



Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki
Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych

mgr inż. Wawrzyniec Gołębiewski

Rozprawa doktorska

Relacje pomiędzy właściwościami trakcyjnymi pojazdu a zużyciem
paliwa

Kierunek studiów doktoranckich:

Eksploatacja i Budowa Maszyn

Opiekun naukowy pracy:

Prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski

Szczecin 2014 r.

SPIS TREŚCI

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW	4
1. WSTĘP	9
2. PRZEGLĄD LITERATURY	11
3. CEL I TEZY PRACY	21
4. OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO	22
4.1. Elementy stanowiska badawczego	22
4.2. Obiekt badań hamownianych	24
4.3. Kompletnie stanowisko badawcze	25
5. BADANIA	26
5.1. Parametry określone przy wykorzystaniu hamowni silnikowej	26
5.2. Rodzaje charakterystyk silnikowych	28
5.3. Metodyka badań	30
5.3.1. Warunki atmosferyczne podczas badań	31
5.3.2. Metoda badawcza wg normy	31
5.3.3. Urządzenia pomiarowe i dokładność przyrządów	31
5.3.4. Warunki badań	33
5.3.5. Procedura badawcza	34
5.3.6. Plan przeprowadzenia badań	35
5.3.7. Metoda korekcji mocy	36
5.3.8. Warunki odniesienia	38
5.4. Część symulacyjna	39
5.5. Sporządzenie charakterystyki trakcyjnej pojazdu	41
6. CHARAKTERYSTYKA TECHNICZNA POJAZDU ORAZ WARUNKI RUCHU	49
7. WYNIKI BADAŃ	51
7.1. Warunki pomiaru do badania mocy netto i całkowitej	51
7.2. Wykaz wyników zależnych od prędkości obrotowej	52
7.3. Charakterystyki silnika	53
7.3.1. Charakterystyka zewnętrzna	53
7.3.2. Charakterystyki częściowe	56
7.3.3. Charakterystyka obciążeniowa	58
7.3.4. Charakterystyka uniwersalna	59

7.4.	Wykres trakcyjny wraz z teoretyczną przebiegową charakterystyką zużycia paliwa.....	61
7.5.	Relacje między właściwościami trakcyjnymi pojazdu a zużyciem paliwa.....	66
7.5.1.	Zależności pomiędzy przebiegowym zużyciem paliwa a właściwościami trakcyjnymi.....	66
7.5.1.1.	Relacje między przebiegowym zużyciem paliwa a zdolnością do przyspieszania pojazdu.....	66
7.5.1.2.	Wpływ wzniesienia na przebiegowe zużycie paliwa.....	71
7.5.1.3.	Relacja między przebiegowym zużyciem paliwa a zdolnością do osiągnięcia prędkości maksymalnej.....	74
7.5.1.4.	Ocena wpływu ciągnionej przyczepy na właściwości trakcyjne i zużycie paliwa.....	75
8.	ANALIZA NIEPEWNOŚCI POMIAROWYCH.....	78
8.1.	Niepewności pomiarów bezpośrednich uzyskanych przy zastosowaniu stanowiska hamownianego.....	79
8.1.1.	Niepewność rozszerzona prędkości obrotowej silnika.....	79
8.1.2.	Niepewność rozszerzona momentu obrotowego silnika.....	80
8.1.3.	Niepewność rozszerzona zużycia paliwa.....	83
8.2.	Niepewności pomiarów pośrednich uzyskanych przy zastosowaniu stanowiska hamownianego.....	85
8.2.1.	Niepewność rozszerzona mocy użytecznej silnika.....	86
8.2.2.	Niepewność rozszerzona jednostkowego zużycia paliwa.....	88
9.	STATYSTYKA OPISOWA. ESTYMACJA PARAMETRÓW ZMIENNEJ LOSOWEJ (MOMENT OBROTOWY SILNIKA).....	91
10.	WNIOSKI KOŃCOWE.....	95
	LITERATURA.....	98
	STRESZCZENIE.....	101
	ZAŁĄCZNIKI.....	102
	A. Charakterystyka własności fizyko – chemicznych paliwa.....	102
	B. Charakterystyka zewnętrzna (wartości tabelaryczne).....	104
	C. Charakterystyki obciążeniowe.....	107
	D. Charakterystyki zużycia paliwa w funkcji parametrów dynamicznych.....	109

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW

Symbole	Jednostki	Opis
a	m/s^2	przyspieszenie pojazdu
A	m^2	pole powierzchni czołowej samochodu
A_{prz}	m^2	pole powierzchni czołowej przyczepy
A_t	s^2/m^2	współczynnik dodatkowego oporu toczenia
b	g/kWh	jednostkowe zużycie paliwa
B	$g/s, kg/s,$ kg/h	masa paliwa zużywanego przez silnik w jednostce czasu
B_h	kg/h	godzinowe zużycie paliwa
B_L	dm^3	ilość paliwa doprowadzonego do silnika
B_o	m	szerokość przekroju opony
B_p	m	szerokość pojazdu
B_V	dm^3/h	objętościowe godzinowe zużycie paliwa
c_x	-	bezwymiarowy współczynnik oporu powietrza
d_o	m	średnica osadzenia opony
d_z	m	średnica zewnętrzna koła
E	J	energochłonność ruchu samochodu
E	J	energia mechaniczna dostarczona przez układ przeniesienia napędu do kół
E_k	J	energia kinetyczna pojazdu
E_p	J	energia wydatkowana na pokonanie oporów powietrza
E_w	J	energia wydatkowana na pokonanie oporów wzniesienia
E_t	J	energia wydatkowana na pokonanie oporów toczenia
ΔE_p	J	straty przekazywania energii do kół napędowych
ΔE_s	J	straty przetwarzania energii w silniku
EUDC	-	EXTRA Urban Drive Cycle - pozamiejski cykl jezdny
f_a	-	współczynnik atmosferyczny
f_t	-	współczynnik oporu toczenia
f_t^0	-	współczynnik podstawowego oporu toczenia
f_m	-	parametr charakterystyczny dla każdego rodzaju silnika i nastawy ilości dostarczanego paliwa

F_N	N	siła napędowa
F_{OP}	N	opory ruchu
F_p	N	opór powietrza
F_t	N	opór toczenia
F_u	N	opór uciągu
F_w	N	opór wzniesienia
g	m/s ²	przyspieszenie ziemskie
G	N	siła ciężkości (ciężar) pojazdu
G_c	N	siła ciężkości (ciężar całkowity) pojazdu
G_{prz}	N	siła ciężkości (ciężar całkowity) przyczepy
h	m	wznios drogi
H_o	m	wysokość przekroju opony
i	-	liczba cylindrów
i_{PG}	-	przełożenie przekładni głównej
i_s	m ⁻¹	przełożenie szybkobieżności
i_{SB}	-	przełożenie aktualnego biegu skrzyni biegów
i_{UN}	-	przełożenie całkowite układu napędowego
l	100 m	rzut poziomy drogi
L_n	m	droga pokonana przez pojazd w fazie napędzania przez silnik
m	kg	masa pojazdu
m_c	kg	masa całkowita pojazdu
m_p	kg	masa paliwa
n	min ⁻¹	prędkość obrotowa wału korbowego silnika
n_K	min ⁻¹	prędkość obrotowa kół
NEDC	-	cykl symulujący warunki jazdy poza miastem
q	mg/(dm ³ cykl)	jednostkowa dawka paliwa
q_c	mg/(dm ³ cykl)	skorygowana dawka paliwa
Q	dm ³ /100km	przebiegowe zużycie paliwa
Q_{ECE}	dm ³ /100km	zużycie paliwa określone w cyklu miejskim
Q_n	dm ³ /100km	przebiegowe zużycie paliwa w fazie napędowej (z wyłączeniem paliwa zużywanego przez silnik na biegu jałowym)

Q_{90}	$\text{dm}^3/100\text{km}$	zużycie paliwa podczas jazdy ze stałą prędkością 90 km/h w dobrych warunkach drogowych
Q_{120}	$\text{dm}^3/100\text{km}$	zużycie paliwa podczas jazdy ze stałą prędkością 120 km/h w dobrych warunkach drogowych
p	-	wpływ wysokości nad poziomem morza na współczynnik strat mocy pod maską
p_e	Pa	ciśnienie efektywne uzyskiwane w cylindrze
p_d	kPa	ciśnienie powietrza suchego
p_o	-	wskaźnik profilu opony
p_r	kPa	normalne całkowite ciśnienie atmosferyczne odniesienia
p_{rail}	MPa	ciśnienie paliwa w zasobniku Common Rail
p_{sr}	kPa	normalne ciśnienie odniesienia nasyconej pary wodnej
p_{sy}	kPa	ciśnienie nasyconej pary wodnej otoczenia podczas badania
p_w	[%]	pochylenie drogi
p_y	kPa	całkowite ciśnienie atmosferyczne podczas badania
P^d	W, kW	moc użyteczna silnika
P_{OP}	W, kW	moc zapotrzebowana
P_r	kW	moc użyteczna w normalnych warunkach odniesienia
P_y	kW	moc użyteczna w warunkach otoczenia podczas badania
r_d	m	promień dynamiczny koła
r_k	m	promień kinematyczny koła
r_r	-	współczynnik wyrażający iloraz absolutnego ciśnienia statycznego na wylocie ze sprężarki i ciśnienia powietrza na dolocie do sprężarki w normalnych warunkach odniesienia
r_{st}	m	promień statyczny koła
r_{sw}	m	promień swobodny koła
t	s	Czas
t_T	-	wpływ temperatury pod maską na moc silnika
t_w	s, h	czas pracy silnika

u_A		standardowa niepewność pomiarowa typu A
u_B		standardowa niepewność pomiarowa typu B
U		rozszerzona niepewność pomiarowa
v	m/s, km/h	prędkość pojazdu
v_{max}	m/s, km/h	prędkość maksymalna pojazdu
V_H	dm ³	objętość skokowa silnika
V_{pow}	m ³	objętość powietrza zasysanego do cylindrów (pomiar przy pomocy przepływomierza powietrza)
V_s	m ³	objętość skokowa cylindra
\dot{V}	g/s	natężenie przepływu paliwa
W_d	J/dm ³	wartość opałowa paliwa
T_{cr}	K	normalna termodynamiczna temperatura odniesienia czynnika chłodzącego ładunek
T_r	K	normalna termodynamiczna temperatura odniesienia otaczającego powietrza
T_{iq}	Nm	moment obrotowy silnika
T_{iqK}	Nm	moment obrotowy na kołach napędzanych
T_y	K	termodynamiczna temperatura otaczającego powietrza podczas badania
z	-	współczynnik przyjmowany przy określaniu jednostkowej dawki paliwa dla silników
ZI		zapłon iskrowy
ZS		zapłon samoczynny
α	⁰ , %	pochylenie wzniesienia
α_c	-	współczynnik korekcji mocy
η_s	-	sprawność sprzęgła ciernego
η_{PG}	-	sprawność przekładni głównej
η_{PN}	-	sprawność przegubów napędowych
η_{SB}	-	sprawność skrzyni biegów
η_{UN}	-	sprawność układu napędowego
ρ	kg/dm ³	gęstość powietrza

ρ_p	kg/dm ³	gęstość paliwa
σ	-	współczynnik strat mocy pod maską
τ	-	współczynnik taktowności silnika
Φ	J/(m kg)	energochłonność jednostkowa
ϕ_r	%	normalna wilgotność względna odniesienia
ϕ_y	%	wilgotność względna otoczenia podczas badania
ω_S	1/s	prędkość kątowna wału korbowego silnika
ω_K	1/s	prędkość kątowna kół

1. WSTĘP

Mechanika ruchu pojazdu jest dziedziną nauki obejmującą całokształt zagadnień związanych z właściwościami ruchowymi pojazdu i działającymi na niego siłami [26]. Zdolność do przyspieszania, pokonywania wzniesień czy osiągania prędkości maksymalnej są parametrami trakcyjnymi decydującymi o dynamice pojazdu samochodowego i znacząco wpływają na płynność ruchu w centrum miast, aglomeracjach miejskich, jak i w terenach pozamiejskich.

Każdą z wyżej wymienionych właściwości charakteryzuje określona energochłonność ruchu pojazdu zależna od oporów ruchu lub sumy oporów ruchu charakterystycznych dla danej własności. W związku z tym ruch środków transportu jest ściśle związany z określonym zużyciem paliwa.

Biorąc pod uwagę względy ekonomiczne, zdefiniowane m.in. zużyciem paliwa, a co za tym idzie również względy ekologiczne, producenci samochodów opracowują nowe konstrukcje mające na celu minimalizację zużycia paliwa i stopnia oddziaływania na środowisko. Kierunki rozwoju budowy pojazdów dotyczą ich jednostek napędowych oraz układów jezdnych i napędowego. W zakresie silników opracowuje się nowe układy zasilania i systemy spalania mające na celu zachowanie mocy silnika na niezmiennym poziomie przy zmniejszeniu jego pojemności skokowej (downsizing). Należy też zauważyć rosnący udział napędów elektrycznych i hybrydowych. Tendencje rozwojowe systemów napędowych i jezdnych ukierunkowane są na zwiększenie ich sprawności.

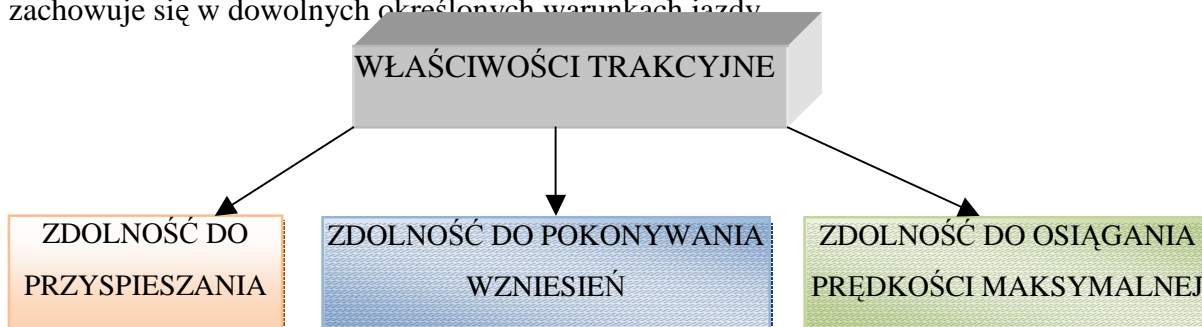
Celem rozprawy było sporządzenie charakterystyk wiążących parametry dynamiczne pojazdu z jego zużyciem paliwa. Poznanie i opisanie tych zależności pozwoliło wnioskować w jakim kierunku należało dokonać zmian w układzie napędowym, aby zachować właściwe związki między tymi wielkościami. Nie było to zadanie łatwe, gdyż zmiana jednej wielkości powodowała zmianę innej. Chęć poprawy parametrów trakcyjnych samochodu z reguły wiązała się ze zwiększeniem energochłonności ruchu i zużycia paliwa, co nie było pożądane z punktu widzenia kosztów oraz emisji związków toksycznych do atmosfery.

W pracy podjęto problematykę badania zależności pomiędzy właściwościami trakcyjnymi pojazdu a zużyciem paliwa. Eksperymentalna część przeprowadzona z wykorzystaniem silnika FIAT Multijet 1,3 JTD została dopełniona symulacją ruchu samochodu FIAT Panda, w określonych warunkach, ze szczególnym uwzględnieniem jego cech dynamicznych oraz konsumpcji paliwa. Badanie relacji podanych wielkości przeprowadzono dla ustalonych chwilowych punktów pracy wyznaczonych przez linię

podażę momentu obrotowego silnika i linię zapotrzebowania na moment obrotowy (wynikający z sił oporów ruchu, promienia dynamicznego koła, przełożenia i sprawności w układzie napędowym).

2. PRZEGLĄD LITERATURY

Właściwości trakcyjne jako zbiór wielkości opisujących pracę pojazdu pozwalają ocenić przyspieszenia na poszczególnych biegach, osiąganą prędkość maksymalną oraz możliwość pokonywania dodatkowych oporów ruchu (rys.2.1) [29]. Wskazują jak samochód zachowuje się w dowolnych określonych warunkach jazdy.



Rys.2.1. Podział właściwości trakcyjnych pojazdu wg [33]

W dobie rosnącego nacisku na ekonomię oraz ekologię, konstruktorzy silników starają się zwiększyć ich sprawność ogólną, poprzez np. stosowanie turbodoładowania, nie tylko w silnikach o zapłonie samoczynnym, ale także w silnikach o zapłonie iskrowym. Powszechne zastosowanie turbodoładowania sprawiło, że downsizing, polegający na utrzymaniu mocy maksymalnej na niezmienionym poziomie przy zmniejszeniu pojemności skokowej jednostki napędowej, stał się jedną z ważniejszych tendencji rozwojowych silników spalinowych [8].

Z racji dużych wartości współczynnika nadmiaru powietrza turbodoładowanych silników o ZS, toksyczność spalin i jednostkowe zużycie paliwa są mniejsze niż w silnikach wolnossących o takiej samej mocy. Uzyskuje się to dzięki zwiększeniu sprawności obiegu na skutek osiągnięcia większych ciśnień i efektywniejszego wykorzystania energii spalin [21].

To jednak tylko jeden z aspektów, ponieważ określonym warunkom jazdy towarzyszy określona energochłonność ruchu pojazdu związana z pokonywaniem oporów ruchu, co pociąga za sobą uzyskiwanie określonych właściwości trakcyjnych. Aby zrównoważyć energochłonność ruchu należy doprowadzić do kół napędowych określoną energię.

Autorzy publikacji [31,34] wyznaczyli ją w sposób następujący:

$$E = B_L \cdot W_d - \Delta E_s - \Delta E_p \quad (2.1)$$

gdzie:

- E - energia dostarczona do kół napędzanych [J],
- B_L - ilość doprowadzonego paliwa do silnika [dm³],

- W_d - wartość opałowa paliwa [J/dm^3],
 ΔE_s - straty przetwarzania energii w silniku [J],
 ΔE_p - straty przekazywania energii do kół napędowych [J].

Zależność (2.1) wiązała energię dostarczoną do kół napędowych pojazdu ze zużyciem paliwa, które było doprowadzone do silnika. Formułę dalej rozwinięto jako energochłonność ruchu według podanego wzoru [34]:

$$E = E_t + E_p + E_w + E_k \quad (2.2)$$

gdzie:

- E_t - energia wydatkowana na pokonanie oporu toczenia [J],
 E_p - energia wydatkowana na pokonanie oporu powietrza [J],
 E_w - energia wydatkowana na pokonanie oporu wzniesienia [J],
 E_k - energia kinetyczna samochodu [J].

Tematyka energochłonności, tym razem jednostkowej, została podjęta również w artykule [15]. Opisywała ją następująca funkcja:

$$\Phi = \frac{E}{L_n \cdot m} \quad (2.3)$$

gdzie:

- Φ - energochłonność jednostkowa [$\text{J}/(\text{m kg})$],
 E - energia mechaniczna dostarczona przez układ przeniesienia napędu do kół [J],
 L_n - droga pokonana przez pojazd w fazie napędzania przez silnik [m],
 m - masa całkowita pojazdu [kg].

Energochłonność jednostkowa była odwrotnie proporcjonalna do drogi pokonanej przez pojazd w fazie napędzania przez silnik. Droga ta była wprost proporcjonalna do prędkości, a więc także do jego przyspieszenia (dwie z trzech właściwości trakcyjnych).

W publikacji [15] został zdefiniowany związek między zużyciem paliwa a energochłonnością jednostkową jako aproksymowana funkcja liniowa w warunkach rzeczywistego ruchu miejskiego:

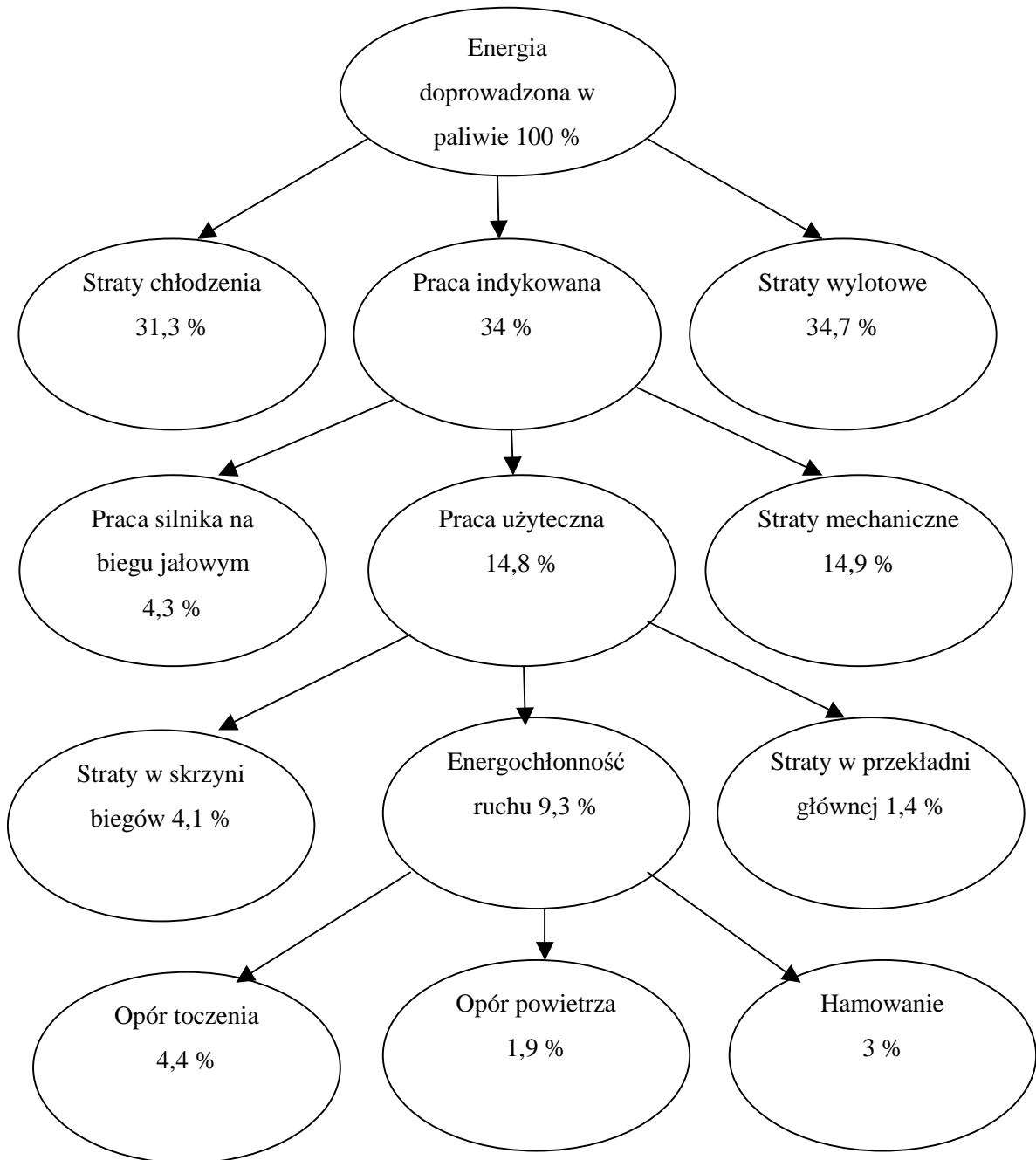
$$Q_n = k_1 \cdot \Phi + k_0 \quad (2.4)$$

gdzie:

Q_n - przebiegowe zużycie paliwa w fazie napędowej (z wyłączeniem paliwa zużywanego przez silnik na biegu jałowym),

k_1, k_0 - współczynniki funkcji aproksymacji.

Istotnym zjawiskiem związanym ze sprawnością ogólną silnika, był fakt, że tylko niewielki procent energii doprowadzonej w paliwie był racjonalnie wykorzystany (rys.2.2).



Rys.2.2. Bilans energii samochodu osobowego poruszającego się w europejskim cyklu miejskim [31, 34]

Przytoczony schemat wskazywał na to, że energochłonność ruchu pojazdu obejmowała opory toczenia, powietrza oraz hamowanie. Już tutaj należało szukać związku między parametrami trakcyjnymi a zużyciem paliwa.

Opór toczenia jest sumą sił oporów toczenia każdego z kół zależną od podstawowego współczynnika toczenia i nacisku kół na nawierzchnię. Takie określenie oporu toczenia dotyczy ruchu pojazdu z niewielką prędkością (do 50 km/h). W zakresie wyższych prędkości znacząco rośnie opór dodatkowy opisany jako iloczyn współczynnika oporu dodatkowego i kwadratu prędkości pojazdu [6,18].

Opór powietrza jest zależny od prędkości (zdolność do osiągnięcia maksymalnej prędkości – jedna z właściwości trakcyjnych), współczynnika oporu powietrza, gęstości powietrza w warunkach ruchu oraz powierzchni czołowej pojazdu. Jest opisany zależnością [6,18]:

$$F_p = c_x \cdot \rho \cdot A \cdot \frac{v^2}{2} \quad (2.5)$$

gdzie:

- F_p - opór powietrza [N],
- c_x - bezwymiarowy współczynnik oporu powietrza,
- ρ - gęstość powietrza przyjmowana w zależności od warunków ruchu [kg/m³],
- A - pole powierzchni czołowej samochodu [m²],
- v - prędkość pojazdu [m/s].

Znaczny wkład w dyskusję na temat relacji między właściwościami trakcyjnymi (w tym przypadkiem osiągnięciem prędkości maksymalnej) a zużyciem paliwa miała książka M. Dębickiego: Teoria samochodu. Teoria napędu. Zostało w niej zdefiniowane przebiegowe zużycie paliwa i opisywała je funkcja [6]:

$$Q = \frac{B_h \cdot 100}{\rho_p \cdot v} \quad (2.6)$$

gdzie:

- Q - przebiegowe zużycie paliwa [dm³/100 km],
- B_h - godzinowe zużycie paliwa [kg/h],
- ρ_p - gęstość paliwa [kg/dm³],
- v - prędkość samochodu [km/h].

