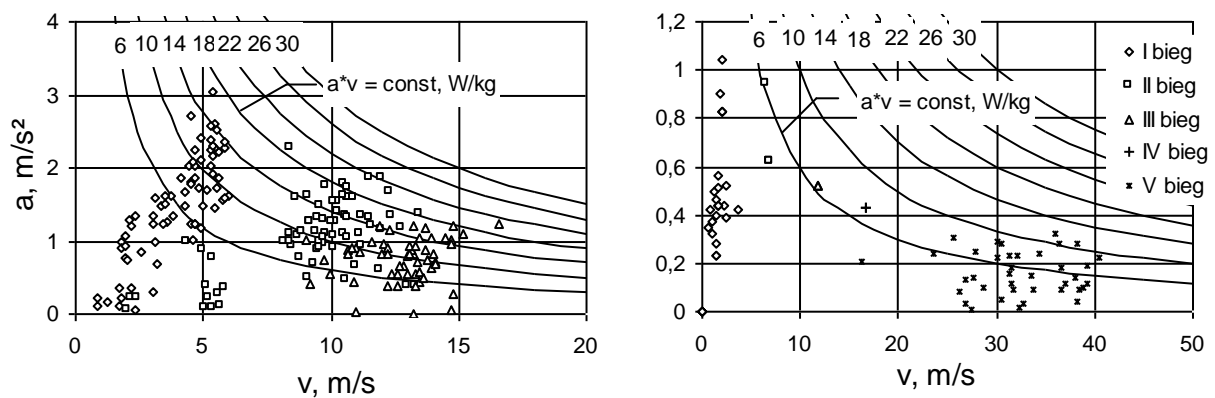
$$N_m = N_{m,op} + N_{m,a^*} \quad (5)$$

gdzie:

N_m – moc jednostkowa silnika na jednostkę masy pojazdu, W/kg,
 $N_{m,op}$ – moc jednostkowa nieodwracalnych oporów ruchu, W/kg,
 N_{m,a^*} – moc jednostkowa dodatkowych oporów ruchu, W/kg,
 f – współczynnik oporów toczenia,
 K – współczynnik oporów powietrza, kg/m,
 $p = \sin \alpha$ – wzdłużne pochylenie jezdni,
 a – przyspieszenie samochodu, m/s^2 ,
 g – przyspieszenie ziemskie, $9,81 m/s^2$,
 δ – współczynnik mas wirujących pojazdu.

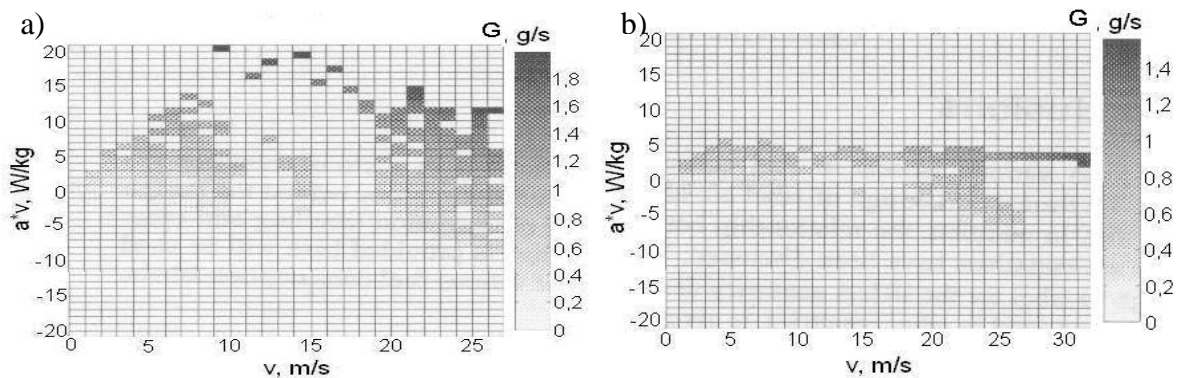
O ile większa jest dynamika rozpędzania samochodu klasy B/K z silnikiem 1,6 ZI na trzech pierwszych przełożeniach przedstawia to rys. 1. Drugi człon równania (4) oznaczono w skrócie przez $(a \cdot v)$ lub $(a \cdot v)$.