Uniwersalność zależności (2.6) została wykorzystana również przez innych autorów w literaturze [1, 18, 30, 31, 32, 33].

Silnik zwykle pracuje z obciążeniem, które jest dużo mniejsze od jego maksymalnych możliwości. Stan obciążenia silnika w określonych warunkach eksploatacji można wyznaczyć ze stosunku mocy zapotrzebowanej P_{OP} do mocy dysponowanej, tj. mocy, jaką silnik może rozwinąć przy stałej prędkości obrotowej n , odpowiadającej aktualnej prędkości jazdy pojazdu [30].

Zgodnie z bilansem mocy, moc zapotrzebowana równoważona jest mocą dostarczoną do kół i określona jest relacją:

$$P_{OP} = F_{OP}v = P^d \eta_{UN} \quad (2.7)$$

gdzie:

- F_{OP} - suma sił oporów ruchu [N],
- v - prędkość pojazdu [m/s],
- P^d - moc użyteczna silnika [W],
- η_{UN} - sprawność układu napędowego.

Wartości przebiegowego zużycia paliwa (na odcinku 100 km) przy stałej prędkości jazdy wylicza się z następującej zależności [30]:

$$Q = \frac{B_v}{v} = \frac{bP^d}{10\rho_P v} \quad (2.8)$$

gdzie:

- Q - przebiegowe zużycie paliwa [$\text{dm}^3/100 \text{ km}$],
- B_v - objętościowe godzinowe zużycie paliwa [dm^3/h],
- v - prędkość pojazdu [km/h],
- b - jednostkowe zużycie paliwa [g/(kW h)],
- P^d - moc użyteczna silnika [kW],
- ρ_P - gęstość paliwa [kg/dm^3].

Po uwzględnieniu mocy zapotrzebowanej wzór (2.8) przybiera postać (wstawienie funkcji (2.7) w (2.8)):

$$Q = \frac{bF_{OP}}{36000\eta_{UN}\rho_P} \quad (2.9)$$

gdzie:

- Q - przebiegowe zużycie paliwa [$\text{dm}^3/100 \text{ km}$],
- b - jednostkowe zużycie paliwa [$\text{g}/(\text{kW h})$],
- F_{OP} - opory ruchu [N],
- η_{UN} - sprawność układu napędowego,
- ρ_P - gęstość paliwa [kg/dm^3].

Suma sił podstawowych oporów ruchu (toczenia i powietrza) decyduje o wielkości przebiegowego zużycia paliwa oraz o wartości zapasu siły napędowej na kołach i co się z tym wiąże zdolności do przyspieszania i pokonywania wzniesień.

Uwzględniając opory ruchu zależność (2.10) przyjmuje ostateczną postać w formie następującej [30,31]:

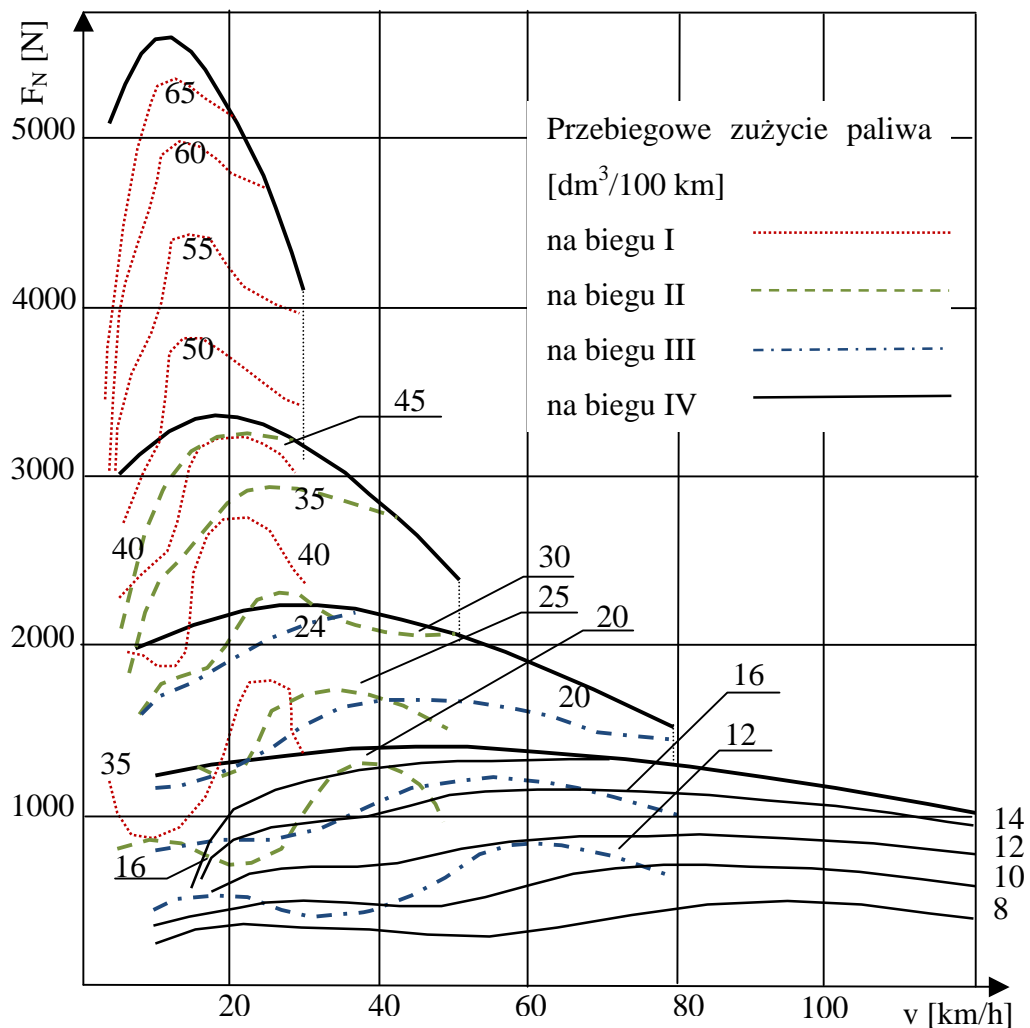
$$Q = \frac{b}{\eta_{UN}\rho_P} (mgf_t \cos \alpha + mg \sin \alpha + c_x A \frac{\rho}{2} v^2) \quad (2.10)$$

gdzie:

- m - masa pojazdu [kg],
- g - przyspieszenie ziemskie - $9,81 \text{ m/s}^2$,
- f_t - współczynnik oporu toczenia,
- α - pochylenie wzniesienia [$^\circ$],
- c_x - bezwymiarowy współczynnik oporu powietrza
- A - pole powierzchni czołowej samochodu [m^2],
- ρ - gęstość powietrza [kg/dm^3],
- v - prędkość pojazdu [km/h].

Relacje (2.6, 2.8, 2.9) pozwalają wyznaczyć charakterystykę trakcyjną samochodu, a więc linie rozporządalnej siły napędowej i oporów ruchu (przy ustawieniu urządzeń zasilających silnika na pełne dawkowanie), uzupełnioną izoliniami zużycia paliwa [31] (rys.2.3). Na wykresie krzywe pogrubione kolorem czarnym prezentują maksymalne siły napędowe odpowiadające kolejno wybieralnym przełożeniom skrzyni biegów. Im wyższy bieg (mniejsza wartość przełożenia) tym mniejsza wartość siły napędowej, której skutkiem są gorsze parametry trakcyjne (zdolność do przyspieszania i pokonywania wzniesień). Linie przerywane kolorowe symbolizują wartości przebiegowego zużycia paliwa, dla poszczególnych biegów, które wraz ze spadkiem wartości siły napędowej maleją. Warto

podkreślić, że gorsze wskaźniki trakcyjne (zdolność do przyspieszania, zdolność do osiągnięcia prędkości maksymalnej) pojazdu definiują jego niższą konsumpcję paliwa.



Rys.2.3. Przykładowa teoretyczna charakterystyka zużycia paliwa [18]:

F_N – siła napędowa, v – prędkość pojazdu

Przebiegowe zużycie paliwa nie jest jednak tylko zależne od zdolności do osiągnięcia przez pojazd określonych przyspieszeń oraz prędkości maksymalnej. Te właściwości trakcyjne są zdefiniowane i w znacznej mierze ściśle powiązane z parametrami układu przeniesienia napędu. W pojeździe wyposażonym w mechaniczny układ napędowy, od decyzji kierowcy zależy wybór przełożenia oraz zadana prędkość jazdy.

W następstwie stopniowania przełożeń krzywe dla poszczególnych biegów obejmują różny zakres prędkości i są względem siebie przesunięte. Im większą wartość przyjmuje przełożenie, tym odpowiednio wyżej położona jest krzywa zużycia paliwa na danym biegu. Silnik musi wykonać większą liczbę obrotów pracy, aby samochód pokonał określony odcinek drogi. Wówczas najistotniejszym parametrem mającym wpływ na zużycie paliwa

przy poruszaniu się ze stałą prędkością jest przełożenie szybkobieżności (stosunek prędkości kątowej wału korbowego silnika ω_s do prędkości pojazdu v lub stosunek przełożenia całkowitego układu napędowego i_{UN} do promienia dynamicznego koła r_d) [31].

$$i_s = \frac{\omega_s}{v} = \frac{i_{UN}}{r_d} \quad (2.11)$$

Wówczas zależność (2.6) przybiera postać:

$$Q = \frac{B_h \cdot 100 \cdot i_s}{\rho_p \cdot \omega_s} \quad (2.12)$$

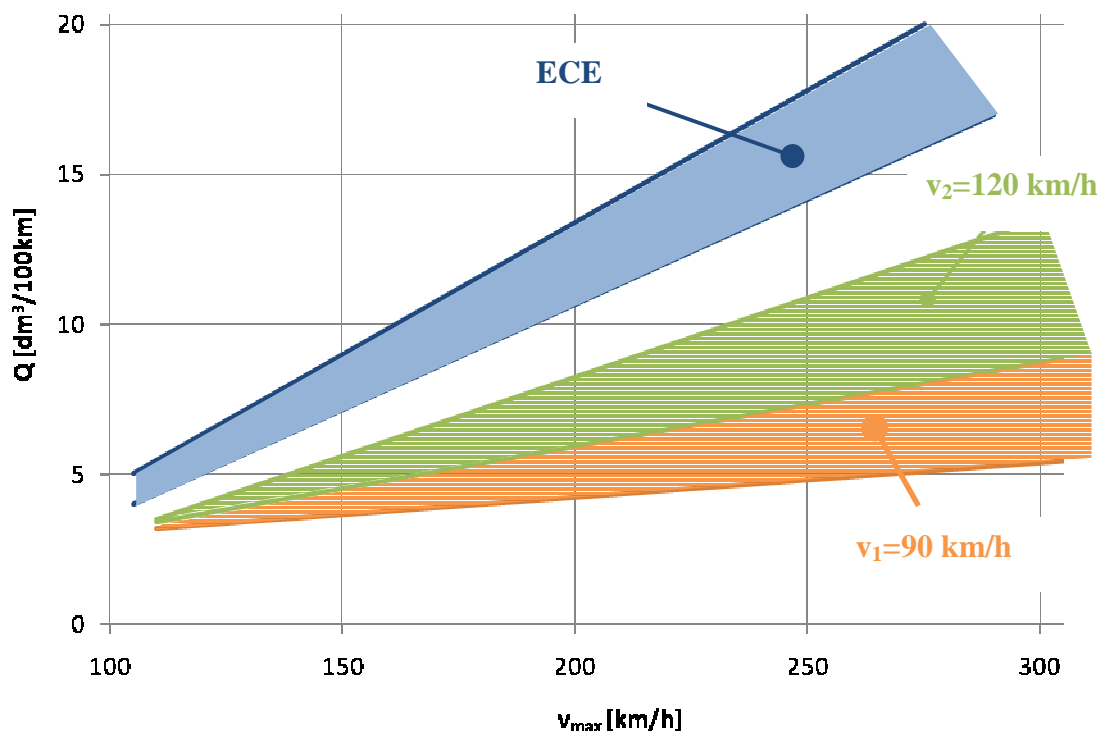
Przywołane rozważania zadecydowały o tym, że w samochodach stosuje się często mechaniczne skrzynie pięciobiegowe, z których ostatni bieg jest biegiem ekonomicznym (najniższe zużycie paliwa), a zarazem nadbiegiem (przełożenie biegu mniejsze od jedności).

Zdolność do pokonywania wzniesień jest również związana ze zużyciem paliwa. Wzrost wartości kąta pochylenia drogi powoduje większą konsumpcję paliwa. Należy jednak rozpatrywać sumę oporów ruchu wraz z występującymi oporami wzniesienia. Wówczas nie tylko kąt pochylenia drogi jest istotny, ale także m.in. współczynnik oporu toczenia zgodnie z równaniem 2.10. Łączny wpływ oporu drogi jest jednak bardziej złożony niż wynika to z przytoczonego równania, ze względu na zależność jednostkowego zużycia paliwa, nie tylko od prędkości, lecz także od momentu oporowego obciążającego silnik. Niemały wpływ na zdolność do pokonywania wzniesienia ma aktualny bieg, na którym przemieszcza się pojazd, ale z tego także wynika określone przebiegowe zużycie paliwa [30].

Współczesne samochody, zwłaszcza osobowe, charakteryzuje daleko idące podobieństwo pod względem określonych parametrów konstrukcyjnych i użytkowych, jak również właściwości ruchowych i zużycia paliwa. Dzięki temu, na podstawie danych technicznych różnych samochodów, można określić przybliżone związki między eksploatacyjnym zużyciem paliwa, a wybranymi parametrami konstrukcyjno – ruchowymi pojazdu. Podstawową właściwością ruchową, od której w znacznej mierze zależy zużycie paliwa, jest osiągnięta prędkość maksymalna. Wielkość ta, w połączeniu z parametrami konstrukcyjnymi decydującymi o oporach ruchu, wiąże się ściśle z mocą użyteczną silnika. Przebiegowe zużycie paliwa samochodów o identycznej prędkości maksymalnej jest różne z powodu różnej wartości parametrów, decydujących o energochłonności ruchu i sprawności napędu. Im wyższa prędkość maksymalna samochodu tym wyższe zużycie paliwa, zarówno przy stałej prędkości, jak i w jeździe miejskiej. Przyrost ten ma wyraźnie bardziej stromy

przebieg dla jazdy miejskiej, co jest spowodowane wydatkiem energii na przyspieszanie samochodu, rozpraszanej następnie w fazach hamowania.

Wskazane rozważania symbolizuje rysunek 2.4. na którym przedstawiono zależność przebiegowego zużycia paliwa Q od prędkości maksymalnej v_{max} dla badanej grupy pojazdów wyposażonych w silniki z zapłonem iskrowym dla cyklu miejskiego ECE oraz stałych prędkości $v_1=90$ km/h oraz $v_2=120$ km/h [31].



Rys.2.4. Wpływ prędkości maksymalnej samochodu osobowego na przebiegowe zużycie paliwa [31]

Możliwość porównania wyników pomiarów zużycia paliwa dla różnych samochodów umożliwiły tzw. testowe cykle jezdne. Regulamin ECE zdefiniował podstawowy cykl jezdny jako UDC (Urban Driving Cycle – miejski cykl jezdny), który trwał 195 sekund, a samochód „przejeżdżał” w tym czasie ok. 1010 m drogi. Warunki jazdy pozamiejskiej były opisywane przez cykl EUDC (Extra Urban Driving Cycle). Jego łączny czas trwania wynosił ok. 1200 s, a droga przebyta w tym czasie przez samochód była równa ok.11 km. Pełny test zużycia paliwa przeprowadzany w warunkach hamowni podwoziowej składał się z czterokrotnego powtórzenia cyklu miejskiego UDC oraz pozamiejskiego cyklu jezdne EUDC. W Regulaminie ECE 83 opisano tak rozbudowany cykl NEDC jako europejski cykl jezdny [33] dla samochodów osobowych. Otrzymane wyniki pomiarów, w postaci poziomu emisji

toksycznych składników spalin, stanowiły podstawę do wyznaczania zużycia paliwa. Zwykle rezultat ten przeliczano na 100 km drogi [30].

Interesujące użytkownika samochodu eksploatacyjne zużycie paliwa powinno obejmować jazdę ze stałą i zmienną prędkością. Udział poszczególnych rodzajów eksploatacji ma decydujący wpływ na uzyskaną wartość zużycia paliwa. Zatem w literaturze fachowej podaje się także „średnią ważoną” zużycia paliwa, jako rezultat uwzględniający trzy rodzaje jazdy:

- w warunkach miejskich;
- w warunkach podmiejskich, ze stałą prędkością 90 km/h,
- na trasach międzymiastowych, ze stałą prędkością 120 km/h.

Sposób uwzględnienia tych trzech wyników pomiarów średniej ważonej zużycia paliwa dotychczas nie został unormowany. Niekiedy używa się następującej formuły:

$$Q = 0,33(Q_{ECE} + Q_{90} + Q_{120}) \text{ dla samochodów o } v_{\max} > 130 \text{ km/h} \quad (2.13)$$

$$Q = 0,33(Q_{ECE} + 2Q_{90}) \quad \text{dla samochodów o } v_{\max} \leq 130 \text{ km/h} \quad (2.14)$$

gdzie:

- Q_{ECE} - zużycie paliwa określone w cyklu miejskim,
- Q_{90}, Q_{120} - zużycie paliwa podczas jazdy ze stałą prędkością 90 i 120 km/h w dobrych warunkach drogowych.

Przy zmiennej prędkości jazdy czynnikiem decydującym o zużyciu paliwa są cykle przyspieszania (rozpędzania). Intensywność przyspieszania i częstotliwość jego występowania decydują o zużyciu paliwa w czasie jazdy miejskiej. To potwierdza istotny wpływ warunków drogowych i techniki jazdy na poziom zużycia paliwa [30].

Szukając zależności między właściwościami trakcyjnymi pojazdu a zużyciem paliwa, należało rozpatrywać rzeczywiste warunki ruchu samochodu na drodze. Pojazd jednak porusza się z różnym obciążeniem, na różnych rodzajach nawierzchni, na wzniesieniach i spadkach, ze zmiennymi prędkościami oraz zmienną wartością przyspieszenia. Każdy z tych czynników jest istotnym przy konsumpcji paliwa. Zmierzone zużycie paliwa w sposób bezpośredni w samochodzie, w ściśle określonych warunkach, jest bardziej miarodajne niż to wyznaczane na podstawie rozważań teoretycznych. Jednak pomiary takie nie pozwalają wysnuć żadnych wniosków co do wielkości zużycia paliwa w innych warunkach ruchu niż te, w których pomiar został dokonany. Na podstawie rozważań teoretycznych można określić wpływ pewnych czynników na zużycie paliwa [6,18]. Można badać relacje między właściwościami ruchowymi, dynamicznymi pojazdu, a zużyciem paliwa.

3. CEL I TEZY PRACY

Celem pracy było wyznaczenie i ocena zależności między właściwościami trakcyjnymi pojazdu a zużyciem paliwa.

Tezy badawcze:

- zużycie paliwa zależy od parametrów trakcyjnych samochodu,
- zdolność do przyspieszania i pokonywania wzniesień definiuje najmniejsze zużycie paliwa występujące podczas pracy silnika w zakresie prędkości obrotowych nieznacznie wyższych od prędkości obrotowych momentu maksymalnego,
- przełożenie całkowite układu napędowego ma istotny wpływ na przebiegowe zużycie paliwa,
- dla stałego przełożenia zużycie paliwa rośnie wraz ze wzrostem prędkości pojazdu,
- zapas siły napędowej na kołach określa właściwości trakcyjne i zużycie paliwa dla dodatkowych oporów ruchu.

Wykonanie pomiarów pozwoliło utworzyć charakterystyki silnika (zewnętrzną, częściową oraz obciążeniową) oraz wykorzystać pewne cechy techniczne pojazdu takie jak:

- jego masa,
- wysokość, szerokość, współczynnik oporów aerodynamicznych c_x ,
- przełożenie całkowite układu napędowego,
- sprawność układu napędowego,
- promień dynamiczny koła pojazdu.

Na podstawie przeprowadzonych badań zostały sporządzone charakterystyki trakcyjne ($F_N = f(v)$) co pozwoliło na dokonanie dalszych analiz. Na wykresach zostały również uwzględnione krzywe oporów ruchu i przebiegowe zużycia paliwa. Kolejno był badany związek między właściwościami trakcyjnymi pojazdu, (zdolność do przyspieszania, pokonywania wzniesień oraz osiągnięcia prędkości maksymalnej) a przebiegowym zużyciem paliwa – najbardziej zrozumiałym dla potencjalnych użytkowników pojazdów, wyrażonym jako stosunek zużycia paliwa w dm^3 do przebytej drogi (100 km). Analizy zostały przeprowadzone dla ustalonych warunków jazdy pojazdu (a więc stałych prędkości oraz warunków odniesienia). Badania zostały wykonane przy wykorzystaniu hamowni silnikowej (sporządzono wyżej wymienione charakterystyki), a następnie została zrealizowana część symulacyjna (utworzono wykres trakcyjny oraz badano relacje między właściwościami trakcyjnymi a zużyciem paliwa).

4. OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO

4.1. Elementy stanowiska badawczego

Badania zostały przeprowadzone na stanowisku hamownianym, w skład którego wchodziły następujące elementy:

- a) zbiornik paliwa;
- b) miernica paliwa Automex – był to niezbędny podzespół do pomiaru zużycia paliwa w czasie, przy pomocy metody wagowej;
- c) hamulec elektrowirowy EMX 100 firmy Elektromex

Widok hamulca został przedstawiony na rysunku 4.1.



Rys. 4.1. Hamulec elektrowirowy EMX 100 [54]

Poniżej w tabeli 4.1 podano parametry określające hamulec elektrowirowy EMX 100 [54].

Dane hamulca [54]

Tab. 4.1.

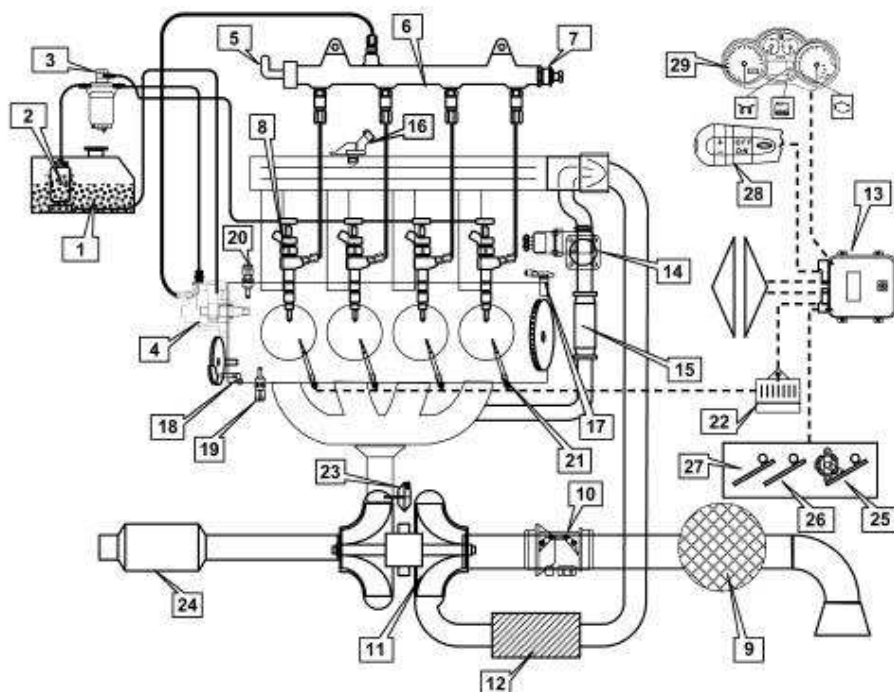
Typ hamulca	EMX100/10000
Max moc pochłaniania	100 kW
Max prędkość obrotowa	10000 obr /min
Max moment obrotowy	240 Nm
Masa hamulca	250 kg
Kierunek obrotów	Dowolny

- d) programator - odpowiadał za pomiar prędkości obrotowej i momentu obrotowego silnika;

- e) jednostka napędowa FIAT Multijet 1,3 JTD – był to silnik wysokoprężny, czterosuwowy, turbodoładowany z wtryskiem bezpośrednim z układem zasilania paliwa typu Common Rail (rys. 4.3).

Posiadał cztery cylindry ustawione rzędowo. Na każdy cylinder przypadały cztery zawory, które były sterowane poprzez popychacze hydrauliczne dwoma wałami rozrządu umieszczonymi w głowicy. Wały rozrządu były napędzane łańcuchem z napinaczem. Zespół napędowy był wyposażony w turbosprężarkę i chłodnicę powietrza doładowującego.

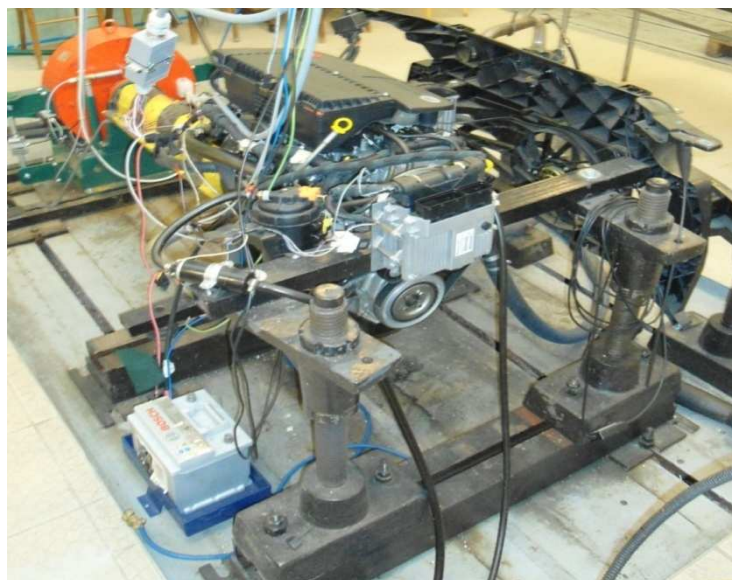
Silnik był sterowany za pomocą elektronicznego systemu wtrysku wysokociśnieniowego dla wysokoobrotowych silników wysokoprężnych z bezpośrednim wtryskiem, opracowanego przez Magneti Marelli [38].



Rys.4.2. Schemat układu zasilania [38,51]: 1. zbiornik paliwa, 2. elektryczna dodatkowa pompa paliwa, 3. filtr paliwa, 4. pompa wysokociśnieniowa, 5. regulator wysokiego ciśnienia, 6. wspólny kolektor wtryskiwaczy, 7. czujnik wysokiego ciśnienia, 8. wtryskiwacze elektryczne, 9. filtr powietrza, 10. przepływomierz powietrza, 11. sprężarka powietrza, 12. wymiennik ciepła, 13. centralka wtrysku, 14. elektrozawór E.G.R., 15. wymiennik ciepła EGR, 16. czujnik ciśnienia w kolektorze, 17. czujnik prędkości obrotowej, 18. czujnik fazy, 19. czujnik temperatury płynu chłodzącego silnik, 20. czujnik niskiego ciśnienia oleju silnikowego, 21. świece żarowe, 22. centralka śwec żarowych, 23. zawór sterujący przepływem spalin do turbiny (waste gate), 24. katalizator, 25. potencjometr pedału przyspieszenia o podwójnej ścieżce, 26. podwójny wyłącznik pedału hamulca, 27. wyłącznik pedału sprzęgła, 28. cruise control (o ile jest przewidziany), 29. tablica sterownicza

Przedstawiony układ składał się z szeregu czujników i nastawników. Zapewniał spełnianie funkcji mających wpływ na dobre parametry ekologiczne oraz osiągi pojazdu. Główne cechy systemu pozwalały na możliwość uzyskania wysokiego ciśnienia wtrysku (do 140 MPa) i modelowania jego wartością pomiędzy 15 MPa a maksymalną wartością roboczą

140 MPa, niezależnie od prędkości obrotowej i obciążenia silnika. Dzięki zastosowaniu tego typu układu zasilania silnik mógł pracować przy wysokich prędkościach obrotowych (do 5000 obr/min przy pełnym obciążeniu), a precyzyjność sterowania wtryskiem (wyprzedzeniem i czasem trwania wtrysku) miała pozytywny wpływ w postaci redukcji zużycia paliwa i zmniejszenia emisji związków toksycznych.



Rys.4.3. Widok silnika FIAT Multijet 1,3 JTD 16 V połączonego z hamulcem elektrowirowym EMX 100 za pomocą wału napędowego

4.2. Obiekt badań hamownianych

Podstawowe dane silnika ze sprawozdania z badań zgodnie z normą [39] zostały przedstawione i rozszerzone o informacje podane przez producenta w celach porównawczych.

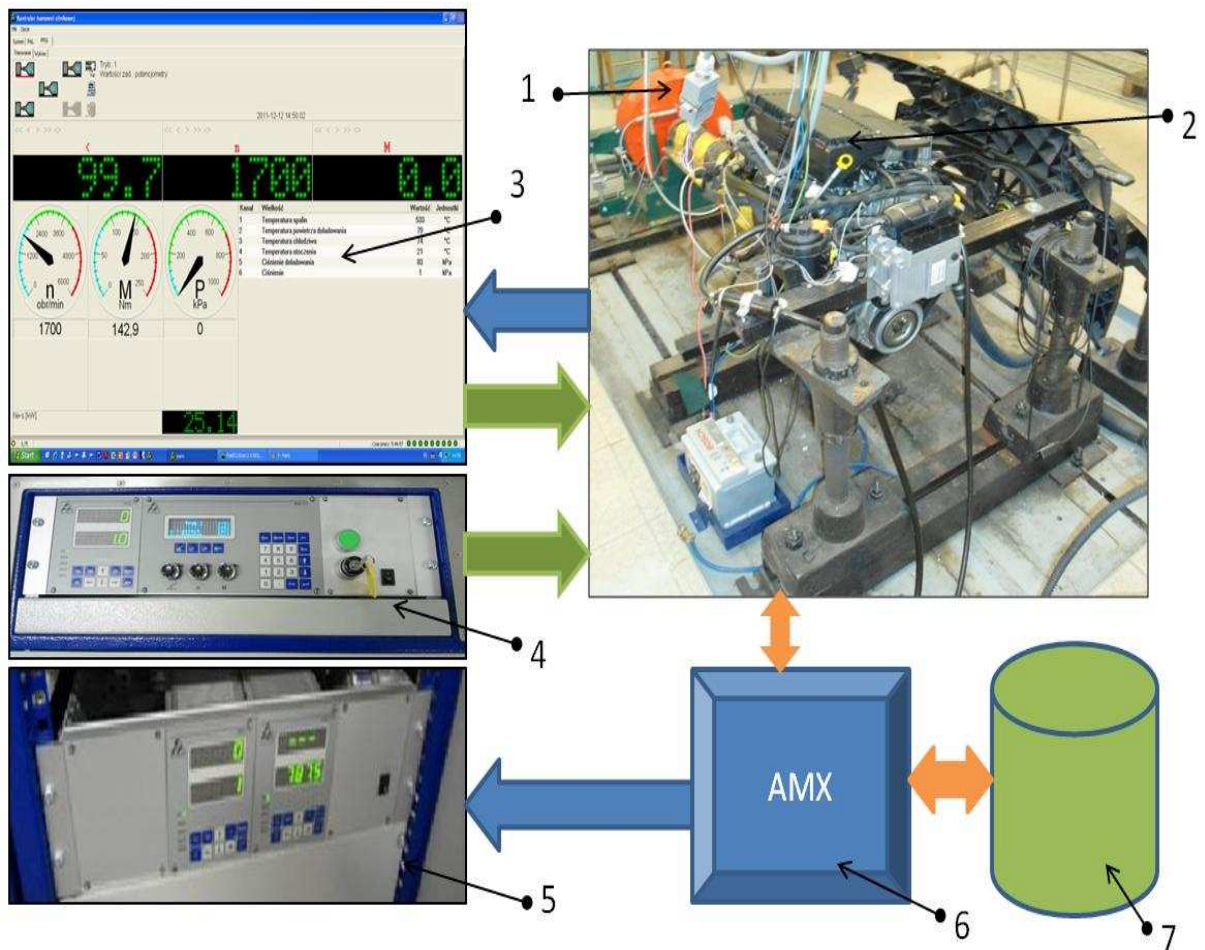
Tab.4.2.

Opis silnika [38]

Określenie wykonania: FIAT Typ: Multijet 1,3 JTD 16 V	Jednostka	Wartość/opis
Średnica cylindra	[mm]	69,6
Skok tłoka	[mm]	82
Stopień sprężania	-	18,1
Liczba cylindrów	-	4
Układ cylindrów	-	Rzędowy
Kolejność wtrysku	-	1-3-2-4
Objętość skokowa silnika	[cm ³]	1248
Moc maksymalna	[KM/kW]	70/51
Prędkość obrotowa przy mocy maks.	[min ⁻¹]	4000
Maksymalny moment obrotowy	[Nm]	145
Prędkość obrotowa przy maks. momencie obrotowym	[min ⁻¹]	1750

4.3. Kompletne stanowisko badawcze

Kompletne stanowisko badawcze silnika przedstawiono na rys.4.4.



Rys.4.4. Schemat stanowiska badawczego (rzut z góry): 1 – hamulec silnikowy EMX 100, 2 - silnik FIAT Multijet 1,3 JTD, 3 – program PARM 1.7, 4- programator AMX212, 5 – paliwomierz AMX212F, 6 - miernica paliwa, 7- zbiornik paliwa, strzałki: pomarańczowe – przepływ paliwa, niebieskie – odczyt parametrów, zielone – sterowanie

Na powyższym stanowisku badawczym następował przepływ informacji między sterownią a hamownią silnikową. Programator zapewniał ustawienie zadanych parametrów operacyjnych silnika, a program PARM pozwalał na odczytanie wartości parametrów zmierzonych przy pomocy czujników umieszczonych na hamulcu silnikowym oraz będących integralnym wyposażeniem jednostki napędowej. Ta natomiast była zasilana paliwem ze zbiornika poprzez miernicę paliwa zintegrowaną z paliwomierzem służącym do odczytu zużycia paliwa.

Hamownia silnikowa składała się z jednostki napędowej połączonej w sposób szeregowy z hamulcem silnikowym. Obciążał on wał korbowy silnika, zadany przez eksperymentatora, momentem hamującym symulującym opory ruchu pojazdu.

5. BADANIA

Stanowisko badawcze opisane w poprzednim rozdziale umożliwiło przeprowadzenie pomiaru parametrów operacyjnych silnika, a zarazem warunków panujących podczas badań. Część danych była wyznaczana w sposób bezpośredni, pozostałe w sposób pośredni przy wykorzystaniu ogólnych zależności na podstawie wielkości zmierzonych.

5.1. Parametry określone przy wykorzystaniu hamowni silnikowej

Poniżej zostały przedstawione wskaźniki operacyjne silnika uzyskane pod obciążeniem z wykorzystaniem hamulca elektrowirowego, masowej miernicy paliwa, zestawu konstrukcyjnych czujników silnika oraz umieszczonych w otoczeniu jego funkcjonowania.

Parametry określone na hamowni w sposób **bezpośredni** (w wyniku pomiarów):

- 1) *moment obrotowy silnika T_{tq}* – zdolność do wykonywania pracy silnika. Wielkość uzyskiwana przy obciążeniu silnika momentem hamującym (symulującym opory ruchu w warunkach drogowych) przy pomocy hamulca silnikowego.

Według normy [39] była to średnia wartość momentu uzyskanego przez silnik, zmierzona na końcu wału napędowego. Jednostka [Nm]. Dopuszczalna odchyłka parametru $\pm 2\%$;

- 2) *prędkość obrotowa silnika n* – liczba obrotów wału korbowego silnika w danym okresie czasu. Pomiar odbywał się przy pomocy czujnika magnetoindukcyjnego umieszczonego na hamulcu silnikowym. Jednostka [min^{-1}]. Dopuszczalna odchyłka $\pm 2\%$;

- 3) *zużycie paliwa B* - wskaźnik ten był określony jako stosunek masy zużytego paliwa w jednostce czasu [39]. Pomiar masy zużywanego paliwa dokonywano przy pomocy miernicy paliwa firmy Automex. Zużycie paliwa obliczano według wzoru [36]:

$$B = \frac{m_p}{t_w} \quad (5.1)$$

gdzie:

- m_p - masa paliwa [g, kg],
 t_w - czas zużycia masy paliwa [s, h].

Jednostka [g/s, kg/s, kg/h]. Dopuszczalna odchyłka parametru $\pm 3\%$;

Parametry odczytane bezpośrednio (na podstawie danych pobieranych z czujników) związane z warunkami pomiarów [39]:

- 1) *ciśnienie otoczenia* p_a – poziom ciśnienia atmosferycznego w pobliżu miejsca, z którego silnik spalinowy pobierał powietrze. Pomiar odbywał się przy pomocy barometru o zakresie pomiarowym od 90 do 108 kPa. Jednostka [kPa]. Dopuszczalna odchyłka parametru $\pm 0,5$ %;
- 2) *temperatura otoczenia* T_a – temperatura powietrza w otoczeniu instalacji silnika w danym punkcie lub miejscu. Pomiar odbywał się przy pomocy termometru o zakresie pomiarowym od 273 K do 323 K (0 °C do + 50 °C). Jednostka [K]. Dopuszczalna odchyłka parametru ± 2 K;

Parametry wyznaczone na podstawie wielkości zmierzonych przy zastosowaniu odpowiednich zależności:

- 1) *moc użyteczna silnika* P^d – zdolność silnika do wykonywania pracy w czasie. Była obliczana na podstawie formuły [22]:

$$P^d = \frac{T_{iq} \cdot n}{9554,14} \quad (5.2)$$

gdzie:

- P^d - moc użyteczna silnika [kW],
 T_{iq} - moment obrotowy silnika [Nm],
 n - prędkość obrotowa silnika [min^{-1}].

Według normy [39] była definiowana jako moc lub suma mocy zmierzona na wale napędowym. Jednostka [kW]. Dopuszczalna odchyłka parametru ± 3 %;

- 2) *jednostkowe zużycie paliwa* b – jako stosunek godzinowego zużycia paliwa do mocy użytecznej silnika [36]:

$$b = \frac{B_h}{P^d} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right] \quad (5.3)$$

$$b = \frac{1000B_h}{P^d} \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] \quad (5.4)$$

Parametr był bardzo istotny - charakteryzował sprawność ogólną silnika. Im niższe było jednostkowe zużycie paliwa, tym silnik cechował się większą sprawnością ogólną.

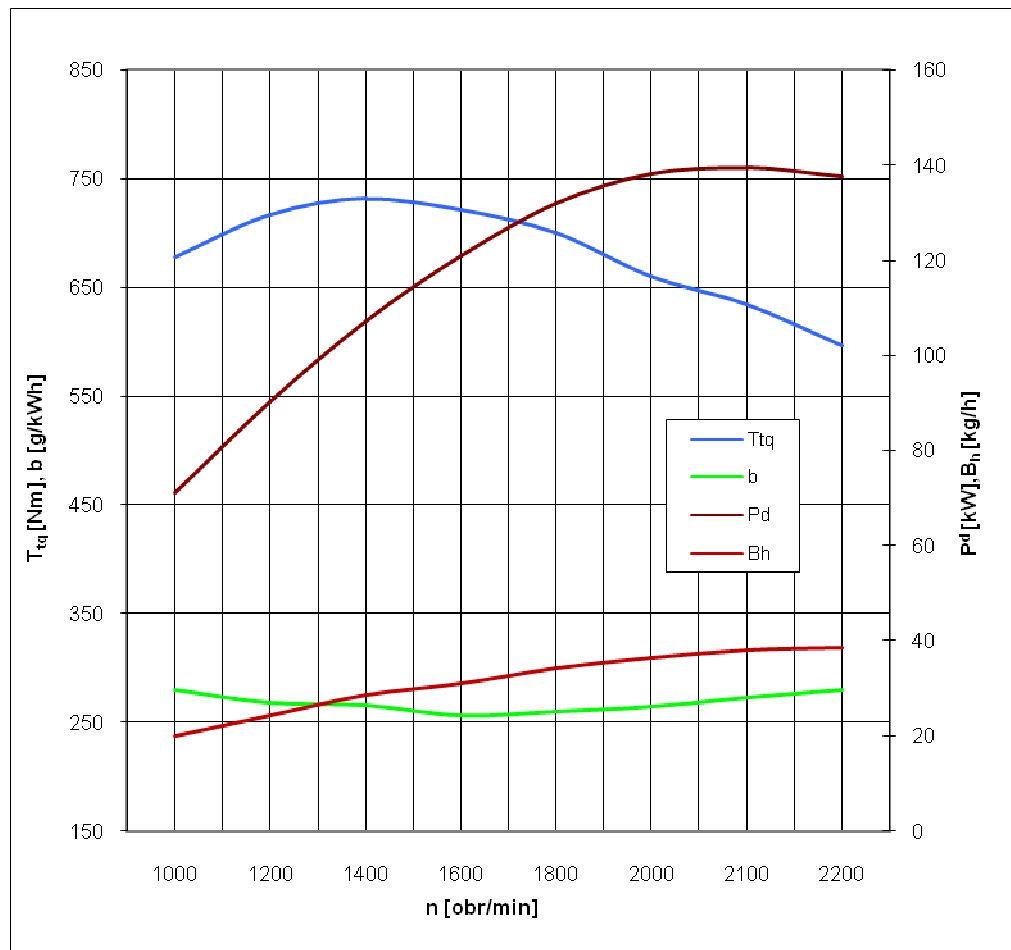
Według normy [39] była to masa zużywanego paliwa przez silnik w jednostce czasu na jednostkę mocy. Jednostka [g/kWh]. Dopuszczalna odchyłka parametru ± 5 %.

5.2. Rodzaje charakterystyk silnikowych

Charakterystyką silnika nazywamy wykreślne przedstawienie jednego lub kilku wskaźników pracy silnika w funkcji innego parametru wpływającego na jego pracę. Służy ona do oceny niektórych właściwości jednostki napędowej w całym zakresie jego użyteczności. Podstawę jej sporządzenia stanowi pomiar, ale przybliżony przebieg charakterystyki można również obliczyć [36].

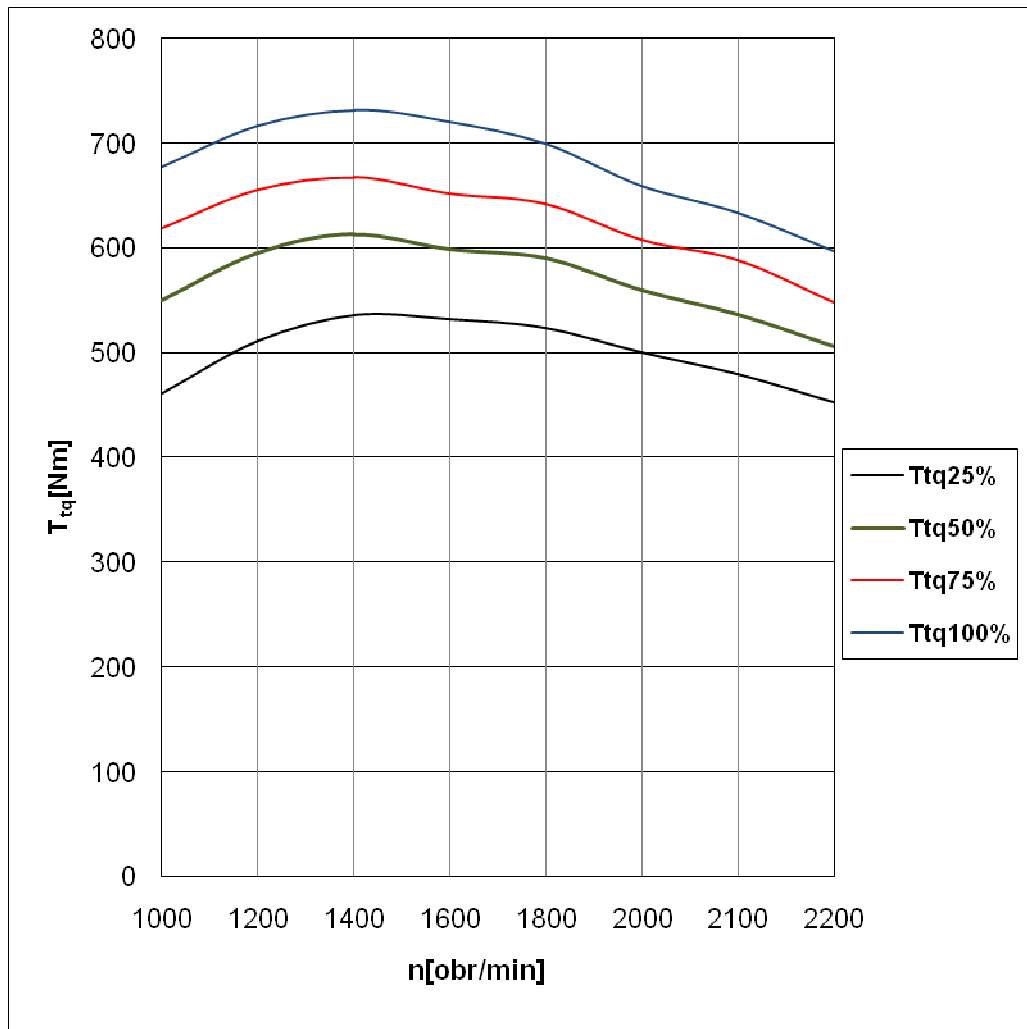
Na podstawie pomiarów sporządza się trzy typy charakterystyk:

- a) **charakterystykę zewnętrzną** – była to zależność momentu obrotowego, mocy użytecznej, godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa silnika od prędkości obrotowej przy całkowitym otwarciu przepustnicy (silniki o ZI) lub przy zasilaniu silnika pełną dawką paliwa (silniki o ZS) [6,36] (przykładowa charakterystyka – rys.5.1),



Rys.5.1. Przykładowa charakterystyka zewnętrzna silnika SW680: T_{tq} – moment obrotowy silnika, b – jednostkowe zużycie paliwa, P^d – moc użyteczna silnika, B_h – godzinowe zużycie paliwa, n – prędkość obrotowa silnika

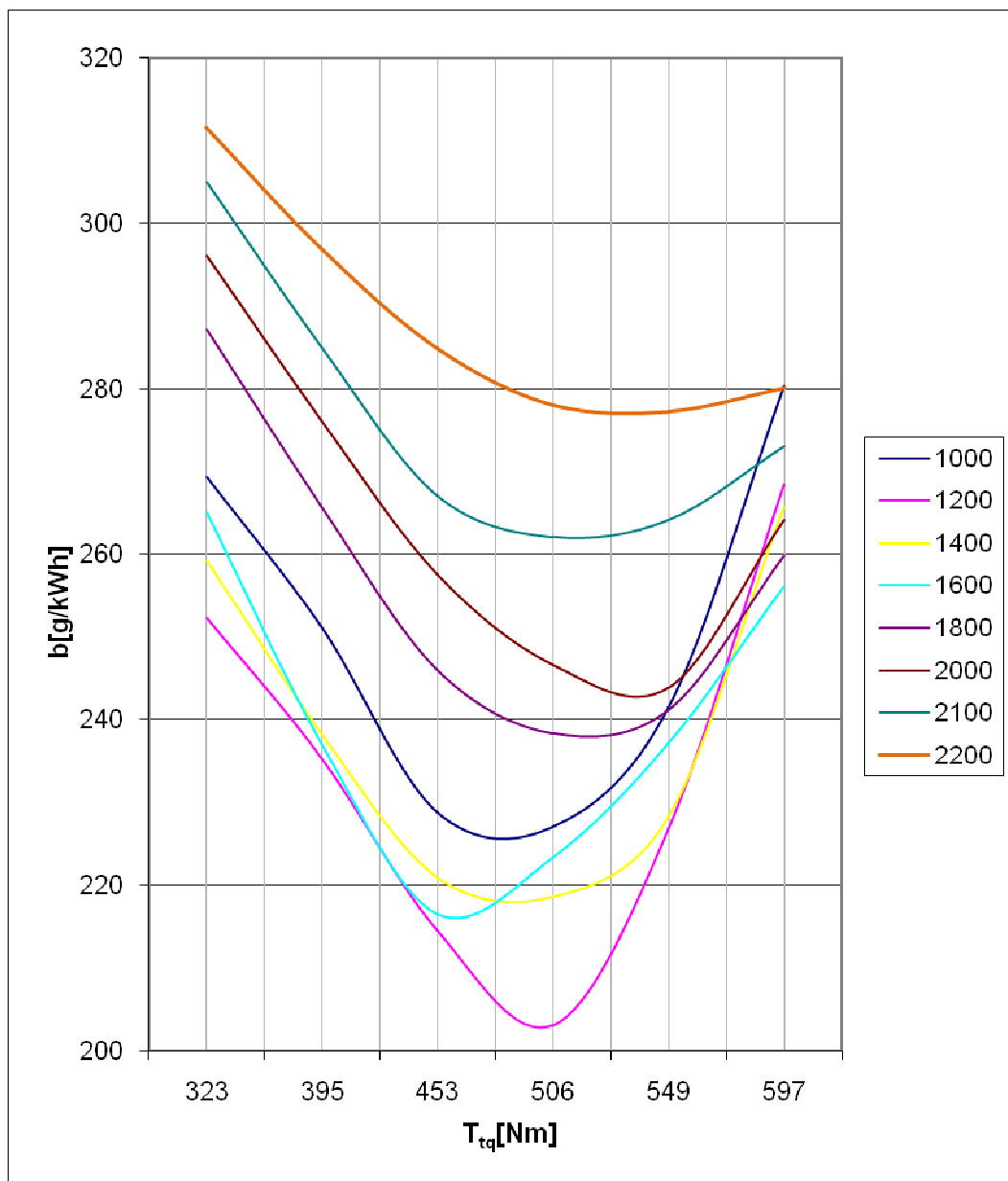
b) **charakterystyki częściowe** – przedstawiały one relacje między momentem obrotowym, mocą użyteczną, godzinowym i jednostkowym zużyciem paliwa silnika od prędkości obrotowej przy częściowo otwartej przepustnicy (silniki o ZI) lub przy zasilaniu silnika częściową dawką paliwa (silniki o ZS) [6,36],



Rys.5.2. Przykładowa charakterystyka częściowa momentu obrotowego silnika SW680:

T_{tq25%} – moment obrotowy silnika (dla 25 % otwarcia przepustnicy/dawki nominalnej paliwa),
T_{tq50%} – moment obrotowy silnika (dla 50 % otwarcia przepustnicy/dawki nominalnej paliwa),
T_{tq75%} – moment obrotowy silnika (dla 75 % otwarcia przepustnicy/dawki nominalnej paliwa),
T_{tq100%} – moment obrotowy silnika (dla całkowicie otwartej przepustnicy/pełnej nominalnej dawki paliwa), **n** – prędkość obrotowa silnika

c) **charakterystykę obciążeniową** – symbolizowała związek pomiędzy *godzinowym* lub *jednostkowym zużyciem paliwa* od momentu obrotowego silnika dla stałej prędkości obrotowej wału korbowego silnika [6,36].



Rys.5.3. Przykładowa charakterystyka obciążeniowa silnika SW680 (legenda podaje określone prędkości obrotowe silnika [min^{-1}]): b – jednostkowe zużycie paliwa, T_{tq} – moment obrotowy silnika

5.3. Metodyka badań

Eksperymenty zostały zrealizowane wg norm [39], [40] i [41]. Przywołanie normatywne [39] odwzorowywało niemiecką normę DIN, według której mierzono moc użyteczną silnika.