Wielu specjalistów uważa, że większe obciążenie silnika to wyżej położony punkt pracy na charakterystyce ogólnej i jego większa sprawność efektywna w zamianie ciepła na pracę użyteczną. Często nie znajduje to potwierdzenia w rzeczywistym przebiegowym zużyciu paliwa w samochodzie, o czym świadczą zadane parametry pracy w montowanych w niektórych samochodach sterownikach prędkości. Na rys. 2 przedstawiono zakres pracy i czasowego zużycia paliwa silnika w takim pojeździe w dyskretnych przedziałach pracy [11]. Ustalony w sterowniku zakres mocy jednostkowej dodatkowych oporów ruchu dwukrotnie zmniejsza strumień zużytego paliwa.



Rys. 1. Porównanie mocy jednostkowej dodatkowych oporów ruchu samochodu w ruchu rzeczywistym (na lewo) i w wybranych cyklach jezdnych: NEDC i AB (na prawo)

Fig. 1. The comparison of unitary power of the additional car movement resistance in real driving conditions(a) and in selected driving cycles: NEDC and AB (b)

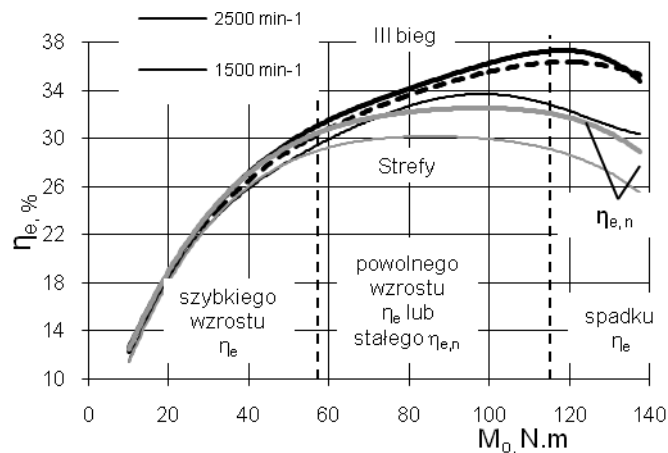


Rys. 2. Wpływ sterowania prędkością pojazdu na zużycie paliwa w ruchu rzeczywistym na przykładzie Forda Fiesty ZI 1.25: a) bez sterownika; b) ze sterownikiem prędkości [8]

Fig. 2. The impact of driving speed control upon fuel consumption in real driving conditions in Ford Fiesta ZI 1.25; a)without speed control, b)with speed control

Jest kilka przyczyn zmniejszenia zużycia paliwa w wyniku ograniczania przyspieszania samochodu. Pierwsza to ograniczenie prędkości do wartości optymalnej (bezpiecznej) w każdych warunkach ruchu. Zbyt energiczne jej zwiększanie prowadziło do stanu jej przekroczenia i konieczności rozpraszania energii przez hamowanie, a w najlepszym przypadku hamowania silnikiem. Ale nawet przy odciętym zasilaniu paliwem (funkcja „engine off”) generowane są w silniku znacznie większe straty mechaniczne (tarcia) na biegu luzem n_{bl} , niż na biegu jałowym, gdyż $n_{bl} \gg n_j$. Poza tym w ruchu na obszarze zabudowanym

za przedłużeniem fazy rozpędzania samochodu z mniejszą dynamiką przemawia równoczesne skrócenie fazy pracy przy obciążeniu, dla którego sprawność efektywna silnika jest często poniżej 10%. Jak pokazują obliczenia symulacyjne zużycia paliwa w samochodzie z silnikiem 1,4 ZI w cyklu dwufazowym, wariacje obciążenia silnika w każdej fazie, tak aby $v_{sr} = \text{const}$, pozwalają zaoszczędzić zaledwie maksimum 0,3 dm³/100 km. Największe oszczędności uzyskać można, gdy zastosujemy w drugiej fazie jazdę z rozłączonym napędem [3].



Rys. 3. Charakterystyki obciążeniowe sprawności efektywnej silnika 1,6 ZI z zaznaczonym spadkiem sprawności dla przyspieszeń na 3. biegu

Fig. 3. Load characteristics of effective efficiency of 1.6 SI engine with a marked decrease of efficiency for acceleration values in the third gear

Druga przyczyna zwiększonego zużycia paliwa to spadek sprawności efektywnej silnika z charakterystyki ogólnej od niestacjonarnych warunków pracy. Autor rozwiązał to zagadnienie dla niestacjonarnych warunków pracy od prędkości obrotowej, ale i od obciążenia należy oczekiwać spadku sprawności efektywnej, zwłaszcza przy gwałtownym wciśnięciu pedału przyspieszenia [7]. Na rys. 3, przykładowo, dla dwóch charakterystyk obciążeniowych pokazano wartość spadku sprawności efektywnej silnika z charakterystyki ogólnej w zależności od obciążenia, które jest silnie skorelowane z mocą jednostkową dodatkowych oporów ruchu ($a \cdot v$).