Była to moc indykowana silnika pomniejszona o straty wynikające z tarcia w łożyskach oraz napędu osprzętu pomocniczego takiego jak np.: alternator, pompa cieczy chłodzącej i została opisana według wzoru [36]:

$$P^d = p_e V_s i n \tau \quad (5.5)$$

gdzie:

- P^d - moc użyteczna silnika [W],
 p_e - ciśnienie efektywne uzyskiwane w cylindrze [Pa],
 V_s - objętość skokowa cylindra [m³],
 i - liczba cylindrów,
 n - prędkość obrotowa silnika [obr/s],
 τ - współczynnik taktowności silnika, dla silników dwusuwowych = 1, dla czterosuwowych = 0,5.

5.3.1. Warunki atmosferyczne podczas badania

Warunki atmosferyczne podczas badania mieściły się w następujących zakresach wartości granicznych [39]:

a) temperatura T_y dla silników o zapłonie samoczynnym: $283K \leq T_y \leq 313K$,

b) ciśnienie powietrza suchego p_d pomiędzy $90kPa \leq p_d \leq 110kPa$.

5.3.2. Metoda badawcza wg normy

Norma [39] uwzględniała dwa rodzaje metod badawczych. Według niej wykorzystano metodę badawczą 2.

Stosowano ją do weryfikacji mocy znamionowej silnika netto/i lub mocy całkowitej. Przedstawiała osiągi silnika przy pełnej mocy/pełnym momencie obrotowym w zależności od prędkości obrotowej silnika w wyniku naniesienia na wykres krzywych mocy i zużycia paliwa.

Zgodność typu silnika z deklaracją była spełniona, gdyż różnice między wartościami deklarowanymi a zmierzonymi mieściły się w zakresie określonych tolerancji.

5.3.3. Urządzenia pomiarowe i dokładność przyrządów

Wszystkie urządzenia pomiarowe spełniały następujące warunki:

- układ do pomiaru momentu obrotowego za pomocą dynamometru (ramię tensometryczne) powinien charakteryzować się dokładnością wynoszącą $\pm 1\%$ zakresu wartości wymaganych podczas badania,
- dokładność układu do pomiaru prędkości obrotowej silnika powinna wynosić $\pm 0,5\%$,

- dokładność układu do pomiaru natężenia przepływu paliwa powinna wynosić $\pm 1\%$,
- dokładność układu do pomiaru temperatury powietrza powinna wynosić $\pm 2\text{ K}$,
- dokładność układu do pomiaru ciśnienia atmosferycznego powinna wynosić $\pm 100\text{ Pa}$,

Dokładność urządzeń pomiarowych i jej zgodność z wymaganiami opisanymi w normie została zobrazowana w tab. 5.1.

Tab.5.1.

Dokładności urządzeń pomiarowych (a) oraz zadane wg normy (b)

a) urządzenia pomiarowe				
n	T_{tq}	B	T_t	p_a
min^{-1}	Nm	[g/s]	K	Pa
1	0,1	0,01	0,5	10
b) norma				
n	T_{tq}	B	T_t	p_a
0,5%	1%	1%	5K	100 Pa

gdzie: T_{tq} – moment obrotowy silnika, B - zużycie paliwa, T_t – temperatura powietrza, p_a – ciśnienie atmosferyczne

Ze względu na możliwość weryfikacji dokładności przyrządów pomiarowych wykorzystywanych podczas badań hamownianych z ustaleniami podanymi w uwarunkowaniu normatywnym (dokładności urządzeń pomiarowych podane w wielu przypadkach procentowo) porównano jakim udziałem procentowym zadane wartości w tab.5.1 w podpunkcie a) były w wartościach parametrów odczytanych z charakterystyki prędkościowej silnika (charakterystyka zewnętrzna). Dokładność urządzeń pomiarowych i jej zgodność z wymaganiami została określona dla charakterystyki zewnętrznej silnika FIAT Multijet wykonanej dwukrotnie w górę i w dół prędkości obrotowych z parametrów wyznaczonych jako średnia z czterech dokonanych pomiarów. Wnioskując na podstawie tab.5.1. i 5.2. stwierdzono, że układ pomiarowy charakteryzował się bardzo wysoką dokładnością pomiarową często kilkukrotnie wyższą niż przewidywała to norma. Jedynym wyjątkiem była wartość zużycia paliwa przy prędkości obrotowej 1000 min^{-1} .

Tab.5.2.

Dokładności urządzeń pomiarowych – charakterystyka zewnętrzna FIAT Multijet

T_{iq}	T_{iq}	T_{iq} wg normy	n	n	n wg normy	B	B	B wg normy
[Nm]	[%]	[Nm]	[obr/min]	[%]	[obr/min]	[g/s]	[%]	[g/s]
71,4	0,14	0,7	1000	0,10	5	0,59	1,71	0,02
124,4	0,08	1,2	1500	0,07	8	1,39	0,72	0,01
139,6	0,07	1,4	1700	0,06	9	1,65	0,61	0,01
140,1	0,07	1,4	1900	0,05	10	1,78	0,56	0,01
138,1	0,07	1,4	2000	0,05	10	1,85	0,54	0,01
137,7	0,07	1,4	2200	0,05	11	2,01	0,50	0,00
135,2	0,07	1,4	2400	0,04	12	2,08	0,48	0,00
134,4	0,07	1,3	2500	0,04	13	2,20	0,45	0,00
134,6	0,07	1,3	3000	0,03	15	2,75	0,36	0,00
124,2	0,08	1,2	3500	0,03	18	3,08	0,32	0,00
115,1	0,09	1,2	4000	0,03	20	3,38	0,30	0,00
94,6	0,11	0,9	4500	0,02	23	3,25	0,31	0,00

5.3.4. Warunki badań

- A) Silnik miał wyregulowany układ pompy wtryskowej, urządzenia zapobiegające zanieczyszczeniu atmosfery oraz regulację ciśnienia doładowania.
- B) Badanie mocy silnika o zapłonie samoczynnym obejmowało pracę silnika przy ustalonej na pełne obciążenie nastawie pompy wtryskowej (maksymalna dawka paliwa została określona w sterowniku), a silnik był wyposażony w standardowe wyposażenie fabryczne.
- C) Dane o osiąгах silnika uzyskano w ustabilizowanych warunkach pracy przy zachowaniu odpowiedniej ilości powietrza dostarczonego do silnika. Przed badaniem silnik był dotarty zgodnie z zaleceniami producenta. W celu minimalizacji wielkości współczynnika korekcji, warunki badania, takie jak temperatura powietrza w układzie dolotowym, zostały tak dobrane, że były jak najbliższe normalnym warunkom odniesienia.

- D) Nie rejestrowano danych do czasu ustalenia się momentu obrotowego, prędkości obrotowej i temperatur na poziomie określonym przez producenta.
- E) Prędkość obrotowa silnika podczas trwania badania lub odczytu danych nie odbiegała od prędkości nastawionej o więcej niż $\pm 10 \text{ min}^{-1}$.
- F) Zaobserwowane dane o obciążeniu na hamulcu, natężeniu przepływu paliwa i temperaturze powietrza w układzie dolotowym rejestrowano jednocześnie i w każdym przypadku, stanowiły one wartość średnią, z co najmniej dwóch ustabilizowanych kolejnych odczytów. Pomiedzy tymi odczytami nie regulowano silnika.
- G) Temperaturę cieczy chłodzącej na wylocie z silnika utrzymywano na poziomie określonej przez producenta górnej wartości temperatury regulowanej termostatycznie z dokładnością $\pm 5\text{K}$.
- H) Wybór paliwa do badania mocy był zgodny z wymaganiami normy [39]. Jego charakterystyka własności fizyko-chemicznych została umieszczona w załączniku A.

Przeprowadzanie badań poprzedzały czynności obsługowe do których należało:

- wymiana oleju silnikowego na nowy olej Castrol Edge Turbo Diesel 5W-40 (22.09.10),
- wymiana filtra paliwa (MAHLE KX 208 D),
- wymiana filtra oleju,
- wymiana paska klinowego napędu alternatora oraz pompy cieczy chłodzącej.

5.3.5. Procedura badawcza

Pomiary przeprowadzono dla odpowiedniej liczby prędkości obrotowych silnika w celu pełnego wyznaczenia przebiegu krzywych mocy i momentu obrotowego w zakresie między minimalną a maksymalną prędkością obrotową zalecaną przez producenta. Zakres prędkości obrotowych obejmował punkty, w których silnik uzyskiwał maksymalną moc i moment obrotowy. Ze względu na ekonomię badań eksperymenty ustalono co 500 obr/min, aby uwzględnić całkowity charakter tych relacji. W okolicach ekstremów miejsc krzywych punkty pomiarowe zostały zagęszczone i wykonywane co 200 obr/min lub nawet co 100 obr/min.

5.3.6. Plan przeprowadzenia badań

Właściwości trakcyjne przedstawiane za pomocą charakterystyki trakcyjnej pojazdu nie wynikały tylko i wyłącznie z parametrów konstrukcyjnych układu napędowego (skrzynia biegów, przekładnia główna). Istotne znaczenie miała również jednostka napędowa pojazdu oraz wynikająca z jej pracy charakterystyka zewnętrzna jak i charakterystyki częściowe. Najważniejszym parametrem mającym wpływ na wymienione wyżej właściwości był przebieg krzywej momentu obrotowego silnika.

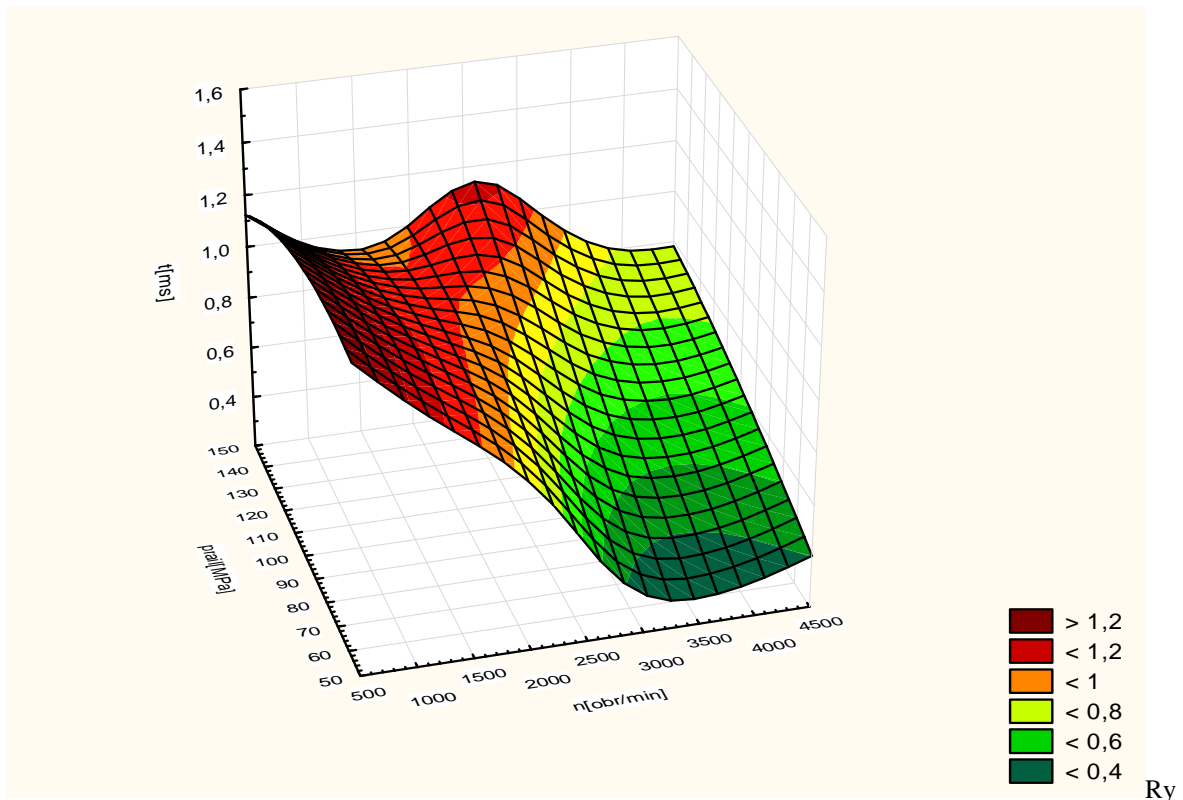
W celu przedstawienia matematycznego opisu obiektu, a zarazem zobrazowania zależności między zmiennymi wyjściowymi (moment obrotowy silnika) a zmiennymi wejściowymi (przyjęto parametry mające wpływ na wartość momentu obrotowego), zgodnie z kryterium realizowalności, informatywności a zarazem efektywności, dobrano określony plan badań. Był to plan poliselekcyjny dwuwartościowy połówkowy dla trzech zmiennych wejściowych ($k=3$) [4,27].

Za parametry wejściowe mające wpływ na przebieg charakterystyki momentu obrotowego przyjęto ciśnienie paliwa w zasobniku Common Rail p_{rail} , sumaryczny czas wtrysków paliwa (wtrysk pilotowy + wtrysk główny) t oraz prędkość obrotową wału korbowego silnika n (tab.5.3). Przestrzeń planowania została ograniczona jedną krzywą symulującą warunki badań podczas wykonywania charakterystyki zewnętrznej oraz drugą z dołu opisującą krzywą uzyskaną przy zasilaniu silnika 25 % wartości dawki nominalnej (rys.5.4).

Tab.5.3.

Plan przeprowadzenia badań

Układ	n [obr/min]	p_{rail} [MPa]	t [ms]
1	1000	55	1,272
2	2000	85	0,958
3	3000	120	0,834
4	4000	140	0,754
5	1000	55	1,121
6	2000	70	0,953
7	3000	85	0,544
8	4000	100	0,588



s.5.4. Wykres powierzchniowy przestrzeni planowania eksperymentu

5.3.7. Metoda korekcji mocy

Metoda ta była wykorzystana w celu porównania uzyskanej mocy do normalnych warunków odniesienia na podstawie mocy zmierzonej (określonej) w warunkach otoczenia panujących podczas pomiaru.

W celu korekcji zmierzoną moc należało pomnożyć przez współczynnik, zgodnie z następującą zależnością [39]:

- dla silników o zapłonie samoczynnym

$$P_r = \alpha_c \cdot P_y \quad (5.6)$$

gdzie:

P_r - moc użyteczna w normalnych warunkach odniesienia [kW],

α_c - współczynnik korekcji,

P_y - moc użyteczna w warunkach otoczenia podczas badania [kW].

Współczynnik korekcji dla stałych wartości parametrów zasilania został obliczony na podstawie następującej relacji [39]:

$$\alpha_c = (f_a)^{f_m} \quad (5.7)$$

gdzie:

- f_a - współczynnik atmosferyczny,
- f_m - parametr charakterystyczny dla każdego rodzaju silnika i nastawy ilości dostarczanego paliwa.

Współczynnik atmosferyczny, który przedstawiał wpływ warunków środowiska (ciśnienie, temperatura i wilgotność) powietrza zasysanego przez silnik dla turbodoładowanych jednostek napędowych z chłodzeniem powietrza doładowanego za pomocą chłodnicy typu powietrze – powietrze był opisany wzorem [39]:

$$f_a = \left(\frac{p_r - \phi_r p_{sr}}{p_y - \phi_y p_{sy}} \right)^{0,7} \left(\frac{T_y}{T_r} \right)^{1,2} \quad (5.8)$$

gdzie:

- p_r - normalne całkowite ciśnienie atmosferyczne odniesienia [kPa],
- ϕ_r - normalna wilgotność względna odniesienia [%],
- p_{sr} - normalne ciśnienie odniesienia nasyconej pary wodnej [kPa],
- p_y - całkowite ciśnienie atmosferyczne podczas badania [kPa],
- ϕ_y - wilgotność względna otoczenia podczas badania [%],
- p_{sy} - ciśnienie nasyconej pary wodnej otoczenia podczas badania [kPa],
- T_y - termodynamiczna temperatura otaczającego powietrza podczas badania [K],
- T_r - normalna termodynamiczna temperatura odniesienia otaczającego powietrza [K].

Do przeliczenia tego współczynnika należało skorzystać z podanych dalej normalnych warunków odniesienia oraz z tablicy przeliczeniowej zawartej w załączniku B normy [39] umożliwiającej określenie ciśnienia pary wodnej, wskaźników i współczynników.

Współczynnik silnika f_m zależał od typu silnika oraz stosunku paliwa i ilości powietrza, odpowiadającego danej nastawie dawki paliwa. Był funkcją skorygowanej dawki paliwa q_c i obliczało się go zgodnie z równaniem [39]:

$$f_m = 0,036q_c - 1,14 \quad (5.9)$$

gdzie:

$$q_c = \frac{q}{r_r} \quad (5.10)$$

gdzie q było jednostkową dawką paliwa w miligramach na cykl na dm^3 objętości skokowej silnika [$\text{mg}/(\text{dm}^3 \text{ cykl})$] określaną na podstawie następującej zależności [39]:

$$q = \frac{z \cdot \dot{V}}{V_H \cdot n} \quad (5.11)$$

gdzie:

$z = 120000$ dla silników 4-suwowych, $z = 60000$ dla silników dwusuwowych,

\dot{V} - natężenie przepływu paliwa [g/s],

V_H - objętość skokowa [dm^3],

n - prędkość obrotowa wału korbowego silnika [min^{-1}],

r_r - współczynnik wyrażający iloraz absolutnego ciśnienia statycznego na wylocie ze sprężarki i ciśnienia powietrza na dolocie do sprężarki w normalnych warunkach odniesienia.

Równanie (5.9) obowiązywało, jeżeli został spełniony warunek w zakresie wartości q_c ($\text{mg}/\text{dm}^3 \text{ cykl}$) [39]:

$$37,2 \leq q_c \leq 65 \quad (5.12)$$

Dla wartości mniejszych niż 37,2 należało zastosować stałą wartość f_m równą 0,2, natomiast dla wartości q_c większych niż 65 stałą wartość równą 1,2 ($f_m = 1,2$).

Równanie współczynnika korekcji (5.7) należało stosować tylko wtedy, gdy $0,96 \leq \alpha_c \leq 1,06$.

Jeżeli powyższe wartości graniczne zostały przekroczone, w sprawozdaniu z badania należało podać skorygowaną wartość mocy i precyzyjnie określić warunki badania (temperaturę i ciśnienie).

5.3.8. Warunki odniesienia

W celu wyznaczenia mocy i zużycia paliwa przez silnik spalinowy zastosowano normalne warunki odniesienia [39]:

- całkowite ciśnienie atmosferyczne : $p_r = 100 \text{ kPa}$,
- temperatura powietrza: $T_r = 298 \text{ K } (25^{\circ} \text{ C})$,
- wilgotność względna: $\phi_r = 30 \%$,
- temperatura czynnika chłodzącego ładunek: $T_{cr} = 298 \text{ K } (25^{\circ} \text{ C})$.

Wilgotność względna równa 30 % przy temperaturze 298 K odpowiadała ciśnieniu wody równemu 1 kPa. W przypadku powietrza suchego powyższe warunki odpowiadały ciśnieniu 99 kPa.

5.4. Część symulacyjna

Podstawą do jej realizacji było wykorzystanie wymienionych charakterystyk silnikowych (rozdział 5.2) oraz dobór i wyznaczenie [1,6,18]:

- a) *wartości przełożenia całkowitego układu napędowego* jako iloczynu przełożenia wybieralnego (skrzynia biegów) oraz przełożenia stałego (przekładnia główna) na podstawie [30] wg wzoru:

$$i_{UN} = i_{SB} i_{PG} \quad (5.13)$$

gdzie:

- i_{SB} - przełożenie aktualnego biegu skrzyni biegów,
 i_{PG} - przełożenie przekładni głównej.

Wyrażano je również jako stosunek prędkości obrotowej silnika do prędkości obrotowej kół napędzanych [6,18].

- b) *sprawności układu napędowego* - iloczynu sprawności sprzęgła ciernego, skrzyni biegów, przekładni głównej oraz przegubów [6,18]:

$$\eta_{UN} = \eta_s \cdot \eta_{SB} \cdot \eta_{PG} \cdot \eta_{PN} \quad (5.14)$$

gdzie:

- η_s - sprawność sprzęgła ciernego,
 η_{SB} - sprawność skrzyni biegów,
 η_{PG} - sprawność przekładni głównej,
 η_{PN} - sprawność przegubów napędowych.

Sprawność układu napędowego była stosunkiem mocy osiągniętej na kołach napędzanych do mocy silnika. Wartość tego parametru przyjęto równą 0,9 wg [6] i [18].

c) *współczynnika strat mocy pod maską* (zależnego od wysokości nad poziomem morza oraz od temperatury pod maską silnika) [6,18]:

$$\sigma = 1 - \frac{p + t_T}{100} \quad (5.15)$$

gdzie:

- p - wpływ wysokości nad poziomem morza,
 t_T - wpływ temperatury pod maską na moc silnika.

Wartość współczynnika p rosła o 6,5 % na każde 500 m n.p.m., natomiast t o 2 % na każde 10 K przyrostu temperatury ponad temperaturę 288 K [6,18]. W tabeli 5.4. podano wpływ wysokości nad poziomem morza na spadek mocy silnika.

Tab.5.4.

Wpływ wysokości nad poziomem morza na spadek mocy silnika[6]

Wysokość nad poziomem morza [m]	Moc silnika w procentach mocy na poziomie morza
0	100 %
500	93,5 %
1000	87,0 %
1500	80,5 %
2000	74,0 %
2500	67,5 %
3000	61,0 %

d) *promienia kinematycznego koła* r_k - był to promień toczny koła elastycznego toczzonego bez poślizgu z określoną prędkością i przy określonym obciążeniu pionowym, ale nieobciążonego ani momentem napędzającym, ani momentem hamującym [6,18]. Przybliżoną wartość promienia kinematycznego w wypadku przeciętnej opony samochodowej można było określić ze wzoru [6,18]:

$$r_k = r_{sw} - \frac{1}{3}(r_{sw} - r_{st}) \approx r_d \quad (5.16)$$

gdzie:

- r_k - promień kinematyczny koła [m],
 r_{sw} - promień swobodny koła [m],
 r_{st} - promień statyczny koła [m],
 r_d - promień dynamiczny koła [m].

Promień swobodny koła r_{sw} była to połowa największej średnicy koła, nieobciążonego żadnymi siłami zewnętrznymi, przy oponie napełnionej gazem do ciśnienia katalogowego, przewidzianego przy największym dopuszczalnym obciążeniu opony.

Promień statyczny koła r_{st} była to odległość środka koła ustawionego w płaszczyźnie pionowej od nawierzchni przy największym dopuszczalnym w wypadku danej opony obciążeniu pionowym i przy przewidzianym w tym obciążeniu ciśnieniu w oponie.

Promień dynamiczny koła r_d była to odległość środka koła, obciążonego określonymi siłami i określonymi momentami, od linii działania stycznej reakcji nawierzchni w dowolnych, określonych warunkach ruchu.

Promieniami najczęściej używanymi w mechanice ruchu pojazdu były promień kinematyczny i dynamiczny. W przypadku ogumienia stosowanego w pojazdach samochodowych wypełnionego gazem o ciśnieniu podanym przez producenta, właściwym dla maksymalnego obciążenia, różnice pomiędzy promieniem kinematycznym a dynamicznym były pomijalnie małe [6,18].

e) *gęstości paliwa ρ_p [kg/dm³]* - wykorzystano naczynie wzorcowe o pojemności 1 dm³, które zostało napełnione paliwem (olej napędowy) i badane na wadze tensometrycznej w normalnych warunkach odniesienia. Gęstość paliwa wynosiła 0,8201 kg/dm³.

Na podstawie tych danych została określona możliwość wyznaczenia charakterystyki trakcyjnej pojazdu wraz z krzywymi przebiegowego zużycia paliwa.

5.5. Sporządzenie charakterystyki trakcyjnej pojazdu

Charakterystyka trakcyjna przedstawia graficznie zależność siły napędowej F_N na kołach pojazdu od jego prędkości v .

Samochód, poruszający się ze stałą prędkością (stan ustalony momentu obrotowego i prędkości obrotowej silnika) charakteryzuje się siłą napędową na kołach napędzanych równoważącą opory ruchu (wszystkie siły zgodne z kierunkiem ruchu, ale posiadające przeciwny zwrot).

Przy ruchu jednostajnym prostoliniowym na samochód działają jedynie opory toczenia, powietrza i wzniesienia:

a) **opór toczenia** – był sumą sił oporów toczenia każdego z kół i opisywał go współczynnik oporu toczenia. Największy wpływ na wartość tej wielkości miał rodzaj i stan nawierzchni [6]. Opór toczenia wyrażała zależność [30]:

$$F_t = f_t G \cos \alpha \quad (5.17)$$

gdzie:

- F_t - opór toczenia [N],
- f_t - współczynnik oporu toczenia,
- G - siła ciężkości (ciężar) pojazdu [N],
- α - pochylenie wzniesienia [$^\circ$].

Współczynnik oporu toczenia był przedstawiony za pomocą relacji [6,18]:

$$f_t = f_t^0 (1 + A_t v^2) \quad (5.18)$$

gdzie:

- f_t^0 - współczynnik podstawowego oporu toczenia,
- A_t - współczynnik dodatkowego oporu toczenia [s^2/m^2],
- v - prędkość samochodu [m/s].

Dla najczęściej stosowanych nawierzchni przyjmowało się, że $A_t = 0,00005$ [6]. Autor publikacji [30] podał aby ten współczynnik pominąć, uwzględniając błąd w zakresie 5 %. Przykładowe obliczenie współczynnika oporu toczenia dla samochodu osobowego FIAT Panda poruszającego się z prędkością 160 km/h (44.4 m/s) – prędkość maksymalna wg [38] przyjmując $A_t = 0,00005$:

$$f_t = f_t^0 (1 + 0,00005 * (44,4)^2) = f_t^0 + 0,099 f_t^0 \quad (5.19)$$

A więc błąd wynosił ok. 9,9 % dlatego autor rozprawy uznał, aby współczynnika dodatkowego oporu toczenia nie pomijać. Pomijając dodatkowy opór toczenia pięcioprocentowy błąd popełnia się dla prędkości 114 km/h.

Wartości współczynników podstawowego oporu toczenia najczęściej stosowanych nawierzchni zostały opisane w tab. 5.5.

Średnie wartości podstawowego współczynnika oporu toczenia f_t^0 na różnych nawierzchniach wg [6], [18]

Rodzaj nawierzchni	Samochody osobowe	Samochody ciężarowe
Gładki asfalt	0,012	0,010
Gładki beton	0,014	0,012
Szorstki beton	0,015	0,013
Bardzo dobra kostka granitowa	0,016	0,014
Szosa tłuczniowa smołowana w bardzo dobrym stanie	0,018	0,016
Kostka kamienna średnia	0,020	0,017
Szosa tłuczniowa w dobrym stanie	0,025	0,023
Kostka kamienna w złym stanie	0,033	0,030
Bruk z kamienia polnego	0,040	0,035
Szosa tłuczniowa wyboista	0,050	0,040
Bruk z kamienia polnego w złym stanie	0,060	0,050
Bardzo dobra droga polna	0,030 – 0,060	
Średnia droga polna	0,050 – 0,140	
Droga piaszczysta wilgotna	0,080 – 0,150	
Suchy piasek	0,150 – 0,300	

Przyjęto współczynnik oporów toczenia dla gładkiego asfaltu oraz dla samochodu osobowego równy 0,012.

b) **opór powietrza** – samochód w trakcie jazdy był poddawany działaniu sił aerodynamicznych. Składowa oporu powietrza została skierowana równolegle do wektora prędkości lecz posiadała przeciwny zwrot. Całkowity opór powietrza można było podzielić na cztery składniki [18]:

- opór ciśnienia (około 65 % całego oporu powietrza),
- opór tarcia o zewnętrzne powierzchnie samochodu (około 10 %),
- opór zakłóceń (klamki, lusterka, elementy podwozia, anteny itp. (około 14 %),
- opór przepływu przez chłodnicę, okna, urządzenia wentylacyjne itp. (około 10 %).

Opór powietrza opisywało następujące równanie [30]:

$$F_p = c_x A q \quad (5.20)$$

gdzie:

- F_p - opór powietrza [N],
- c_x - bezwymiarowy współczynnik oporu powietrza,
- A - pole powierzchni czołowej pojazdu [m²],
- q - ciśnienie dynamiczne powietrza [N/m²].

Ciśnienie dynamiczne powietrza q zostało określone zależnością [6,18]:

$$q = \frac{\rho v^2}{2} \quad (5.21)$$

gdzie:

- ρ - gęstość powietrza [kg/m³],
- v - prędkość względna pojazdu i powietrza (wiatr) [m/s].

Gęstość powietrza wyznaczono ze wzoru [6]:

$$\rho = \frac{0,46b}{T} \quad (5.22)$$

gdzie:

- b - ciśnienie barometryczne [1 mm Hg = 133,33 Pa],
- T - temperatura powietrza [K].

Sprowadzono gęstość powietrza do normalnych warunków odniesienia ($p_t = 100 \text{ kPa} = 750 \text{ mm Hg}$, $T_r = 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$):

$$\rho = \frac{0,46 \cdot b}{T} = \frac{0,46 \cdot 750}{298} = 1,16 \text{ [kg/m}^3] \quad (5.23)$$

Ostatecznie wzór (5.20) przybrał postać:

$$F_p = 0,579 \cdot c_x \cdot A \cdot v^2 \quad (5.24)$$

Współczynnik oporów powietrza c_x na podstawie danych producenta [38] przyjęto równy 0,33.

Pole powierzchni czołowej samochodu zostało przedstawione przy pomocy następującej formuły [30]:

$$A = \gamma_p H B_p \quad (5.25)$$

gdzie:

- γ_p - współczynnik wypełnienia przekroju poprzecznego (0,9 dla samochodów osobowych),
- H - wysokość samochodu [m].
- B_p - szerokość samochodu [m].

c) **opór wzniesienia** – występował podczas poruszania się pojazdu pod górę (wzniesienie). Wówczas powstawała składowa siły ciężkości (siła oporu wzniesienia) skierowana równoległe do nawierzchni drogi i zwrócona przeciwnie do kierunku ruchu. Opór ten przedstawiała relacja:

$$F_w = G \sin \alpha \quad (5.26)$$

gdzie:

- F_w - opór wzniesienia [N],
- G - siła ciężkości (ciężar) pojazdu [N],
- α - kąt pochylenia drogi [$^\circ$].

Ze względu na to, że wzniesienie określa się za pomocą pochylenia drogi wyznaczonego jako stosunek wysokości wzniesienia na określonej długości, można zastosować uproszczenia mówiące, że dla niewielkich kątów $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha$, a przecież $\operatorname{tg} \alpha = p_w$.

Poniżej podano wzór popełniając niewielki błąd (w zakresie 5%) zastępując $\sin \alpha$ przez $\operatorname{tg} \alpha = h/l$ [6,18].

$$F_w = 0,01 p_w G \quad (5.27)$$

gdzie:

$$p_w = \frac{h}{l} \cdot 100\% \quad (5.28)$$

gdzie:

- p_w - pochylenie drogi [%],
- h - wznios drogi [m]
- l - rzut poziomy drogi [100 m].

Po wyznaczeniu oporów ruchu pojazdu utworzono krzywe siły napędowej na charakterystyce trakcyjnej. Do tego potrzebna była zamiana charakterystyki zewnętrznej oraz częściowych na układ T_{iqK-v} , przy pomocy wzorów:

- 1) **Moment obrotowy na kołach** – był iloczynem momentu obrotowego wału korbowego silnika, sprawności i przełożenia całkowitego układu napędowego [6,18].
W iloczynie został również uwzględniony współczynnik strat mocy pod maską:

$$T_{iqK} = T_{iq} \eta_{UN} i_{UN} \sigma \quad (5.29)$$

gdzie:

T_{iqK}	-	moment obrotowy na kołach napędowych [Nm],
T_{iq}	-	moment obrotowy silnika [Nm],
η_{UN}	-	sprawność układu napędowego,
i_{UN}	-	przełożenie całkowite układu napędowego,
σ	-	współczynnik strat mocy pod maską.

Współczynnik strat mocy pod maską σ przyjęto równy 0,98 dla założeń, że:

- $p = 0$ pojazd poruszał się na wysokości 0 m. n.p.m.,
- $t_T = 2\%$ różnica temperatury odniesienia według normy silnikowej [39] = 298 K a temperatury wg DIN = 288 K = 10 K.

$$\sigma = 1 - \frac{p + t_T}{100} = 1 - \frac{0 + 2}{100} = 0,98 \quad (5.30)$$

- 2) **Prędkość pojazdu** – wynikała z iloczynu prędkości kątowej kół ω_K oraz ich promienia kinematycznego r_k [6,18]:

$$v = \omega_K \cdot r_k \cdot 3,6 \quad (5.31)$$

$$\omega_K = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_K}{60} \quad (5.32)$$

stąd:

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_K \cdot r_k}{60} \cdot 3,6 \quad (5.33)$$

ponieważ:

$$n_K = \frac{n}{i_{UN}} \quad (5.34)$$

Ostatecznie:

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_k}{60 \cdot i_{SB} \cdot i_{PG}} \cdot 3,6 \quad (5.35)$$

gdzie:

v	-	prędkość samochodu [km/h],
ω_K	-	prędkość kątowna kół [1/s],
r_k	-	promień kinematyczny kół [m],
n_K	-	prędkość obrotowa kół [min^{-1}],
n	-	prędkość obrotowa wału korbowego silnika [min^{-1}],
i_{UN}	-	przełożenie całkowite układu napędowego,
i_{SB}	-	przełożenie skrzyni biegów,
i_{PG}	-	przełożenie przekładni głównej.

Po wyznaczeniu charakterystyki $T_{iqK} - v$ aby otrzymać wykres trakcyjny należało wykorzystać zależność przedstawiającą moment obrotowy na kołach napędzanych (T_{iqK}) jako iloczyn siły napędowej na kołach napędzanych (F_N) oraz ich promienia dynamicznego (r_d):

$$T_{iqK} = F_N \cdot r_d \quad (5.36)$$

Ostatecznie:

$$F_N = \frac{T_{iq} \cdot i_{UN} \cdot \eta_{UN} \cdot \sigma}{r_d} \quad (5.37)$$

gdzie:

T_{iqK}	-	moment obrotowy na kołach napędzanych [Nm],
F_N	-	siła napędowa [N],
r_d	-	promień dynamiczny koła [m],
T_{iq}	-	moment obrotowy silnika [Nm],
i_{UN}	-	przełożenie całkowite układu napędowego,
η_{UN}	-	sprawność układu napędowego,
σ	-	współczynnik strat mocy pod maską.

Kolejnym krokiem po utworzeniu wykresu trakcyjnego było naniesienie krzywych przebiegowego zużycia paliwa na wykresie trakcyjnym. Wykonano to poprzez:

- zamianę charakterystyki obciążeniowej ($B-T_{iq}$) na charakterystykę odwrotną ($T_{iq}-B$),
- sporządzenie dla każdego biegu charakterystyki przebiegowej ($T_{iq}-Q$) na podstawie charakterystyki odwrotnej ($T_{iq}-B$) po przeliczeniu godzinowego zużycia paliwa na przebiegowe zużycie paliwa wg danych literaturowych [6] oraz wzoru:

$$Q = \frac{B_h \cdot 100}{\rho_p \cdot v} \quad (5.38)$$

gdzie:

Q - przebiegowe zużycie paliwa [$\text{dm}^3/100 \text{ km}$],

B_h - godzinowe zużycie paliwa [kg/h],

ρ_p - gęstość paliwa [kg/dm^3],

v - prędkość samochodu [km/h].

- przeniesienie wykresu $T_{iq} - Q$ na zależność $T_{iq} - n$ oraz utworzenie na wykresie trakcyjnym krzywych przebiegowego zużycia paliwa na podstawie zależności $T_{iq} - n$ po przeliczeniu na układ $F_N(Q) - v$.

6. CHARAKTERYSTYKA TECHNICZNA POJAZDU ORAZ WARUNKI RUCHU

W celu wykreślenia charakterystyki trakcyjnej pojazdu należało posiadać wartości jego podstawowych cech technicznych, takich jak np.: maksymalną masę całkowitą, wysokość i szerokość samochodu, promień dynamiczny koła oraz przełożenia układu napędowego poszczególnych biegów i przekładni głównej. Oprócz tego przyjęto pewne warunki ruchu samochodu i uznano je za stałe, gdyż przy ich zmianie można było uzyskać inne wyniki.

Podstawowe założenia dotyczące doboru wartości dla danych pojazdu oraz jego warunków ruchu (tab.6.1) były następujące [6,18]:

- przyjęto maksymalną masę całkowitą pojazdu FIAT Panda 4x2 Van [38]= 1455 kg ($G_c = m_c g = 1455 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 14273,55 \text{ N}$),
- wartość współczynnika podstawowego oporu toczenia f_t^0 dla gładkiego asfaltu,
- wartość współczynnika dodatkowego oporu toczenia A_t dla najczęściej stosowanych nawierzchni,
- wartość bezwymiarowego współczynnika oporu powietrza c_x , wysokości oraz szerokości pojazdu dla samochodu FIAT Panda 4x2 Van [38],
- wartość współczynnika wypełnienia γ_p dla samochodów osobowych,
- pole powierzchni czołowej pojazdu zostało wyliczone na podstawie zależności (5.25),
- wartość sprawności układu napędowego dla samochodów osobowych,
- wartość promienia dynamicznego koła wyznaczono z relacji [30]:

$$r_d \approx 0,44 - 0,47d_z = 0,47d_z = 0,47 \cdot (2H_o + d_o) \quad (6.1)$$

natomiast:

$$H_o = p_o \cdot B_o \quad (6.2)$$

gdzie:

- r_d - promień dynamiczny koła [m],
- d_z - średnica zewnętrzna koła [m],
- H_o - wysokość przekroju opony [m],
- d_o - średnica osadzenia opony [cal],
- p_o - wskaźnik profilu opony,
- B_o - szerokość przekroju opony [m].

Wyznaczanie wartości promienia dynamicznego dla rozmiaru opon 155/80R13 (obrócze stalowe) [38]:

$$B_o = 155 \text{ mm} = 0,155 \text{ m}; p_o = 0,8;$$

$$d_o = 13 \text{ cal} = 13 \times 2,54 \text{ cm} = 33,02 \text{ cm} = 0,33 \text{ m};$$

$$H_0 = 0,8 \cdot 155 \text{ mm} = 124 \text{ mm} = 0,124 \text{ m},$$

$$r_d = 0,47 \cdot (2H_0 + d_o) = 0,47 \cdot (2 \cdot 0,124 \text{ m} + 0,33 \text{ m}) = 0,27 \text{ m}$$

- wartość współczynnika strat mocy pod maską została wyznaczona z równania 5.30.

Tab.6.1.

Podstawowe cechy pojazdu oraz warunki ruchu

Wielkość	Wartość	Jednostka	gdzie:
$G = G_c$	14273,55	N	siła ciężkości (ciężar całkowity) pojazdu
f_t^0	0,012	-	współczynnik podstawowego oporu toczenia
A_t	0,00005	s^2/m^2	współczynnik dodatkowego oporu toczenia
c_x	0,33	-	bezwymiarowy współczynnik oporu powietrza
H	1,54	m	wysokość pojazdu
B_p	1,578	m	szerokość pojazdu
γ_p	0,9	-	współczynnik wypełnienia
A	2,19	m^2	pole powierzchni czołowej pojazdu
η	0,9	-	sprawność układu napędowego
r_d	0,27	m	promień dynamiczny koła
σ	0,98	-	współczynnik strat mocy pod maską

Wartości przełożeń manualnej skrzyni biegów i przekładni głównej zastosowanej w samochodzie FIAT Panda zostały uwzględnione w tab.6.2.

Tab.6.2.

Wartości przełożeń skrzyni biegów C514R i przekładni głównej [38]

I bieg	3,909
II bieg	2,158
III bieg	1,345
IV bieg	0,974
V bieg	0,766
Bieg wsteczny	3,818

7. WYNIKI BADAŃ

Przeprowadzenie pomiarów parametrów operacyjnych pozwoliło na otrzymanie charakterystyk prędkościowych (zewnętrznej i częściowej) oraz obciążeniowej silnika FIAT Multijet 1,3 JTD 16 V. Na ich podstawie sporządzono wykres trakcyjny pojazdu wraz z krzywymi przebiegowego zużycia paliwa.

Ostatecznymi charakterystykami, przy pomocy których przeprowadzono analizę relacji zachodzących między właściwościami trakcyjnymi pojazdu a zużyciem paliwa były:

- charakterystyka trakcyjna zużycia paliwa dla stałych wartości przyspieszeń,
- charakterystyka trakcyjna zużycia paliwa dla stałych wartości pochyłeń,
- charakterystyka zużycia paliwa od prędkości pojazdu,
- maksymalna zdolność uciągu pojazdu dla zużywanego paliwa.

Na wstępie należało jednak dokonać opisu warunków badania do pomiaru mocy netto i całkowitej.

7.1. Warunki badania do pomiaru mocy netto i całkowitej

Nazwa handlowa lub określenie wykonania silnika: FIAT Multijet 1,3 JTD 16 V

Rodzaj i numer identyfikacyjny silnika: Multijet 1,3 16 V (1248) Multijet (75 CV) 169 A1000

Badania prowadzono zgodnie z wytycznymi zawartymi w PN-ISO 15550. Wybrane parametry określające warunki badania oraz właściwości materiałów eksploatacyjnych były następujące:

1. otoczenie
 - ✓ bezwzględne ciśnienie atmosferyczne 98,5 kPa,
 - ✓ ciśnienie pary wodnej 0,98 kPa
2. temperatury zmierzone przy maksymalnej mocy
 - ✓ ciśnienie pary wodnej 0,98 kPa
 - ✓ powietrza w układzie dolotowym 399 K
 - ✓ cieczy chłodzącej na wylocie z silnika 161 K
 - ✓ oleju smarującego 382 K
3. paliwo
 - ✓ olej napędowy Ekodiesel ultra – F 4,8

Specyfikacja stosowanego paliwa: załącznik A
4. olej smarujący

✓ olej silnikowy Castrol Edge Turbo Diesel SAE 5W-40, API SM/CF; ACEA A3/B3.

7.2. Wykaz wyników zależnych od prędkości obrotowej silnika

Poniżej w tabeli 7.1. została przedstawiona przykładowa karta wykazu zebranych parametrów dla charakterystyki zewnętrznej silnika przy prędkości obrotowej = 1000 min⁻¹, dla temperatury powietrza = 21 °C oraz wilgotności względnej = 40 %.

Tab.7.1.

Wykaz wyników zgodnych z [39]

Parametr	Wynik	Jednostka
Prędkość obrotowa	1000	min ⁻¹
Zmierzony moment obrotowy	72	N m
Zmierzona moc	7,6	kW
Zmierzone natężenie przepływu paliwa	0,59	g/s
Zmierzone zadymienie spalin	3,24	m ⁻¹
Ciśnienie atmosferyczne	98,5	kPa
Ciśnienie pary wodnej	0,98	kPa
Temperatura powietrza na dolocie	294	K
Skorygowana moc użyteczna, (z/bez wentylatora , dmuchawy)	7,5	kW
Moc netto lub całkowita	7,6	kW
Moment netto lub całkowity	72	N m
Jednostkowe zużycie paliwa	279,0	g/(kW h)
Temperatura oleju smarującego w punkcie pomiarowym	344	K
Temperatura powietrza za urządzeniem doładującym	323	K
Temperatura paliwa na dopływie do pompy wtryskowej	306	K
Ciśnienie za urządzeniem doładującym	8	kPa

Na podstawie kompletu wyników sporządzono charakterystyki silnikowe.

7.3. Charakterystyki silnika

Parametry pracy silnika można przedstawić w formie tabelarycznej lub graficznej. Analizę parametrów pracy silnika najwygodniej dokonuje się wykorzystując ukazane graficznie zależności wybranych wielkości w funkcji innej wielkości. Podstawowymi charakterystykami wykorzystywanymi do oceny osiągnięć silników są zależności mocy, momentu obrotowego i zużycia paliwa w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego silnika. W zależności od stopnia obciążenia silnika rozróżnia się charakterystyki zewnętrzne oraz częściowe. Do niektórych analiz wykonuje się charakterystyki obciążeniowe.

7.3.1. Charakterystyka zewnętrzna

Pierwszą z utworzonych charakterystyk silnika FIAT Multijet była jego charakterystyka pełnej mocy (charakterystyka zewnętrzna). Biorąc pod uwagę niewielkie zakresy rozszerzonych niepewności pomiarowych, wyznaczonych w rozdziale 8, linie parametrów operacyjnych silnika (skorygowany moment obrotowy, skorygowana moc użyteczna, zużycie paliwa, jednostkowe zużycie paliwa) zależnych od prędkości obrotowej silnika zostały poprowadzone po punktach pomiarowych. Niepewności pomiarowe zostały zaznaczone na wykresach w postaci słupków.

Parametry otoczenia przy których wykonana została charakterystyka zewnętrzna były następujące:

- temperatura otoczenia $T_a = 294 \text{ K}$ (21°C),
- ciśnienie otoczenia $p_a = 98,5 \text{ kPa}$,
- wilgotność bezwzględna $\phi_r = 40 \%$.

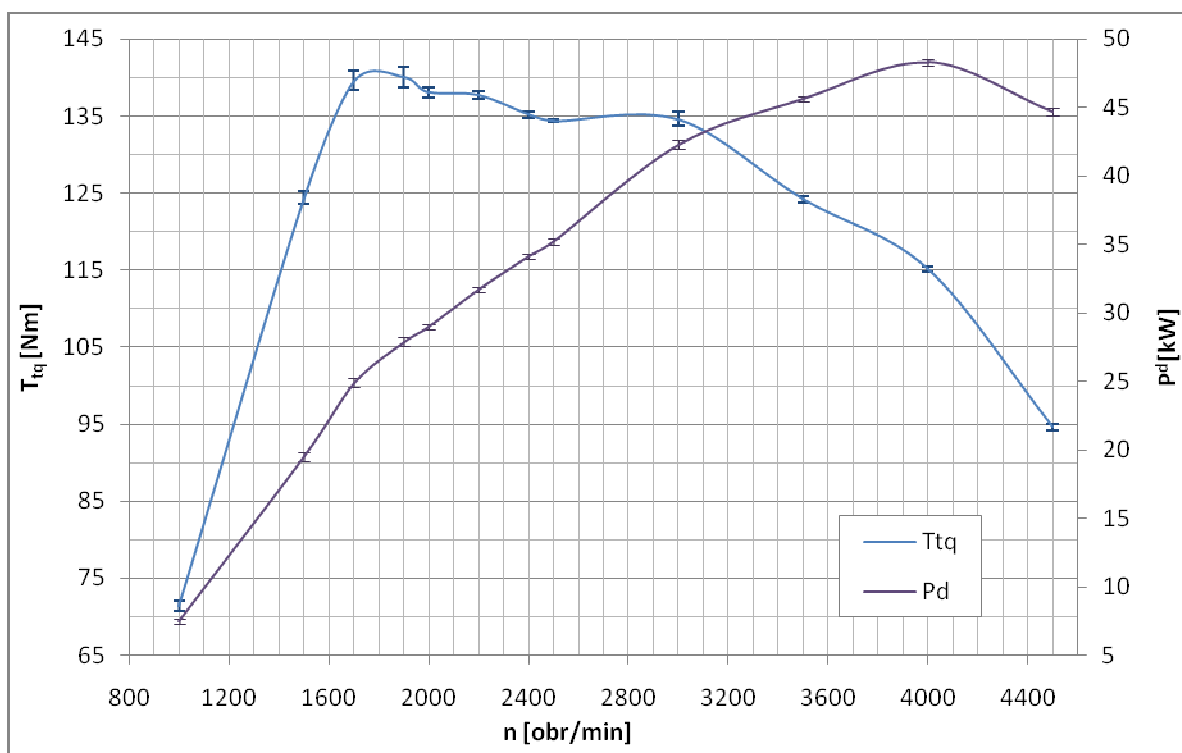
Jak widać parametry otoczenia odbiegały od parametrów dla warunków normalnych, zatem należało je skorygować wykorzystując omówione wcześniej współczynniki korekcji mocy. Charakterystyka zewnętrzna skorygowanego momentu obrotowego i skorygowanej mocy użytecznej silnika, sporządzona na podstawie tab. 7.2, została przedstawiona na rys. 7.1.

Tab.7.2.

Wartości skorygowanego momentu obrotowego i mocy użytecznej silnika z niepewnościami pomiarowymi

	n	$T_{tq}-U(T_{tq})$	T_{tq}	$T_{tq}+U(T_{tq})$	$P^d-U(P^d)$	P^d	$P^d+U(P^d)$
Lp.	[min^{-1}]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[kW]	[kW]	[kW]
1	1000	70,8	71,4	72,0	7,3	7,5	7,7
2	1500	123,6	124,4	125,2	19,2	19,5	19,8
3	1700	138,4	139,6	140,8	24,6	24,9	25,2
4	1900	138,8	140,1	141,4	27,6	27,9	28,0
5	2000	137,4	138,1	138,8	28,8	29,0	29,2
6	2200	137,2	137,7	138,2	31,5	31,7	31,9
7	2400	134,8	135,2	135,6	33,9	34,1	34,3
8	2500	134,2	134,4	134,6	35,0	35,2	35,4
9	3000	133,7	134,6	135,5	42,0	42,3	42,6
10	3500	123,8	124,2	124,6	45,4	45,6	45,8
11	4000	114,8	115,1	115,4	48,1	48,3	48,5
12	4500	94,2	94,6	95,0	44,4	44,7	45,0

gdzie: n – prędkość obrotowa silnika, T_{tq} –skorygowany moment obrotowy silnika, P^d – skorygowana moc użyteczna silnika, $U(T_{tq})$ – niepewność rozszerzona momentu obrotowego, $U(P^d)$ - niepewność rozszerzona mocy użytecznej silnika



Rys.7.1. Charakterystyka zewnętrzna momentu obrotowego i mocy użytecznej silnika - oznaczenia takie jak w tab. 7.2

Charakterystyki zewnętrzne masowego i jednostkowego zużycia paliwa (rys.7.2), zostały sporządzone na podstawie punktów pomiarowych (tab.7.3). Podobnie jak w przypadku mocy i momentu obrotowego, linie charakterystyk poprowadzono po punktach pomiarowych.