3. SPADEK SPRAWNOŚCI SILNIKA W NIESTACJONARNYCH WARUNKACH PRACY

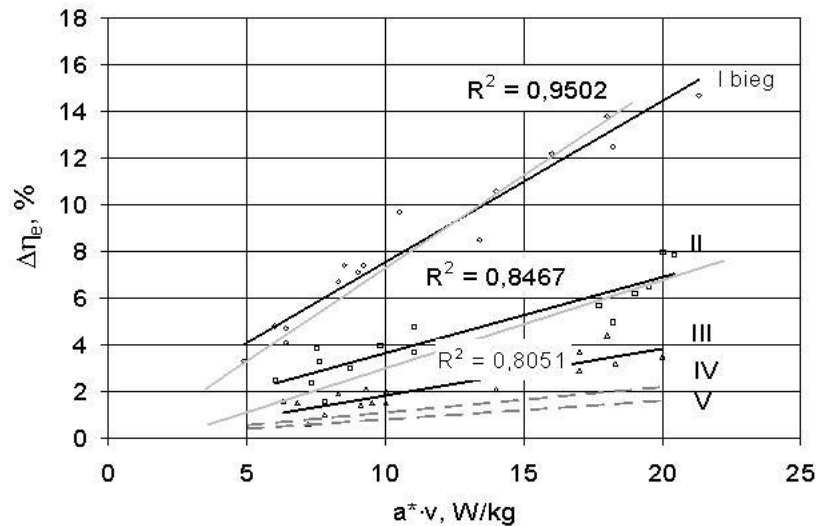
Niestacjonarne (dynamiczne) warunki pracy silnika zdefiniowano za pomocą trzech stanów roboczych: gdy w czasie zmienia się prędkość obrotowa i obciążenie lub jedna z tych wielkości oddzielnie. Dotychczas metodą bilansu zużytego paliwa dla samochodu z silnikiem ZI określono w przybliżeniu wpływ niestacjonarnych warunków pracy od prędkości obrotowej na sprawność efektywną z charakterystyki ogólnej [7, 12]. Ich miarą jest przyrost prędkości obrotowej silnika w jednostce czasu: $v_n = \Delta n / \Delta t$.

Spadek sprawności efektywnej w niestacjonarnych warunkach pracy związany jest ze wzbogaceniem mieszanki ($\lambda < 1$) w adaptacyjnym sterowaniu silnikiem [8, 9]. Na rys. 4 przedstawiono wpływ niestacjonarnych warunków pracy silnika od prędkości obrotowej na spadek sprawności efektywnej silnika dla średniej prędkości obrotowej silnika $n_{sr} = 2300 \text{ min}^{-1}$. Na podstawie obliczonych dla dwóch średnich prędkości obrotowych charakterystyk $\Delta g_e = f(v_n)$ otrzymano mapę dynamiczną zmian jednostkowego zużycia paliwa z charakterystyki ogólnej w zależności od v_n i średniej prędkości obrotowej n_{sr} (rys. 5). Założono przy tym liniowy wpływ prędkości obrotowej silnika na czas reakcji

w adaptacyjnym systemie sterowania, dzięki czemu zależność pomiędzy n_{sr} (s^{-1}), v_n (min^{-1}/s) i Δg_e ($g/(kW \cdot h)$) można opisać formułą:

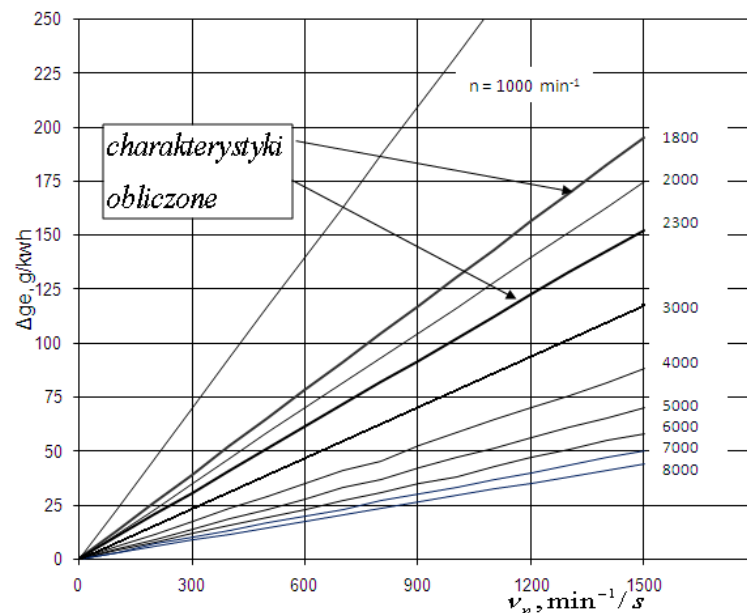
$$\Delta g_e = 233 \cdot v_n / n_{sr} \quad (6)$$