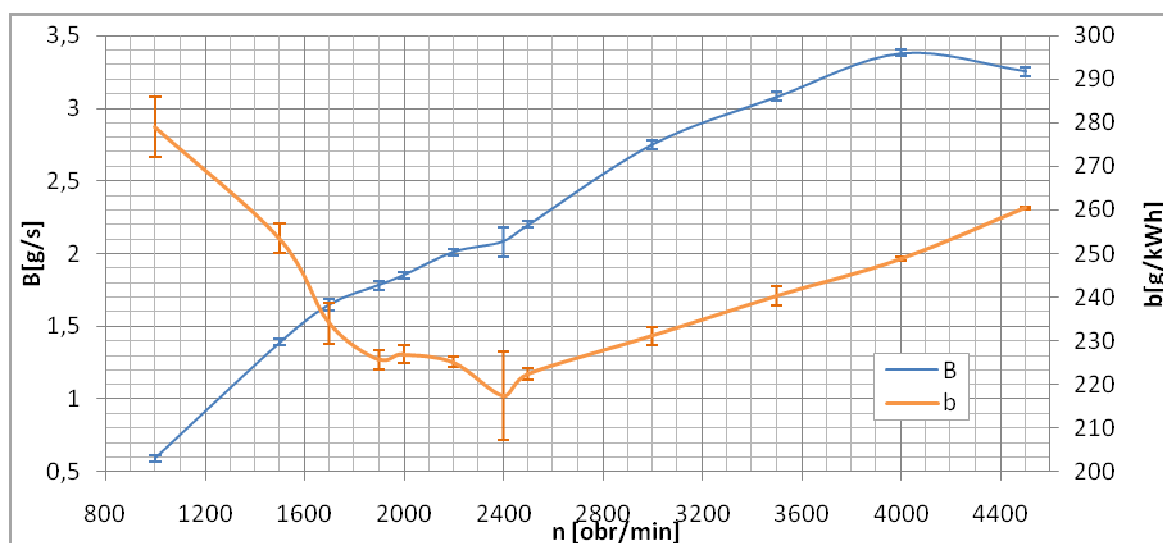
Tab.7.3.

Wartości zużycia paliwa i jednostkowego zużycia paliwa silnika z niepewnościami pomiarowymi

	n	B- U(B)	B	B+U(B)	b-U(b)	b	b+U(b)
Lp.	[obr/min]	[g/s]	[g/s]	[g/s]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]
1	1000	0,57	0,59	0,61	272,1	279,0	285,9
2	1500	1,37	1,39	1,41	250,0	253,5	257,0
3	1700	1,61	1,65	1,69	229,3	234,0	238,7
4	1900	1,75	1,78	1,81	223,5	225,7	227,9
5	2000	1,83	1,85	1,87	224,9	226,9	228,9
6	2200	1,99	2,01	2,03	224,0	225,1	226,2
7	2400	1,98	2,08	2,18	207,3	217,4	227,5
8	2500	2,18	2,20	2,22	221,1	222,4	223,7
9	3000	2,72	2,75	2,78	229,1	231,1	233,1
10	3500	3,05	3,08	3,11	238,2	240,3	242,4
11	4000	3,36	3,38	3,40	248,3	248,7	249,1
12	4500	3,22	3,25	3,28	260,1	260,4	260,7

gdzie:

n – prędkość obrotowa silnika, B – zużycie paliwa silnika, b – jednostkowe zużycie paliwa silnika, U(B) – niepewność rozszerzona zużycia paliwa, U(b) – niepewność rozszerzona jednostkowego zużycia paliwa



Rys.7.2. Charakterystyka zewnętrzna zużycia paliwa silnika- oznaczenia takie jak w tab. 7.3

Zaprezentowane na powyższych wykresach wskaźniki operacyjne silnika charakteryzowały jego parametry dynamiczne (maksymalne osiągi) oraz cechy ekonomiczne (zużycie paliwa). Jednostka napędowa pojazdu FIAT Panda uzyskała maksymalny moment obrotowy równy 140,1 Nm przy prędkości obrotowej 1900 obr/min oraz maksymalną moc równą 48,3 kW przy prędkości obrotowej równej 4000 obr/min. Zużycie paliwa rosło wraz ze wzrostem prędkości obrotowej i osiągało maksimum równe 3,38 g/s przy prędkości obrotowej maksymalnej mocy. Jednostkowe zużycie paliwa, będące jednocześnie miarą sprawności ogólnej silnika, osiągało minimum równe 217,4 g/kWh przy prędkości obrotowej 2400 obr/min.

7.3.2. Charakterystyki częściowe

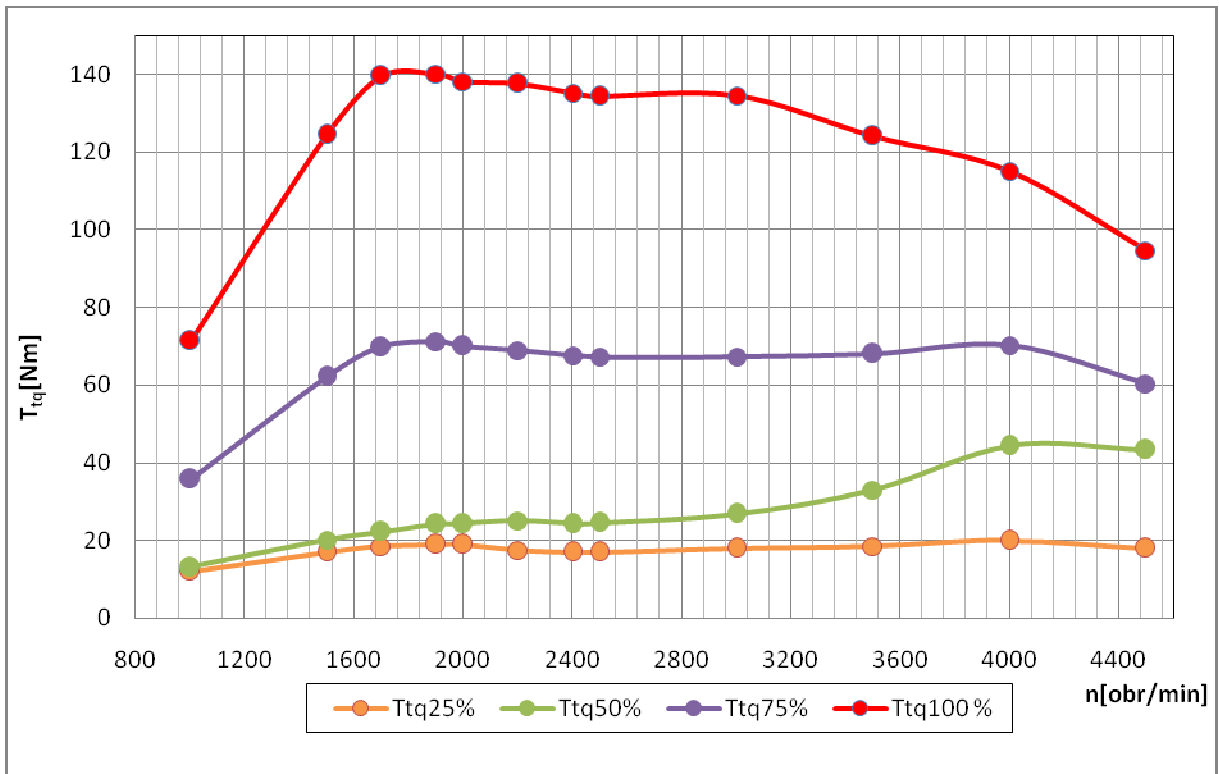
Istotnymi dla realizacji celu rozprawy były charakterystyki częściowe momentu obrotowego silnika oraz zużycia paliwa. Podobnie jak w przypadku charakterystyk zewnętrznych linie charakterystyk częściowych wyznaczono również po punktach pomiarowych.

W tab.7.4. oraz na rys.7.3. zostały zebrane wyniki pomiarów momentu obrotowego jednostki napędowej i jej zużycia paliwa dla 25 %, 50%, 75 % nominalnej dawki paliwa oraz dla pełnej nominalnej dawki paliwa.

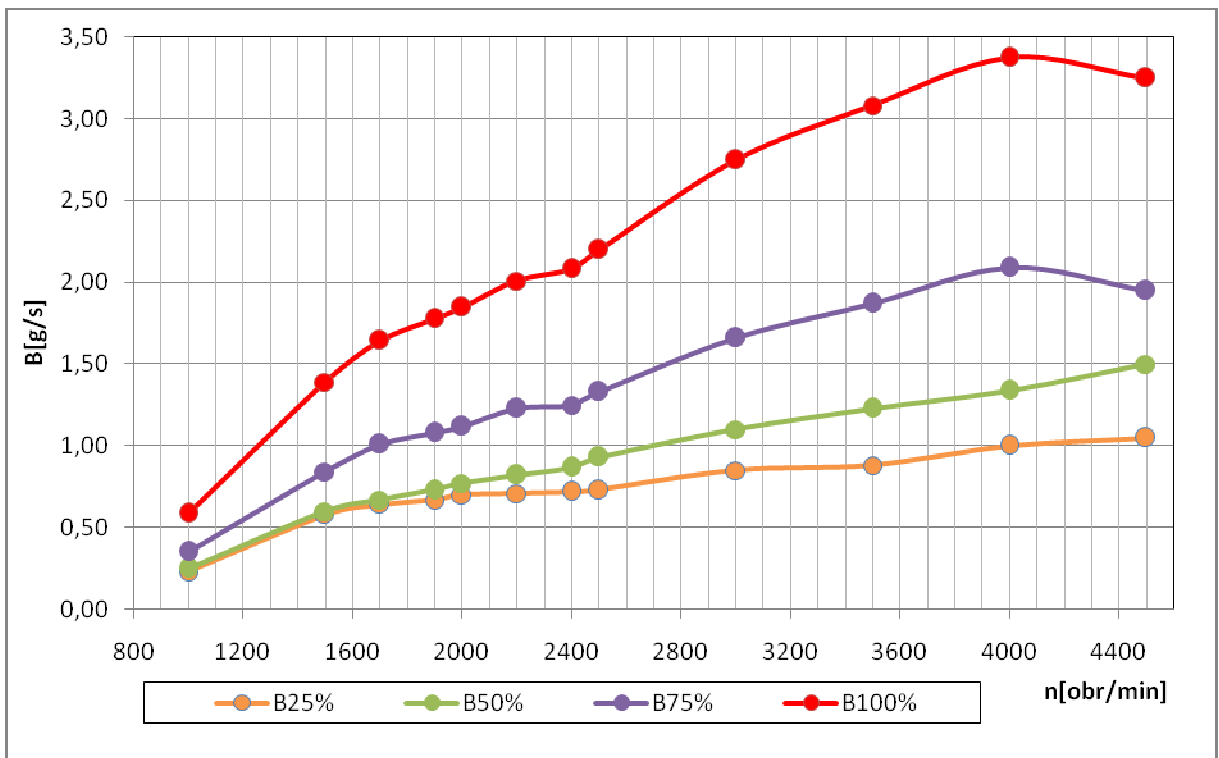
Tab. 7.4.

Wyniki pomiarów momentu obrotowego silnika oraz zużycia paliwa dla charakterystyk częściowych oraz charakterystyki pełnej mocy

	n	Ttq25%	Ttq50%	Ttq75%	Ttq100%	B25%	B50%	B75%	B100%
Lp.	[obr/min]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[g/s]	[g/s]	[g/s]	[g/s]
1	1000	12,0	13,1	35,7	71,4	0,23	0,25	0,35	0,59
2	1500	18,4	20,1	62,2	124,4	0,50	0,60	0,84	1,39
3	1700	18,0	19,9	69,8	139,6	0,50	0,55	1,01	1,65
4	1900	19,5	24,2	71,2	140,1	0,57	0,70	1,08	1,78
5	2000	20,2	24,3	70,1	138,1	0,63	0,86	1,12	1,85
6	2200	19,1	25,1	68,9	137,7	0,59	0,91	1,23	2,01
7	2400	18,4	24,3	67,6	135,2	0,72	0,85	1,25	2,08
8	2500	17,1	24,6	67,2	134,4	0,64	0,93	1,33	2,20
9	3000	18,8	26,8	67,3	134,6	0,74	0,99	1,66	2,75
10	3500	18,5	32,9	68,1	124,2	0,95	1,23	1,87	3,08
11	4000	25,0	44,4	70,2	115,1	1,16	1,34	2,09	3,38
12	4500	14,4	43,3	60,3	94,6	1,25	1,50	1,95	3,25



Rys.7.3. Charakterystyki częściowe momentu obrotowego silnika: Ttq25 % - moment obrotowy silnika – dla 25 % nominalnej dawki paliwa, Ttq50 % - moment obrotowy silnika – dla 50 % nominalnej dawki paliwa, Ttq75 % - moment obrotowy silnika – dla 75 % nominalnej dawki paliwa, Ttq100 % - moment obrotowy silnika – dla pełnej nominalnej dawki paliwa, n – prędkość obrotowa silnika



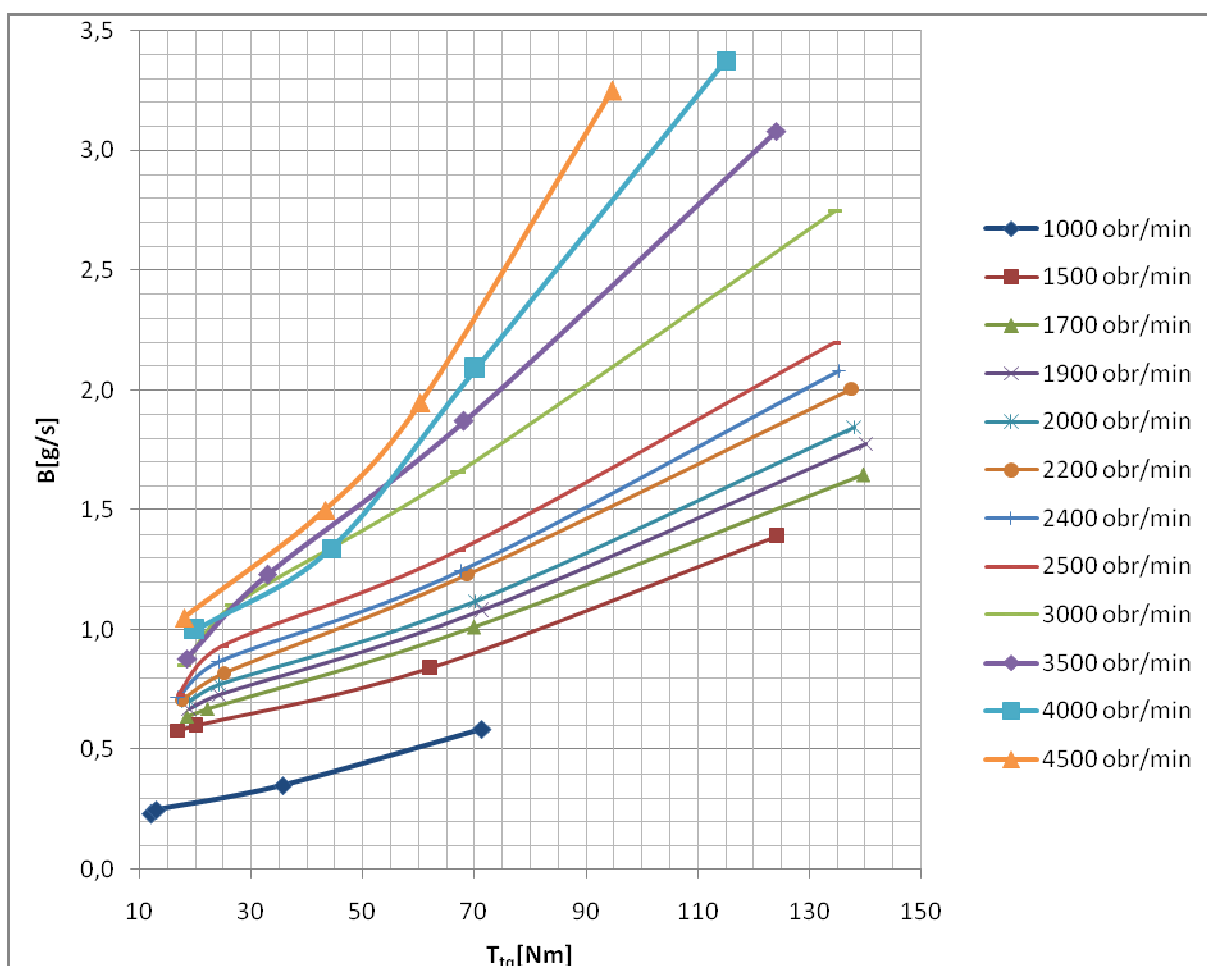
Rys.7.4. Charakterystyki częściowe zużycia paliwa silnika: B25 % - zużycie paliwa silnika – dla 25 % nominalnej dawki paliwa, B50 % - zużycie paliwa silnika – dla 50 % nominalnej dawki paliwa, B75 % - zużycie paliwa silnika - dla 75 % nominalnej dawki paliwa, B100 % - zużycie paliwa silnika – dla nominalnej pełnej dawki paliwa, n – prędkość obrotowa silnika

Charakterystyki częściowe, wyznaczone w badaniach hamownianych, nie zostały omówione ze względu na to, że pełnią one tylko funkcję pomocniczą do wyznaczenia charakterystyk obciążeniowych.

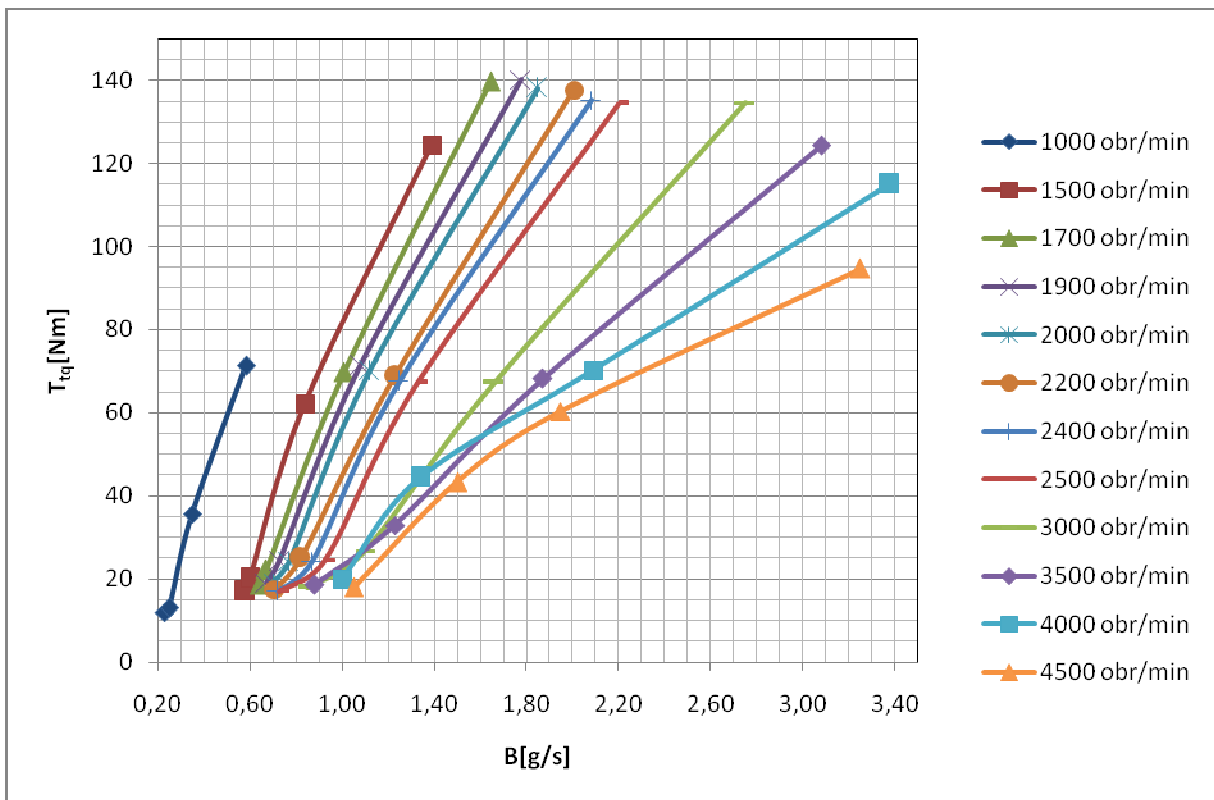
7.3.3. Charakterystyka obciążeniowa

Charakterystykę tego typu (rys.7.5) wykonano na podstawie charakterystyk częściowych momentu obrotowego oraz zużycia paliwa silnika. Dla każdej prędkości obrotowej została wykonana krzywa składająca się z 4 punktów wykonanych jako $B_{25\%}=f(T_{tq}25\%)$, $B_{50\%}=f(T_{tq}50\%)$, $B_{75\%}=f(T_{tq}75\%)$, $B_{100\%}=f(T_{tq}100\%)$ przy stałych prędkościach obrotowych.

Utworzenie charakterystyki przebiegowego zużycia paliwa wymagało transpozycji charakterystyki obciążeniowej (zamiana osi rzędnej z odciętą). Na rys. 7.6 został przedstawiony ten wykres.



Rys.7.5. Charakterystyka obciążeniowa silnika: B – zużycie paliwa silnika, T_{tq} – moment obrotowy silnika



Rys.7.6. Transponowana charakterystyka obciążeniowa silnika: B – zużycie paliwa silnika, T_{tq} – moment obrotowy silnika

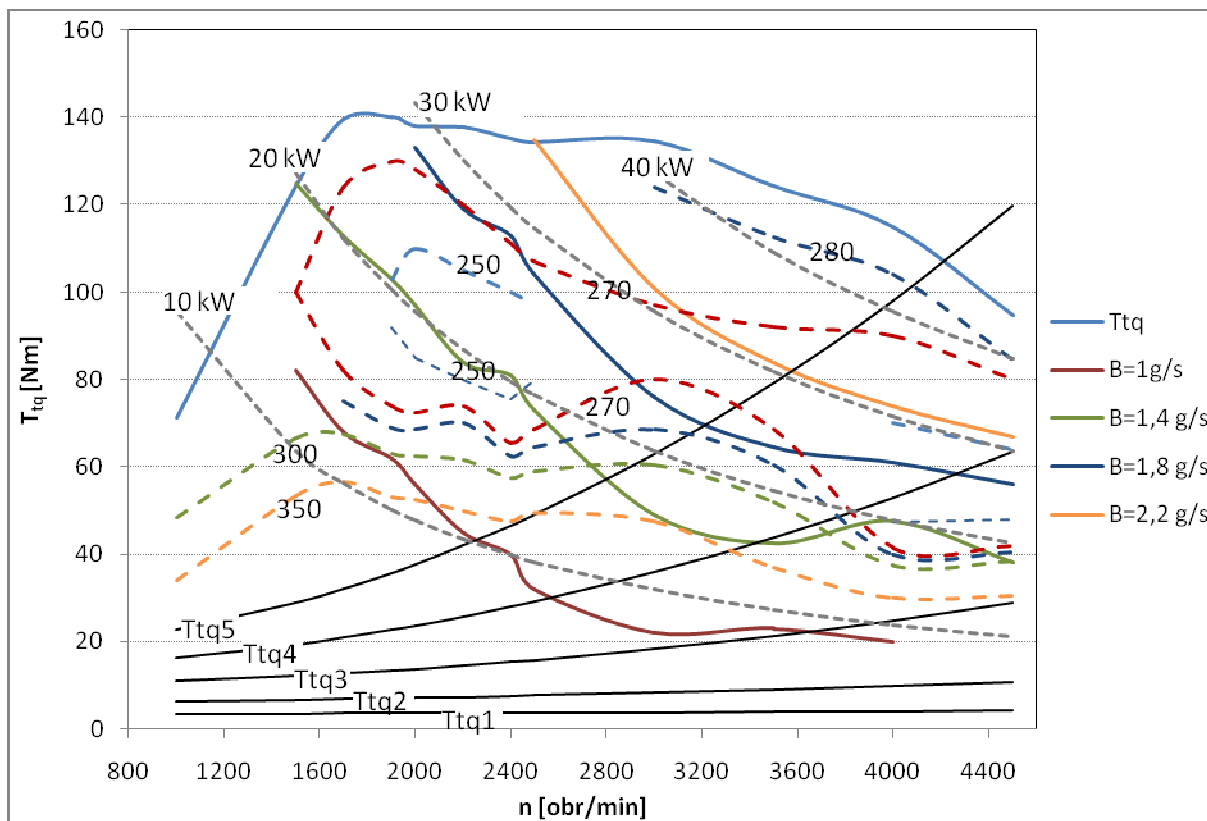
7.3.4. Charakterystyka uniwersalna

Wykorzystując transponowaną charakterystykę obciążeniową wyznaczono charakterystykę uniwersalną silnika (rys.7.7), która w sposób pełny przedstawiała jego parametry. Dodatkowo na charakterystyce uniwersalnej poprowadzono linie masowego zużycia paliwa i momentów oporowych dla poszczególnych biegów (wynikających z podstawowych oporów ruchu).

Linia momentu obrotowego silnika uzyskana dla maksymalnej dawki paliwa (charakterystyka zewnętrzna), prędkości obrotowe – minimalna i maksymalna oraz oś prędkości obrotowej ograniczały pole podaży momentu obrotowego silnika. Linie momentów oporowych (wynikające z podstawowych oporów ruchu) ograniczały pole zapotrzebowania momentu obrotowego. Stąd wynikało, że pole pomiędzy liniami momentu obrotowego silnika i momentu oporowego wyznaczały rozporządzalny zapas momentu obrotowego, który mógł być wykorzystany na pokonanie dodatkowych oporów ruchu (wzniesienia, bezwładności). Zapas momentu obrotowego silnika zmniejszał się dla coraz wyższych biegów. Wynikało to ze zwiększającego się, obciążającego silnik, momentu zmieniającego się wraz ze zmianą wartości przełożeń na niższe.

Zdefiniowało to gorsze parametry dynamiczne pojazdu, a więc niższą zdolność do przyspieszania oraz pokonywania wzniesień.

Punkty przecięcia linii momentów oporowych z liniami rozpatrywanych parametrów wyznaczały punkty pracy silnika w określonych warunkach ruchu pojazdu.