gdzie: 233 ($g \cdot min$)/($kW \cdot h$) – współczynnik proporcjonalności wyliczony na podstawie dwóch charakterystyk $\Delta g_e = f(v_n)_{n=const}$ dla $n_{sr} = 1800$ i 2300 min^{-1} .



Rys. 4. Charakterystyki spadku sprawności efektywnej $\Delta \eta_e$ silnika dla poszczególnych przełożeń skrzynki biegów w funkcji ($a^* \cdot v$)

Fig. 4. Characteristics of effective efficiency drop based on SFC map of 1.6 engine for each purchase of the gear box in B/K class car in function



Rys. 5. Charakterystyki wzrostu jednostkowego zużycia paliwa z charakterystyki ogólnej w niestacjonarnych warunkach pracy od prędkości obrotowej v_n

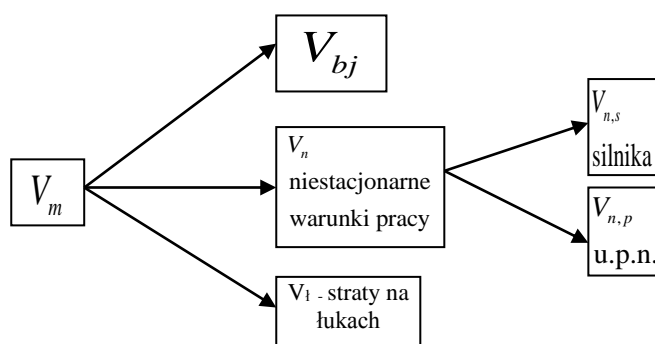
Fig. 5. Characteristics of SFCC rise based on SFC map of 1.6 ZI engine in B/K class car in v_n function (for two average of engine speed)

4. MANEWROWA OBJĘTOŚĆ PALIWA

W ruchu rzeczywistym należy liczyć się z nieprzewidzianym w homologacyjnych cyklach jezdnych dodatkowym zużyciem paliwa na:

- pokonanie zwiększonych oporów przy zmianie kierunku ruchu,
- zwiększone opory w brzegowych warunkach ruchu,
- ponadnormatywne zużycie paliwa na biegu jałowym.

Na rys. 6 przedstawiono składowe manewrowej objętości paliwa zużytego ponad zużycie paliwa obliczone dla zmiennego ważonego cyklu jezdnych [13]. W pięciu przewidzianych do symulacji ruchu samochodu wybranych cyklach jezdnych dwa służą do symulacji zużycia paliwa w ruchu w warunkach zatłoczonych ulic, a z pozostałych tylko cykl miejski ma znaczny udział w pracy silnika na biegu jałowym (30%). Przez pojęcie ponadnormatywnego zużycia paliwa na biegu jałowym rozumieć należy nieuzasadnione warunkami trzymanie silnika na biegu jałowym w czasie postoju samochodu. Instrukcje wielu samochodów zalecają wyłączenie silnika w przypadku zatrzymania pojazdu na dłużej niż 60 s.



Rys. 6. Relacje pomiędzy składowymi zużytego paliwa a warunkami manewrowymi V_m
Fig. 6. The relations between the components of consumed fuel and V_m maneuvering conditions

Objętość manewrowa zużytego paliwa, wynikająca ze zmiany kierunku ruchu, zależy od techniki i częstotliwości wykonywania tego manewru na trasie. Zmiany kierunku ruchu o 90° , przypadające na każdy km trasy przejazdu, mogą zwiększyć zużycie paliwa od 0,05 do 0,5 $\text{dm}^3/100 \text{ km}$ [7]. W tabeli 1 podano wartości objętości manewrowej V_m , obliczonej metodą statystyczną jako niedoliczona objętość zużytego paliwa w zmiennym ważonym cyklu jezdnych na trasach krótkich. Oczywiście jest, że ze wzrostem długości trasy, z przewagą ruchu poza obszarem zabudowanym, V_m traci na znaczeniu.

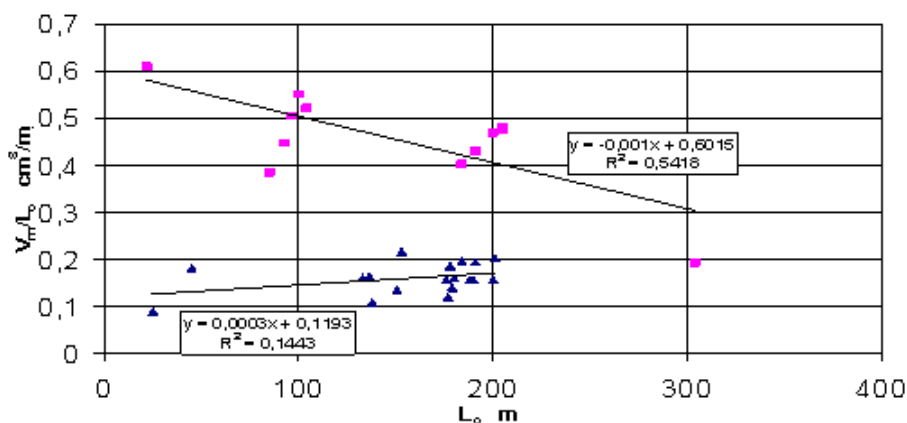
Tabela 1

Objętość manewrowa zużytego paliwa dla zamkniętych, złożonych tras przejazdu samochodów klasy B/K

Lp.	Trasa złożona (liczba tras)	V_m dm^3	Opis warunków brzegowych
1	2	3	4
1.	L = 19 km (2)	0,10	$\Delta H = 0 \text{ m}$ (parkowanie uproszczone – poza garażem)
2.	L = 20 km (2)	0,12	$\Delta H = 0 \text{ m}$ (garaż/plac parkingowy)
3.	L = 21 km (3)	0,20	Jw. + postój 1,5 h na trasie powrotnej
4.	L = 29 km (4)	0,25	Jak p.2 + dodatkowa trasa 2 x 4,5 km
5.	L = 20 km (2)	0,20	Jak w (2) lecz b. trudne warunki garażowania

Największy udział paliwa w objętości manewrowej V_m mogą mieć brzegowe warunki ruchu, w których pojazd jest włączany do i wyłączany z ruchu. W znormalizowanych cyklach

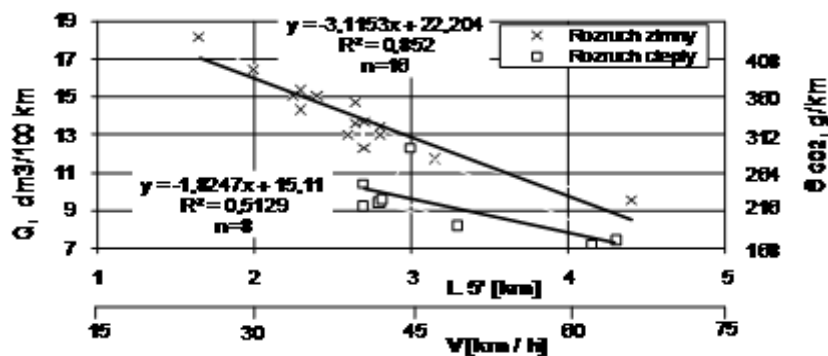
jezdnych, realizowanych na hamowni podwoziowej, tego problemu nie ma, gdyż od pierwszej sekundy realizowany jest cykl jezdny bez ograniczeń topograficznymi warunkami brzegowymi trasy przejazdu. Ze względu na wcześniej ograniczone możliwości polskiego społeczeństwa w zakupie dużych samochodów osobowych, większość wybudowanych w kraju garaży rozmiarem nie odpowiada współcześnie eksploatowanym pojazdom. Ze względu na bezpieczeństwo w ograniczonych warunkach topograficznych prędkość ruchu często na dość długim odcinku drogi nie przekracza 5 km/h, a to wymaga pracy zespołu napędowego na tzw. półsprzęgle. W tych warunkach sprawność układu przeniesienia napędu często nie przekracza 10%.