Rys.7.7. Charakterystyka uniwersalna silnika: B – zużycie paliwa silnika, T_{tq} – moment obrotowy silnika, T_{tq1-5} - momenty oporowe dla poszczególnych biegów

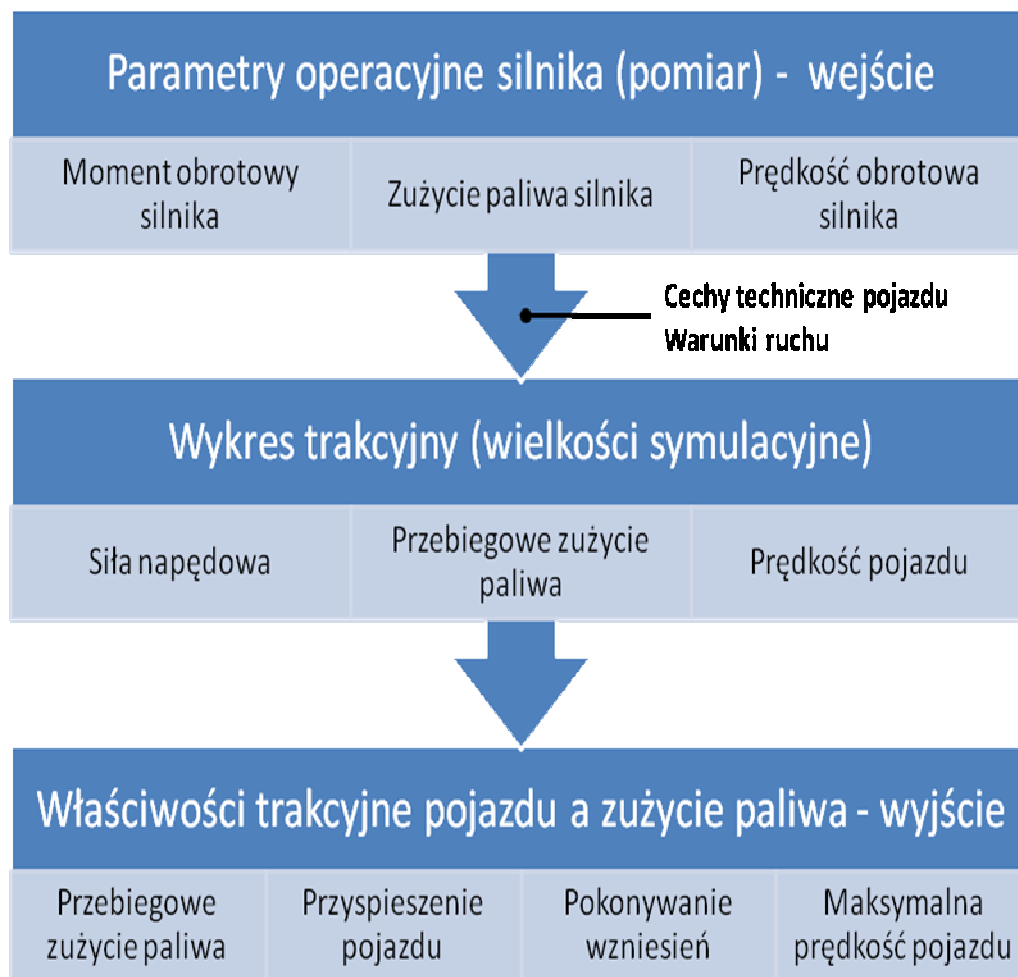
Przykładowo na biegu piątym praca silnika była najbardziej efektywna (jednostkowe zużycie paliwa było mniejsze bądź równe 270 g/kWh) w zakresie prędkości od około 3300 obr/min do 3700 obr/min, zużycie paliwa wynosiło około 2,2 g/s, moc około 30 kW i moment obrotowy około 80 Nm.

Tak wykonana charakterystyka dała co prawda wystarczająco szczegółowy pogląd na pracę silnika w dowolnych warunkach ruchu samochodu, jednak jej interpretacja była dość kłopotliwa ze względu na brak prędkości liniowej pojazdu.

Lepsze zobrazowanie i interpretację symulowanych właściwości pojazdu osiągnięto przy wykorzystaniu jego charakterystyki trakcyjnej.

7.4. Wykres trakcyjny pojazdu z teoretyczną charakterystyką przebiegowego zużycia paliwa

Sposób postępowania i wykorzystania uzyskanych wyników pomiarów przedstawiono na schemacie (rys. 7.8).



Rys.7.8. Procedura zamiany parametrów pomierzonych na wielkości symulacyjne

Wykres trakcyjny samochodu umożliwił ustalenie najbardziej charakterystycznych cech samochodu określających jego właściwości ruchowe. Można było z niego odczytać warunki równowagi sił napędowych oraz oporów ruchu. Wykonanie takiego wykresu pozwoliło określić największą prędkość, która mogła być osiągnięta przy jeździe pod określone wzniesienie, oraz największe wzniesienia, możliwe do pokonania na poszczególnych biegach, jak również największe wartości zapasu siły napędowej, uzyskane na kołach napędzanych samochodu, a to z kolei pozwoliło wyznaczyć przyspieszenie, które w danych warunkach ruchu był w stanie osiągnąć samochód [18].

Oprócz wykorzystania charakterystyk momentu obrotowego i zużycia paliwa od prędkości obrotowej silnika były potrzebne pewne dane do wyznaczenia wartości sił napędowych, prędkości pojazdu oraz przebiegowego zużycia paliwa. Zostały one podane w rozdziale 6, natomiast w tabeli 7.5 podano wartości przełożeń całkowitych układu napędowego przy wykorzystaniu poszczególnych biegów.

Tab.7.5.

Przełożenia całkowite na poszczególnych biegach

Skrzynia biegów		i_{PG}	3,438	Przełożenie całkowite	
i_{SBI}	3,909			i_{UNI}	13,439
i_{SBII}	2,158			i_{UNII}	7,419
i_{SBIII}	1,345			i_{UNIII}	4,624
i_{SBIV}	0,974			i_{UNIV}	3,349
i_{SBV}	0,766			i_{UNV}	2,634

gdzie:

i_{SBI} – przełożenie I biegu (analogicznie pozostałe biegi), i_{PG} – przełożenie przekładni głównej, i_{UNI} – przełożenie całkowite układu napędowego przy wykorzystaniu I biegu (analogicznie dla pozostałych)

Stosując procedurę przedstawioną na rys. 7.8 obliczono, według zależności 5.35 i 5.37, wartości prędkości pojazdu i siły napędowej na kołach. Przedstawione w tab.7.6 wartości odnoszą się do biegu pierwszego. Analogiczną procedurę zastosowano do pozostałych przełożeń.

Tab.7.6.

Siły napędowe oraz odpowiadające im prędkości pojazdu dla biegu pierwszego

F_N	v	F_N	v
[N]	[km/h]	[N]	[km/h]
3132,35	7,570	5936,54	18,168
5461,31	11,355	5901,42	18,925
6129,70	12,869	5906,91	22,710
6151,66	14,383	5451,43	26,495
6063,85	15,140	5050,83	30,281
6045,19	16,654	4153,05	34,066

Ważnym elementem wykresu trakcyjnego było utworzenie na nim krzywych charakteryzujących opory ruchu (a więc opory toczenia, powietrza oraz wzniesienia). W tym celu, w tab. 7.7 podano przykładowe obliczone, według relacji 5.17, 5.24, 5.26, wartości tych oporów (wyznaczono je) dla określonych prędkości pojazdu.

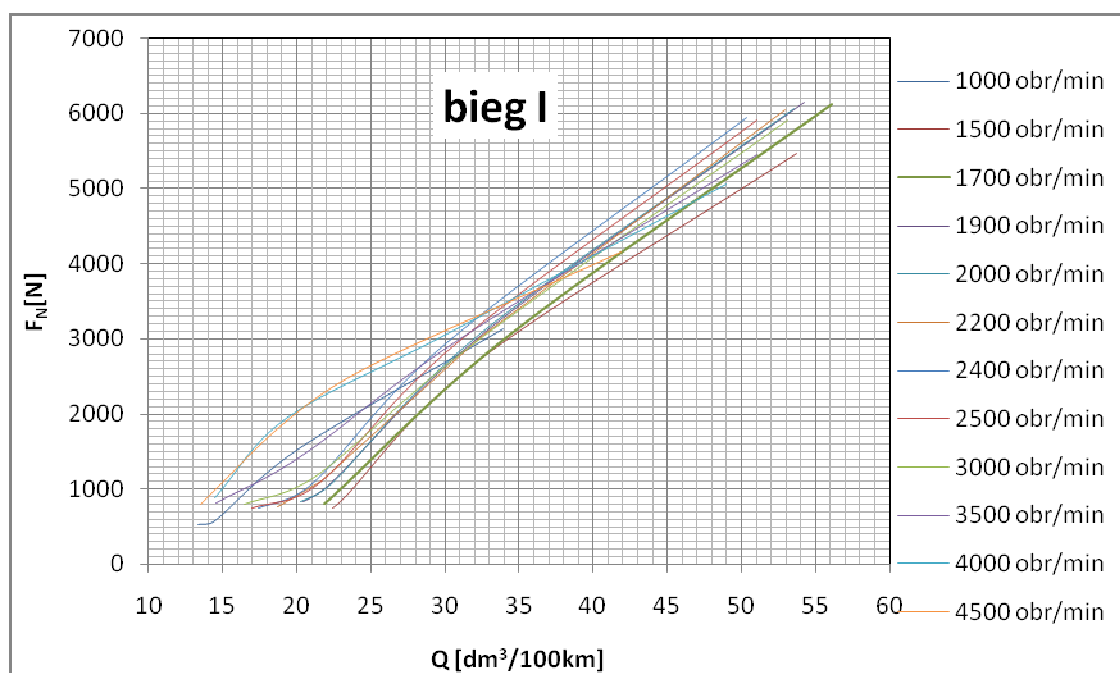
Przykładowe wartości oporów ruchu dla określonych prędkości pojazdu

v	v	F_t	F_p	F_t+F_p	$F_{w5\%}$	$F_{t5\%}$	$F_{t5\%}+F_p+F_{w5\%}$
[km/h]	[m/s]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
5	1,4	171,30	0,81	172,11	713,6775	171,09	885,57
15	4,2	171,43	7,26	178,70	713,6775	171,22	892,16
25	6,9	171,70	20,18	191,88	713,6775	171,48	905,34
35	9,7	172,09	39,55	211,64	713,6775	171,88	925,11
45	12,5	172,62	65,38	238,00	713,6775	172,41	951,46
55	15,3	173,28	97,67	270,95	713,6775	173,07	984,41
65	18,1	174,07	136,41	310,49	713,6775	173,86	1023,95
75	20,8	175,00	181,62	356,62	713,6775	174,78	1070,07

gdzie: v – prędkość pojazdu, F_t – opór toczenia, F_p – opór powietrza, $F_{w5\%}$ – opór wzniesienia o pochyleniu 5 %

Teoretyczna charakterystyka przebiegowego zużycia paliwa określała konsumpcję paliwa samochodu wyrażoną w dm^3 w odniesieniu do przebytej drogi na odcinku równym 100 km. Z punktu widzenia ekonomiki jazdy korzystniej było brać pod uwagę linię godzinowego zużycia paliwa niż jednostkowego zużycia paliwa [18].

Obliczone na podstawie (5.38) wartości przebiegowego zużycia paliwa posłużyły do wykonania charakterystyki obciążeniowej $F_N=f(Q)$ dla stałych prędkości obrotowych silnika (rys.7.9).



Rys. 7.9. Charakterystyka obciążeniowa przebiegowego zużycia paliwa na biegu I: F_N – siła napędowa, Q – przebiegowe zużycie paliwa

Podobne charakterystyki sporządzono dla pozostałych biegów.

Z charakterystyk obciążeniowych odczytano wartości siły napędowej na kołach dla wybranych wartości zużycia paliwa.

W tabeli 7.8 podano wartości siły napędowej F_N od prędkości pojazdu v na pierwszym biegu dla przebiegowego zużycia paliwa równego $20 \text{ dm}^3/100\text{km}$.

Tab.7.8.

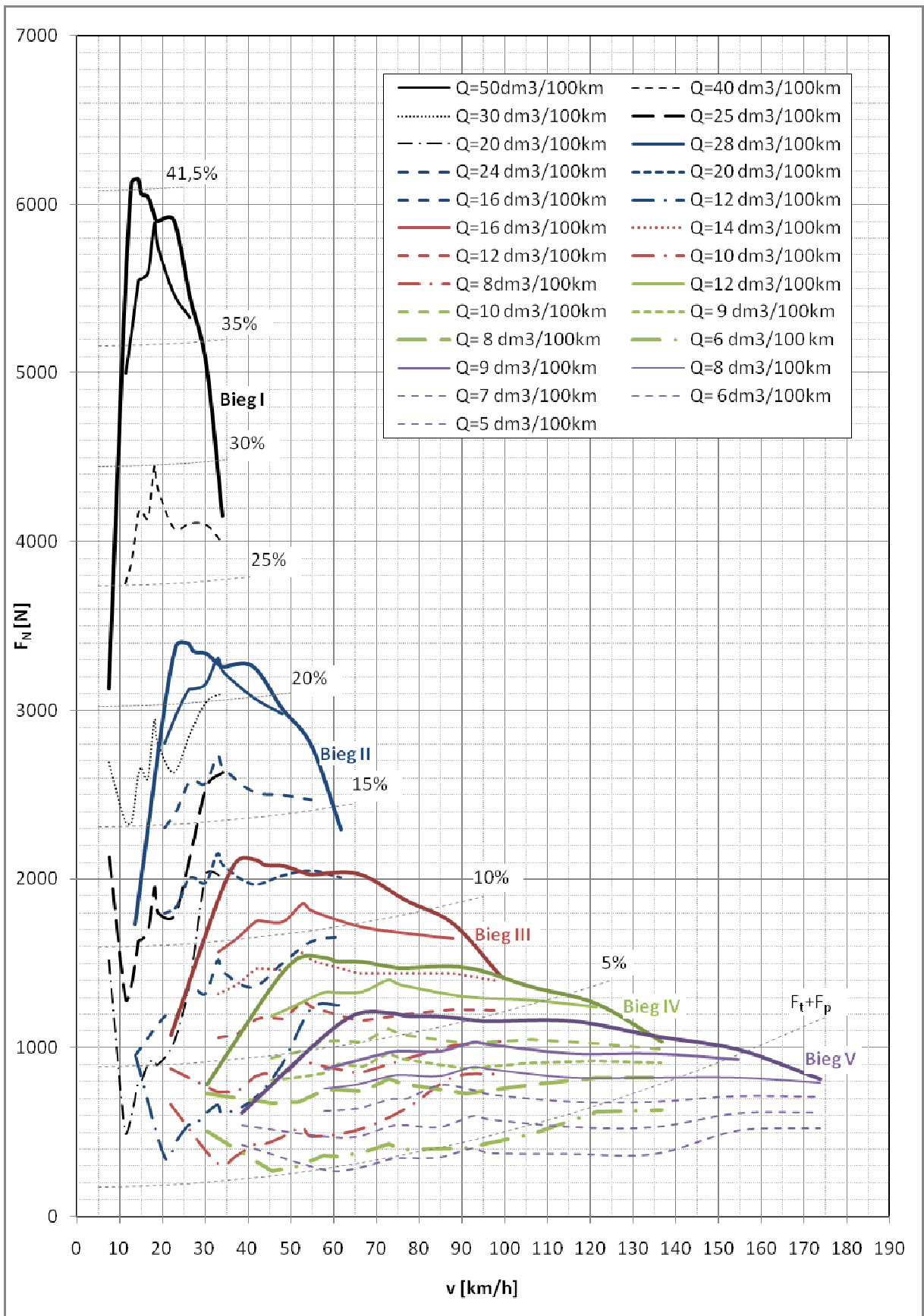
Wartości siły napędowej i prędkości pojazdu dla $Q=20 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$ (bieg I)

Q	20	$[\text{dm}^3/100\text{km}]$
	F_N	v
	[N]	[km/h]
	1520	7,570
	500	11,355
	600	12,869
	790	14,383
	800	15,140
	900	16,654
	930	18,168
	900	18,925
	1030	22,710
	1400	26,495
	2030	30,281
	2010	34,066

Charakterystykę trakcyjną z naniesionymi izoliniami przebiegowego zużycia paliwa przedstawiono na rysunku 7.10.

Z przytoczonego wykresu wynikało, że:

- maksymalna siła napędowa występowała na biegu pierwszym i wynosiła 6151,66 N,
- rozpatrywany pojazd był zdolny pokonać wzniesienie o pochyleniu 41,5 %,
- maksymalna prędkość samochodu była równa ok. 156 km/h,
- warunki jazdy (opory ruchu i prędkość) określiły wielkość przebiegowego zużycia paliwa.



Rys.7.10. Wykres trakcyjny wraz z teoretyczną charakterystyką przebiegowego zużycia paliwa pojazdu FIAT Panda wyposażonego w silnik Multijet 1,3 JTD

7.5. Relacje między właściwościami trakcyjnymi pojazdu a zużyciem paliwa

7.5.1. Zależności pomiędzy przebiegowym zużyciem paliwa a właściwościami trakcyjnymi

Zdefiniowanie zależności pomiędzy zużyciem paliwa a właściwościami dynamicznymi pojazdu, określanymi przez zdolność do przyspieszania, pokonywania wzniesień i osiągnięcia prędkości maksymalnej wymagały odniesienia wielkości zużycia paliwa w celu wytworzenia siły napędowej na kołach niezbędnej do pokonania właściwych dodatkowych oporów ruchu (opory bezwładności, opory wzniesienia).

7.5.1.1. Relacje między przebiegowym zużyciem paliwa a zdolnością do przyspieszania pojazdu

Zakładając, że cały zapas siły napędowej na kołach (różnica pomiędzy maksymalną siłą napędową na kołach a podstawowymi oporami ruchu) zostanie wykorzystany na pokonanie oporów bezwładności, można wyznaczyć maksymalne przyspieszenie jakie jest w stanie osiągnąć samochód w danych warunkach ruchu i przy danej prędkości. Zdefiniowane w ten sposób przyspieszenie przyjęto nazywać zdolnością pojazdu do przyspieszania.

Stosując wartości charakterystyki momentu obrotowego silnika (częściowe i zewnętrzną) od jego prędkości obrotowej dla krzywych przebiegowego zużycia paliwa oraz wykorzystując wykres trakcyjny i procedurę z rys. 7.8 wyznaczono przyspieszenie pojazdu według następującej zależności (7.1):

$$a = \frac{\Delta F}{m \cdot \delta} = \frac{F_N - (F_t + F_p)}{m \cdot (1,04 + 0,03 \cdot i_b^2)} \quad (7.1)$$

gdzie:

ΔF - zapas siły napędowej [N],

m - masa całkowita pojazdu [kg],

δ - współczynnik mas wirujących,

F_N - siła napędowa [N],

F_t - opór toczenia [N],

F_p - opór powietrza [N],

i_b - przełożenie skrzyni biegów.

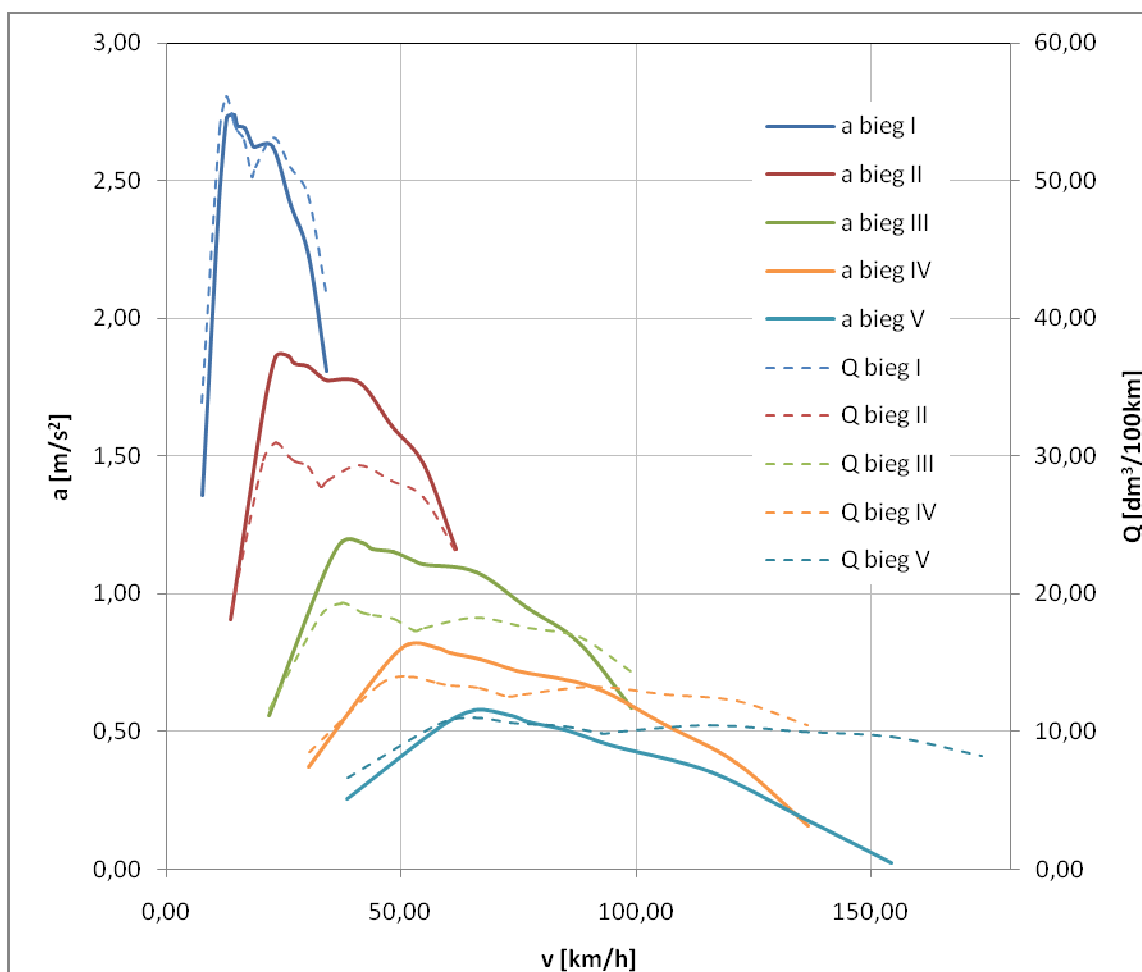
Zużycie paliwa wyznaczono według relacji (5.38). Otrzymane wielkości (przykładowo dla jednego przełożenia) zostały przedstawione w tab.7.9. Pełną charakterystykę zdolności do

przyspieszenia i zużycia paliwa pokazano na rys.7.11.

Tab. 7.9.

Zdolność do przyspieszania i maksymalne przebiegowe zużycie paliwa (bieg I)

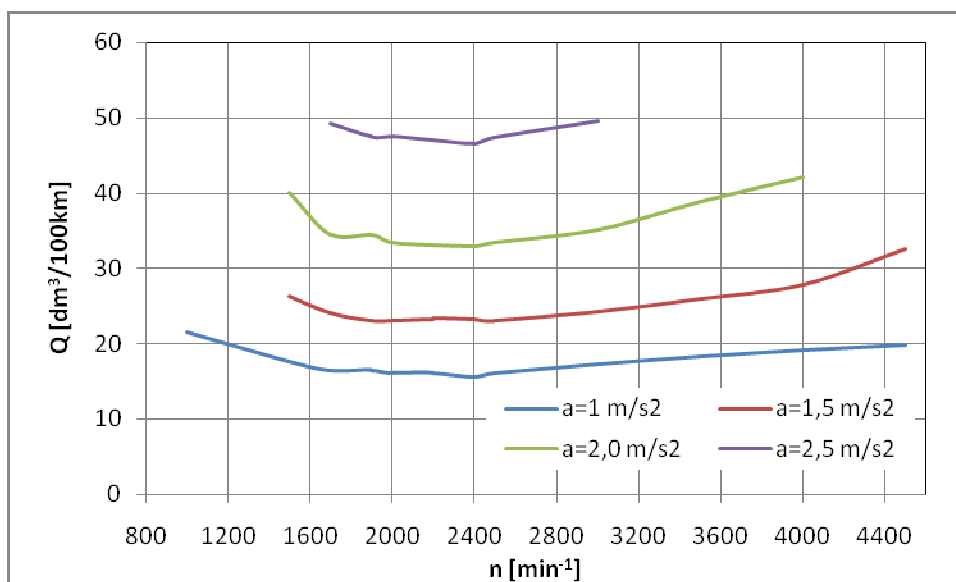
F_{NI}	v	F_t+F_p	a	Q
[N]	[km/h]	[N]	[m/s ²]	[dm ³ /100km]
3132,35	7,57	173,17	1,36	33,93
5461,31	11,36	175,54	2,42	53,74
6129,70	12,87	176,74	2,73	56,12
6151,66	14,38	178,10	2,74	54,26
6063,85	15,14	178,84	2,70	53,57
6045,19	16,65	180,42	2,69	52,92
5936,54	18,17	182,16	2,64	50,32
5901,42	18,93	183,08	2,62	51,04
5906,91	22,71	188,28	2,62	53,11
5451,43	26,50	194,41	2,41	51,04
5050,83	30,28	201,49	2,22	48,93
4153,05	34,07	209,51	1,81	41,85



Rys.7.11. Charakterystyka zdolności do przyspieszania wraz z maksymalnym przebiegowym zużyciem paliwa: **a** – zdolność do przyspieszania, **Q** – maksymalne przebiegowe zużycie paliwa, **v** – prędkość pojazdu

Maksymalną zdolność do przyspieszania, wynoszącą $2,74 \text{ m/s}^2$ osiągnięto na biegu pierwszym przy maksymalnym zapasie siły napędowej na kołach zużywając przy tym $54,26 \text{ dm}^3/100\text{km}$. Im mniejsza wartość przełożenia w układzie napędowym (wyższy bieg) tym zdolność do przyspieszania i zużycie paliwa było mniejsze. Należy przy tym zaznaczyć, że w zakresie każdego biegu zarówno zdolność do przyspieszania jak i zużycie paliwa było zróżnicowane i zależało od wartości siły napędowej na kołach i oporów ruchu występujących przy danej prędkości oraz od przebiegu linii zużycia paliwa na charakterystyce zewnętrznej silnika. Należy podkreślić, że przedstawione na rys. 7.11 zużycie paliwa i zdolność do przyspieszania były wartościami maksymalnymi, możliwymi do uzyskania w danych warunkach ruchu. Spowodowane było to tym, że dane do wykreślenia tej charakterystyki były właściwe dla maksymalnej dawki paliwa.