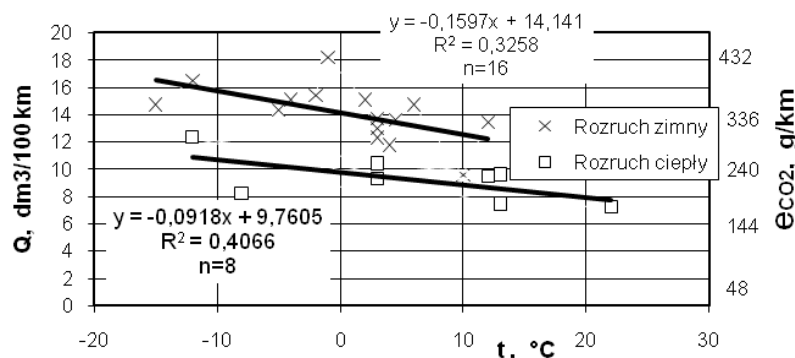
Rys. 7. Wartości drogowej objętości manewrowej $V_{m,L}$ w brzegowych warunków ruchu w stanie cieplnie ustalonym (linia dolna) i nieustalonym

Fig. 7. The values of V_m route maneuvering volume in boundary traffic conditions at stationary (the bottom line) and non-stationary temperatures

a)



b)



Rys. 8. Wpływ prędkości jazdy (a) i temperatury (b) na przebiegowe zużycie paliwa samochodu na początkowym 5-minutowym odcinku przejazdu

Fig. 8. Temperature (b) and ride speed (a) influence on mileage fuel consumption in first 5 min

W wielu sytuacjach objętość manewrową V_m można minimalizować przez umiejętne rozłożenie operacji manewrowania pojazdem na początku i końcu trasy przejazdu. Ponieważ w „zimnej” fazie pracy V_m jest kilkakrotnie większe (rys. 7), w związku z tym korzystne jest wykonanie operacji manewrowych w stanie ustalonym cieplnie, kiedy koszt ich realizacji jest znacznie mniejszy. Polega to na takim ustawieniu samochodu na końcu trasy przejazdu, aby na początku kolejnej można było realizować jazdę tylko w przód z możliwie dużą prędkością średnią bez zbędnego zatrzymywania się. Na rys. 8 przedstawiono wpływ średniej prędkości ruchu i temperatury otoczenia na przebiegowe zużycie paliwa w pierwszych pięciu minutach realizacji trasy przejazdu.

W tabeli 1 podano wartości objętości manewrowej dla dwóch samochodów klasy B/K z silnikami ZI 1,4 i 1,6 dm³ pojemności skokowej.

5. ENERGOOSZCZĘDNE STEROWANIE PROFILEM PRĘDKOŚCI SAMOCHODU

Realizując zapotrzebowanie energooszczędnych kierowców niektóre koncerny montują w samochodach automatyczne sterowniki prędkości, które na podstawie rejestrowanych parametrów drogowych i ruchu (pochylenie drogi, przyspieszenie pojazdu, odstęp od pojazdu poprzedzającego, prędkości ruchu) w sposób mniej lub bardziej zrozumiały dla kierującego steruje prędkością samochodu [11]. Wynikiem tego jest znaczne ograniczenie dynamiki przyspieszania prędkości, co doskonale obrazuje rys. 2.

Jednak są sytuacje na drodze, w których z braku informacji (długość odcinka drogi: o określonym pochyleniu lub do miejsca zatrzymania pojazdu) tylko kierujący może tak sterować samochodem, że pomimo zwiększenia mocy jednostkowej dodatkowych oporów ruchu do 15 W/kg, uzyska dodatkowe oszczędności energii zawartej w paliwie. Potencjał ten tkwi w umiejętnym wykorzystaniu funkcji wyłączenia wtrysku paliwa w czasie hamowania samochodu silnikiem (jazda rewersyjna) lub jazdy z rozłączonym napędem (wybieg).

Kiedy stosować którą z tych technik sterowania? Odpowiedź na to pytanie ułatwi nam bilans strat energii w każdej z tych technik sterowania prędkością samochodu. Mówienie, że jazda rewersyjna nic nie kosztuje, bo po 2-3 s odcinany jest dopływ paliwa do cylindrów i dodatkowo często otwierana jest przepustnica powietrza, to tak jakby mówić, że elektrownie wiatrowe dają energię elektryczną za darmo. Należy w bilansie uwzględnić wszystkie koszty, a one wskazują na straty energii kinetycznej pojazdu w wyniku tarcia w silniku napędzanym przez koła z prędkością obrotową często znacznie powyżej 2000 min⁻¹. Przy tej prędkości godzinowe zużycie paliwa (benzyny) na biegu luzem wynosi 0,5 – 0,8 cm³/s. Dzięki otwartej przepustnicy zapotrzebowanie na energię będzie mniejsze, ale za to przy dłuższej pracy rewersyjnej silnika ilość przetłaczanego przez cylindry powietrza może wychłodzić katalizator do temperatury mniejszej od temperatury pracy (250°C), co spowoduje dodatkowe straty w czasie jego rozgrzewania.

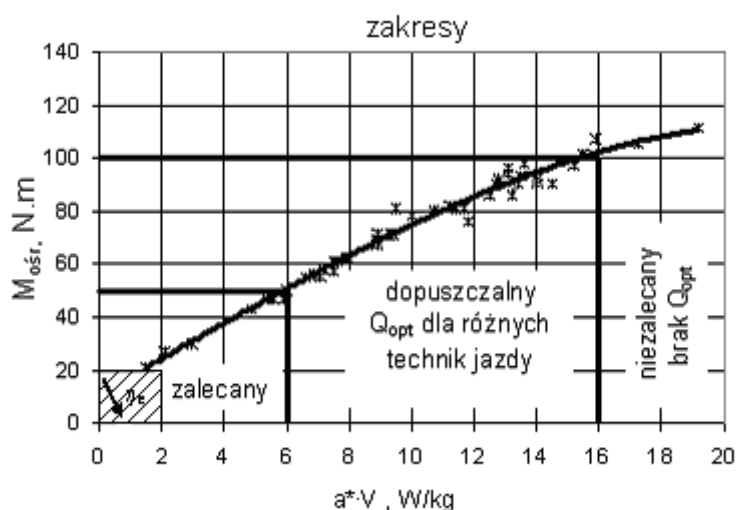
Na biegu jałowym energię kinetyczną samochodu ograniczają tylko opory ruchu, a silnik pracuje ze znacznie mniejszą prędkością biegu jałowego (750 - 900 min⁻¹), o czasowym zapotrzebowaniu na paliwo $G_j = 0,23 - 0,30$ cm³/s (0,8 – 1,1 dm³/h). Pomimo że przepisy ruchu drogowego nie pozwalają na jazdę z rozłączonym napędem, producenci samochodów wychodząc naprzeciw zapotrzebowaniu użytkowników, podnoszą prędkość biegu jałowego w czasie ruchu samochodu, przez co wzrasta godzinowe zużycie paliwa (np. z 0,23 do 0,25 cm³/s).

Ogólnie można powiedzieć, że hamowanie silnikiem opłaca się stosować w sytuacjach drogowych, gdy przewiduje się istotne ograniczenie prędkości do zatrzymania włącznie. Dobór odpowiedniego przełożenia decyduje o wartości momentu hamowania silnikiem.

Należy pamiętać o niedziałaniu funkcji „engine off” w niektórych silnikach przy jej włączeniu poniżej pewnej prędkości obrotowej (np. 2000 min⁻¹).

Technika rewersyjna pozwala nie tylko zaoszczędzić paliwo, ale i mechanizmy hamulcowe. Jednak gdy sytuacja na drodze nie wymaga istotnego ograniczenia prędkości, to najmniej korzystnym rozwiązaniem jest napędzanie samochodu przy zwalnianiu prędkości bardzo małym momentem obrotowym w sposób ciągły, przy którym silnik ma niewielką sprawność efektywną (do 10% - pole $\downarrow \eta_e$ na rys. 9). Również przyspieszenie prędkości pojazdu w celu realizacji sterowania rewersyjnego nie przyczyni się do zaoszczędzenia paliwa. W tej sytuacji najrozsądniejszym rozwiązaniem jest rozłączenie napędu.

Energooszczędna technika sterowania prędkością samochodu o masie w stanie załadowanym 1400 kg wzoruje się w zakresie małych obciążeń na napędzie hybrydowym, w którym silnik spalinowy jako nieekonomiczny jest wyłączany. Namiastką wyłączenia silnika jest bieg jałowy o godzinowym zużyciu paliwa 0,8 – 1,2 dm³/h. Im częściej przy większej prędkości samochodu z tej opcji sterowania na długich odcinkach drogi korzystamy, tym przebiegowe zużycie paliwa będzie mniejsze.



Rys. 9. Korelacja pomiędzy obciążeniem silnika a mocą jednostkową dodatkowych oporów ruchu samochodu klasy B/K z silnikiem ZI 1,6

Fig. 9. Correlation between the engine load and a unit power of additional resistance to motion of B/K class car with SI engine 1,6 dm³

Na rys. 9 zaznaczono 3 zakresy pracy silnika. W środkowym, o zwiększonej do 16 W/kg mocy jednostkowej dodatkowych oporów ruchu, jednym z optymalnych wariantów sterowania prędkością jest wydłużenie fazy rewersyjnej w wyniku znacznego przyspieszenia prędkości samochodu na poszczególnych biegach na odcinku o ujemnym pochyleniu.

6. WNIOSKI

Największe możliwości energooszczędnego sterowania prędkością samochodu występują na krótkich odcinkach przejazdu, charakterystycznych dla obszaru zabudowanego. Na podstawie zebranego doświadczenia można wyciągnąć generalne trzy wnioski:

1. Przy realizowaniu profilu prędkości samochodu na określonym odcinku drogi należy tak zaplanować sterowanie pojazdem w fazach przyspieszania, wolnozmiennego poziomu energetycznego i intensywnego hamowania, aby do minimum ograniczyć ilość tych pierwszych, o największym natężeniu zużywanego paliwa G (rys. 2).

2. W ruchu na drodze o dodatnim wzdłużnym pochyleniu jezdni proces przyspieszania pojazdu na biegach od trzeciego wzwyż należy rozłożyć na jak najdłuższy odcinek drogi, tak aby dojazd do punktu końcowego wybiegiem bądź rewersem nie wymagał dodatkowej fazy napędowej, niwelującej oszczędności energii.
3. W celu minimalizacji objętości manewrowej zużytego paliwa w brzegowych warunkach ruchu należy w miarę możliwości operacje pomocnicze (cofania, zawracania) wykonywać przy ustalonym stanie cieplnym pojazdu, czyli w końcu trasy przejazdu, tak aby następną – w stanie cieplnie nieustalonym – można było realizować bez zbędnych manewrów z możliwie dużą prędkością średnią.

Bibliografia

1. Merkiś J., Radziński S.: Kierunki zmian w europejskich przepisach o emisji zanieczyszczeń pojazdów. *Archiwum Motoryzacji* nr 1'2003, s. 55-76.
2. Siłka W.: *Energochłonność ruchu samochodu*. WNT, Warszawa 1997.
3. Ubysz A.: *Energochłonność samochodu a zużycie paliwa w złożonych warunkach ruchu*. Monografia, Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003, s. 178.
4. Ubysz A.: Konstrukcyjno-eksploatacyjne możliwości obniżenia emisji CO₂ samochodu osobowego klasy B/K. V Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna „Pojazd a Środowisko”, Radom 2005, s. 377-384.
5. Nasser S.H. i inni: *Computer Simulation of Vehicle's Performance and Fuel Consumption Under Steady and Dynamic Driving Cnoditions*. Society of Automotive Engineers, 1998.
6. Chłopek Z.: Analiza testów jezdnych do celów oceny ekologicznych właściwości silników spalinowych. Konferencja „Pojazd a Środowisko”, Radom 1999, s. 53-60.
7. Ubysz A.: *Metodyka prognozowania zużycia paliwa w samochodzie osobowym w ruchu rzeczywistym*. Manuskrypt rozprawy habilitacyjnej złożony 12.10.2007 r. na WOŚiE Pol. Śląskiej.
8. Kneba Z., Makowski S.: *Zasilanie i sterowanie silników*. WKŁ, Warszawa 2004.
9. Wendeker M.: *Adaptacyjna regulacja wtrysku benzyny w silniku o zapłonie iskrowym*. Politechnika Lubelska, Lublin 1998, s. 186.
10. Ubysz A.: *Dokładność obliczeń przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie wybranymi metodami*. Referat przyjęty na Kongres Opole '09 pod numerem: PTNSS–2009–SC–1.
11. Neunzig D., Benmimoun A.: *Potentiale der voraus-schauenden Fahrerassistenz zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs*. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentchnik 2002, s. 1-27.
12. Ubysz A.: *Sprawność efektywna silnika ZI samochodu osobowego w dynamicznych warunkach pracy*. *Diagnostyka* nr 1 (45)/2008, s. 69-73.
13. Ubysz A.: *Warunki brzegowe w obliczeniach numerycznych rzeczywistego zużycia paliwa w samochodzie*. *Zeszyty Naukowe Pol. Śl., seria Transport*, z. 63, Gliwice 2006, s. 231-240.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Romuald Szopa