Na rys.7.12 pokazano zależności zużycia paliwa od prędkości obrotowej silnika przy założonych wartościach przyspieszenia uzyskanych dla maksymalnej dawki paliwa.



Rys.7.12. Zależność przebiegowego zużycia paliwa Q od prędkości obrotowej silnika n

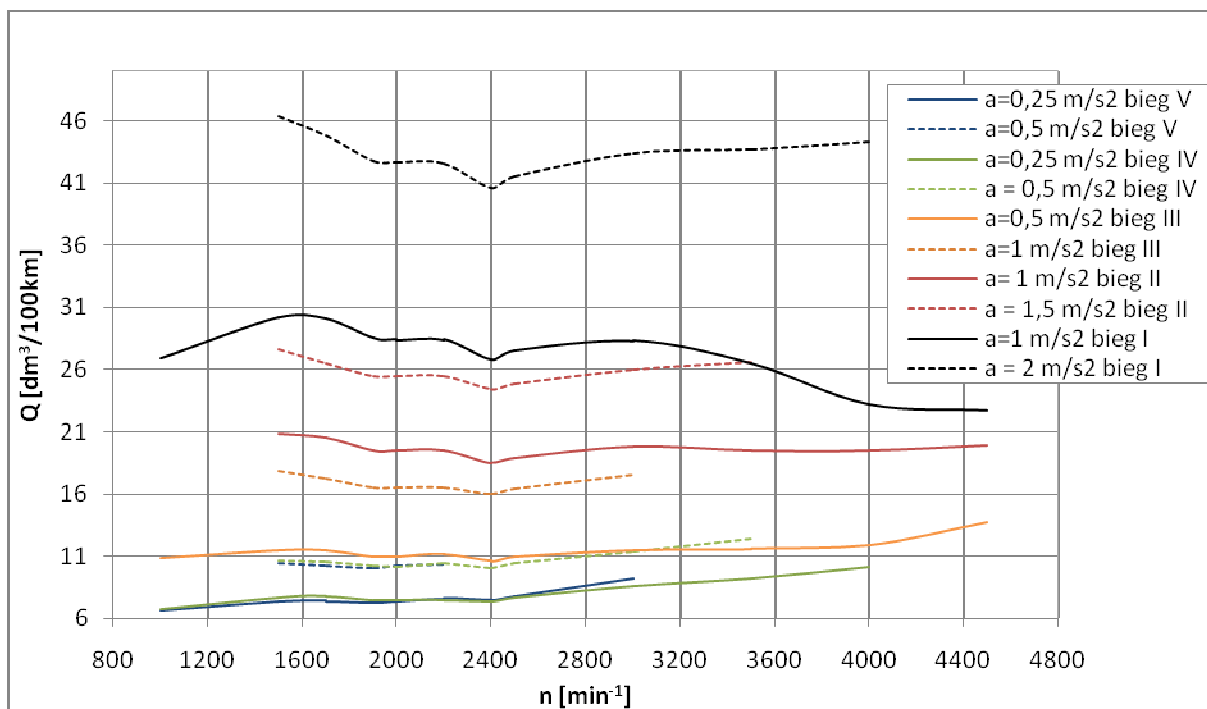
Wynikało z tego, że minimum zużycia paliwa osiągnane było dla prędkości obrotowych nieznacznie wyższych od prędkości obrotowej momentu maksymalnego co potwierdziło postawioną tezę.

W normalnej eksploatacji samochodu charakterystyka zewnętrzna silnika (pedał przyspieszenia maksymalnie wciśnięty) wykorzystywana jest niezmiernie rzadko. Większość swojego przebiegu pojazd pokonuje przy częściowo wciśniętym pedale przyspieszenia co oznacza, że silnik pracuje w zakresie obciążeń częściowych.

Stąd wydawało się celowe wyznaczenie zużycia paliwa dla takich warunków pracy silnika. W tym celu, na podstawie charakterystyki obciążeniowej (załącznik C) wyznaczono zależność

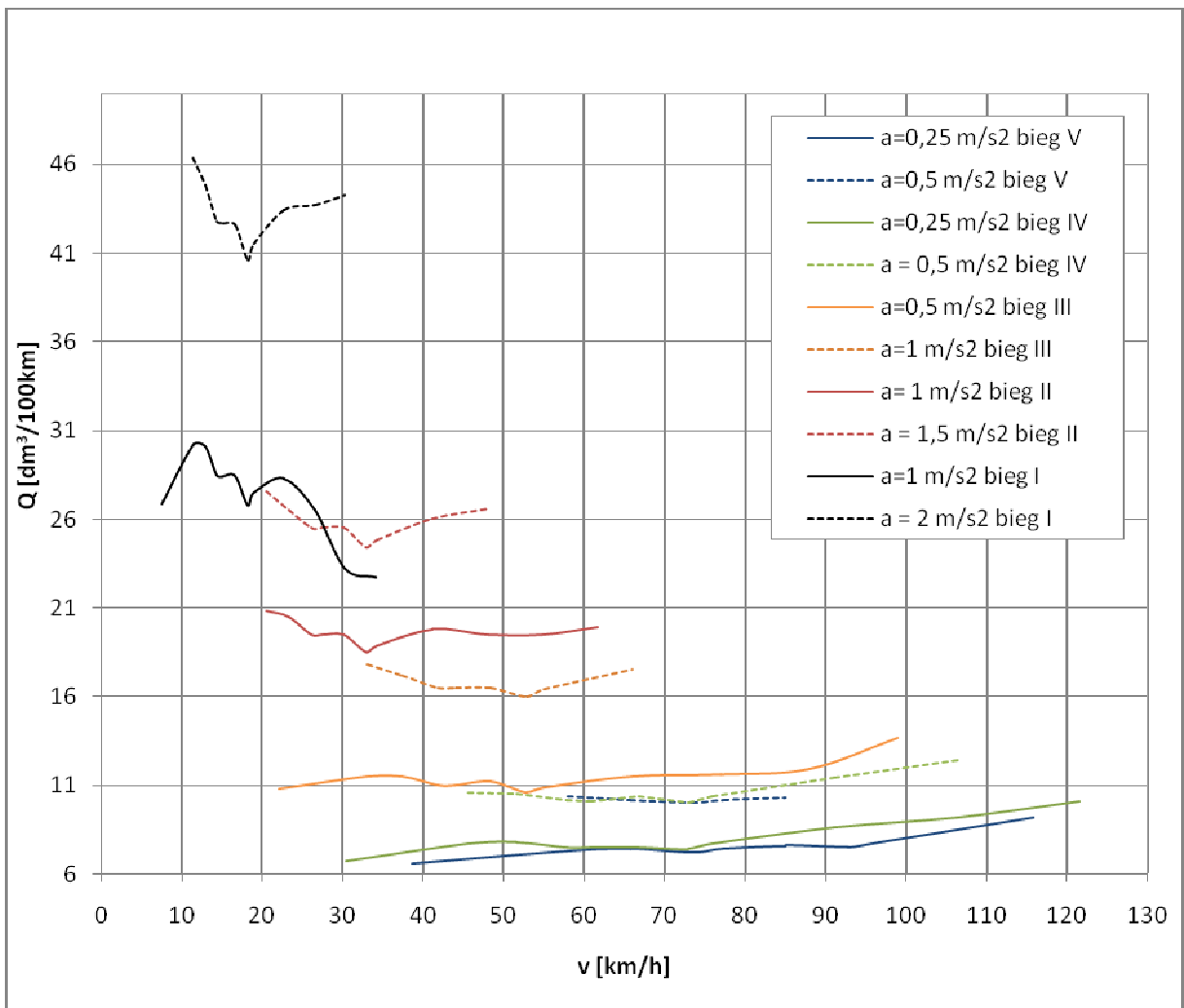
zużycia paliwa, na poszczególnych biegach, od prędkości obrotowej silnika dla stałej wartości przyspieszenia.

Zużycie paliwa w zależności od prędkości obrotowej dla stałych wartości przyspieszenia, w pełnym zakresie obciążeń pokazano na rys.7.13. Podobnie jak poprzednio minimum zużycia paliwa na poszczególnych biegach występowało przy prędkości obrotowej silnika nieznacznie wyższej od prędkości momentu maksymalnego. Potwierdza to również postawioną tezę dla obciążeń częściowych. Widać również, że dla biegu pierwszego przy przyspieszeniu 1 m/s^2 , w zakresie prędkości obrotowych bliskich maksymalnym, zużycie paliwa osiąga najmniejszą wartość. Fakt ten można wytłumaczyć tym, że przy osiąganym zapasie siły napędowej na kołach takie przyspieszenie uzyskuje się przy silniku pracującym na charakterystyce częściowej najniższego rzędu (25 % dawki paliwa).



Rys. 7.13. Zależność pomiędzy zużyciem paliwa Q na poszczególnych biegach od prędkości obrotowej silnika n dla założonych przyspieszeń a

W celu odniesienia otrzymanych wyników do poruszającego się pojazdu prędkość obrotową wału korbowego silnika zamieniono na prędkość liniową pojazdu. W tym celu wystarczyło podzielić prędkość obrotową silnika przez przełożenie szybkobieżności. Zmodyfikowaną w ten sposób charakterystykę przedstawiono na rys. 7.14.



Rys.7.14. Charakterystyka trakcyjna zużycia paliwa Q dla stałych wartości przyspieszeń a

Z przytoczonego wykresu wynikało, że:

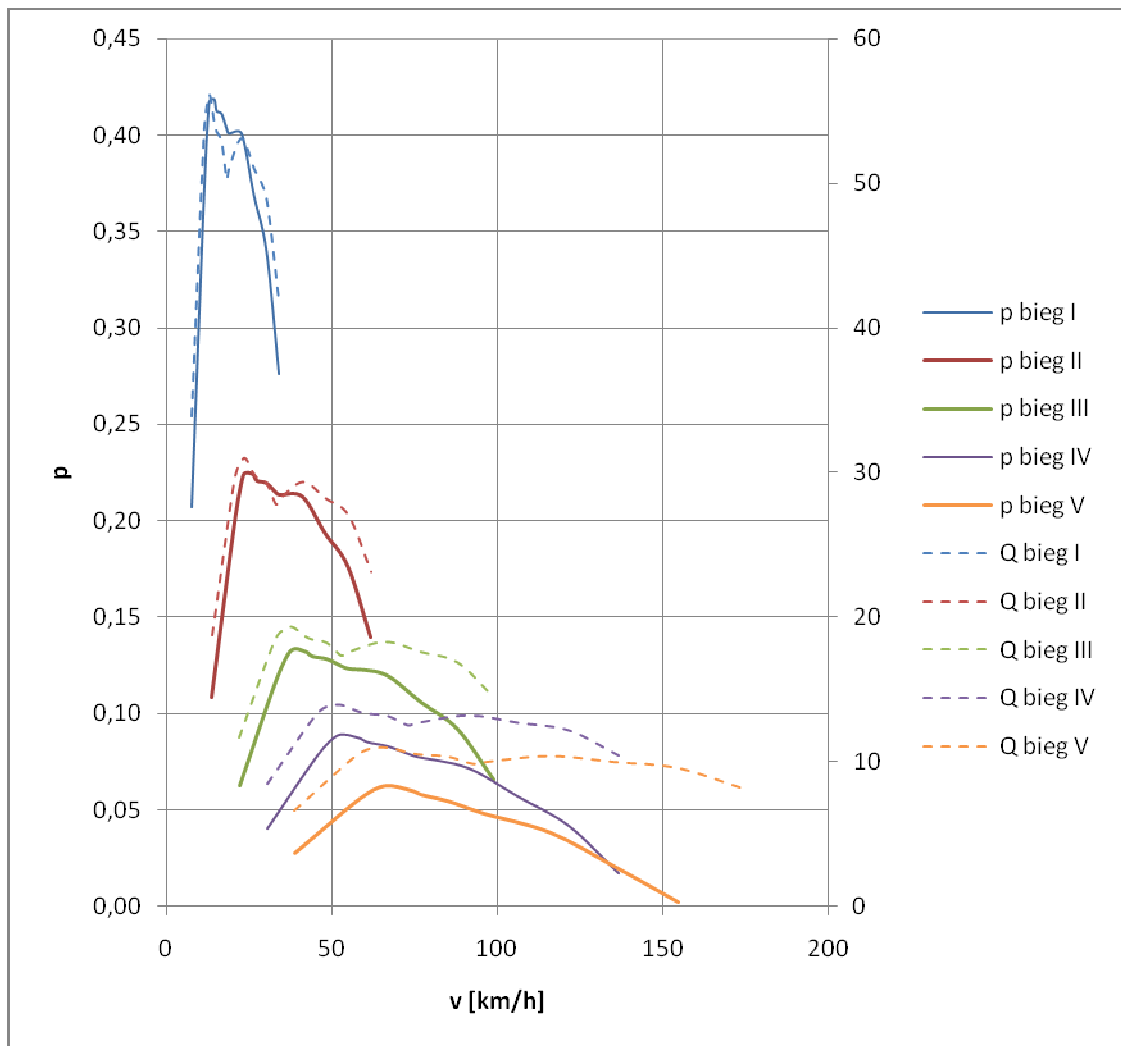
- najwyższe przyspieszenia uzyskiwano dla niższych biegów,
- dla tego samego przełożenia wyższe przyspieszenie okupione było wyższym zużyciem paliwa,
- dla biegu pierwszego zwiększenie przyspieszenia o 100 % spowodowało zwiększenie zużycia paliwa również o około 51 %,
- na wyższych biegach wzrost przyspieszenia nie powodował aż tak wielkiego wzrostu zużycia paliwa,
- na biegach najwyższych osiągnięte przyspieszenia były najniższe,
- w zakresie prędkości od 60 do 85 km/h takie same przyspieszenie ($0,5 \text{ m/s}^2$) osiągnięte na biegu czwartym i piątym powodowało prawie takie same zużycie paliwa (jedynie

dla górnych wartości prędkości z podanego zakresu zużycie paliwa było wyraźnie niższe dla biegu niższego).

Podsumowując najbardziej ekonomiczna jazda będzie polegała na jak najszybszym osiągnięciu założonej prędkości (najlepiej utrzymując prędkość obrotową wału korbowego silnika w okolicach prędkości obrotowej momentu maksymalnego), przez kolejne przełożenia, i utrzymywaniu stałej prędkości na możliwie najwyższym biegu. Technika opisywana przez takie warunki jazdy nazywana jest eco-driving.

7.5.1.2. Wpływ wzniesienia na przebiegowe zużycie paliwa

Maksymalne wzniesienie jakie samochód jest w stanie pokonać wynika z wielkości siły napędowej na kołach pomniejszonej o wartość podstawowych oporów ruchu. Tak zdefiniowana różnica sił nazywana jest zapasem siły napędowej na kołach. Stąd ze względu na to, że największe siły napędowe występują przy maksymalnych dawkach paliwa samochód jest w stanie pokonać największe wzniesienia w warunkach pracy silnika na charakterystyce zewnętrznej. Zależność zdolności pokonywania wzniesień i zużywanego przy tym paliwa od prędkości pokazano na rys.7.15.



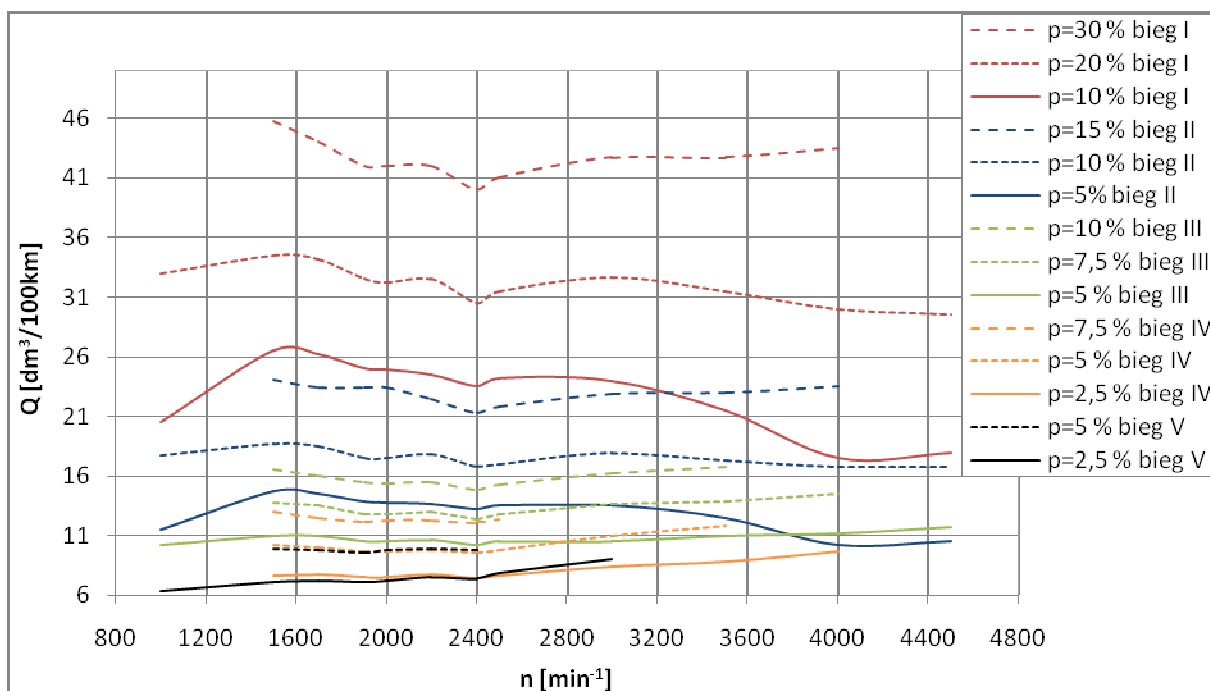
Rys.7.15. Zależność pokonywania wzniesień p i przebiegowego zużycia paliwa Q od prędkości pojazdu v . Z przedstawionej charakterystyki zauważono, że samochód był w stanie pokonać maksymalne wzniesienie o pochyleniu 41,85 %, na biegu pierwszym przy prędkości 14,38 km/h zużywając przy tym 54,26 dm³/100 km paliwa. Wraz ze spadkiem wartości przełożenia (wyższy bieg) zdolność do pokonywania wzniesień i wielkość zużywanego paliwa malały. Na biegu piątym przy prędkości maksymalnej samochód nie był w stanie pokonać żadnego wzniesienia. W ramach każdego z przełożeń zużycie paliwa i zdolność pokonywania wzniesień były zróżnicowane i wynikały z przebiegu linii zużycia paliwa i momentu obrotowego silnika na charakterystyce zewnętrznej.

Podobnie jak w przypadku przyspieszenia pełen obraz uzyskano wykorzystując charakterystyki częściowe.

Na podstawie zależności zużycia paliwa od prędkości obrotowej silnika przy wybranych pochyleniach i biegach (rys.7.16) zauważono, że minimum zużycia paliwa uzyskano dla prędkości obrotowej 2400 obr/min. Odstępstwa występowały w przypadkach:

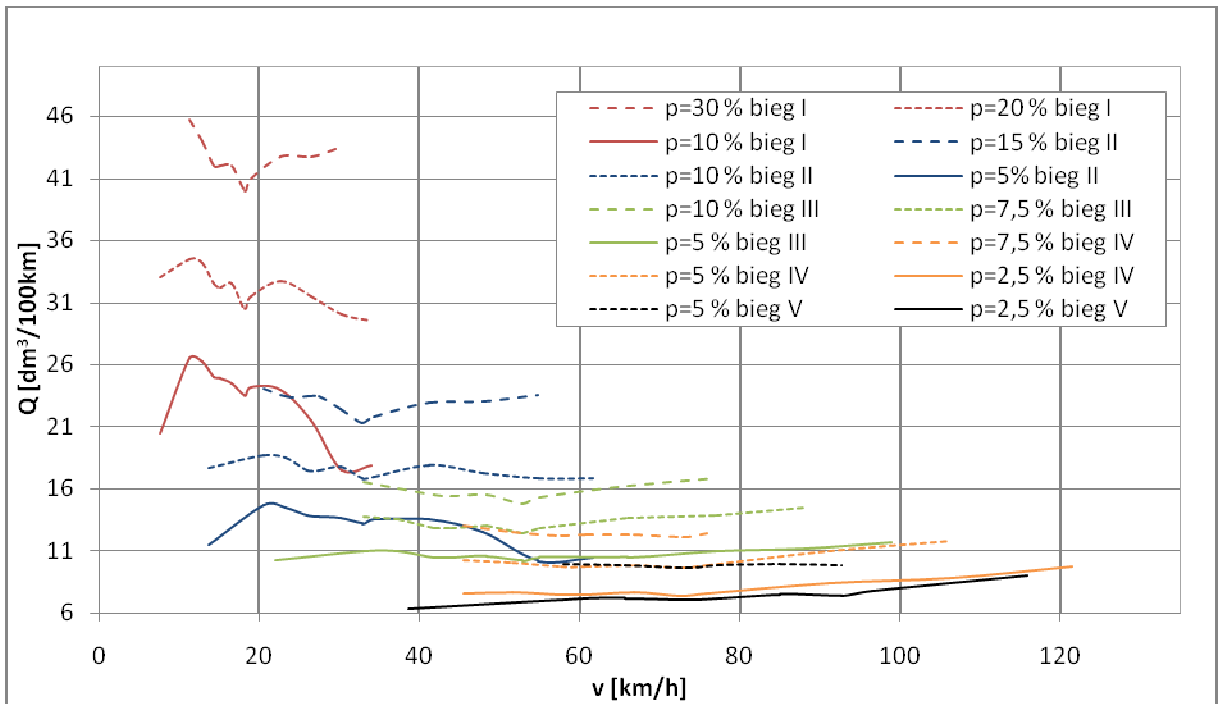
$p=10\%$ bieg I, $p=5\%$ bieg II, $p=2,5\%$ bieg V, gdzie odnotowano najmniejsze wartości zużycia paliwa.

Prawidłowością jest też, że niskie wartości zużycia paliwa uzyskano praktycznie na każdym biegu, dla najmniejszych pokonywanych na danym biegu pochyleń w skrajnych zakresach prędkości obrotowych. W pewnym stopniu było to zbieżne z przebiegiem linii jednostkowego zużycia paliwa na charakterystykach częściowych.



Rys. 7.16. Zależność pomiędzy zużyciem paliwa Q na poszczególnych biegach od prędkości obrotowej silnika n dla założonych pochyleń p

Ze względu na to, że dla poruszającego się samochodu podawana była jego prędkość liniowa, a nie prędkość obrotowa wału korbowego silnika na rys.7.17 przedstawiono charakterystykę w której prędkość obrotową przeliczono na prędkość liniową samochodu.



Rys.7.17. Charakterystyka trakcyjna zużycia paliwa Q dla stałych wartości pochyłeń p

Rys. 7.17 zobrazował, że największe zużycia paliwa wystąpiło dla biegów najniższych przy czym w miarę wzrostu numeru biegu zużycie paliwa malało. Parametr ten uzależniony był również od pochylenia drogi.

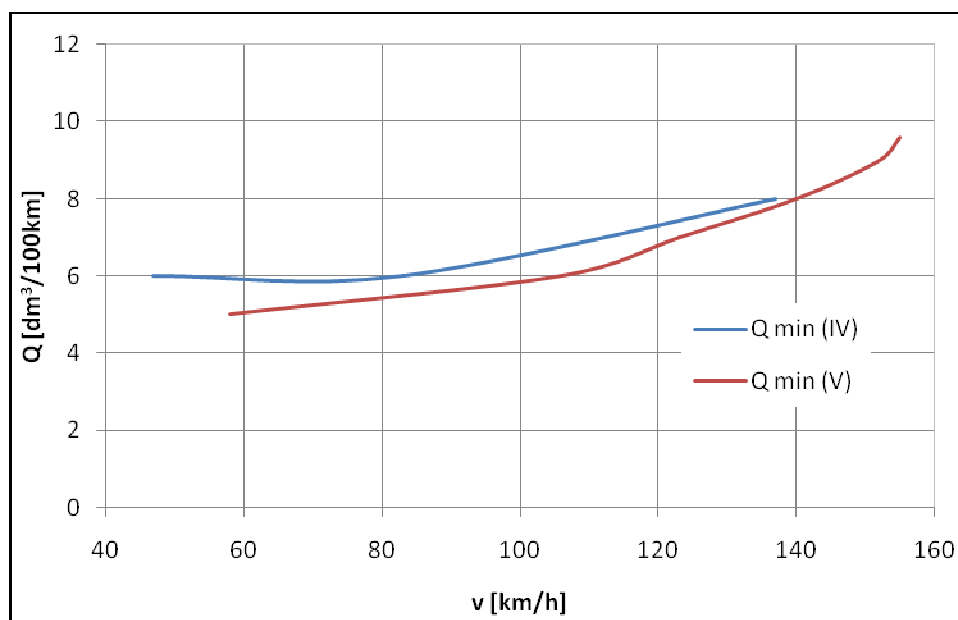
Należy zauważyć, że charakterystyki zilustrowane na rys. 7.17 były niemalże identyczne do przedstawionych na rys.7.14. Na tej podstawie sformułowano wniosek, że nie było istotne na jaki opór ruchu zostanie wykorzystany zapas siły napędowej na kołach, natomiast znacząca była jego wielkość.

Wyniki przedstawionych analiz pokazały, że ocenę właściwości trakcyjnych pojazdu i zużytego przy tym paliwa można przeprowadzać dla osiągalnego rzeczywistego zapasu siły napędowej na kołach i w miarę potrzeb odnieść je do konkretnego dodatkowego oporu ruchu (bezwładności, wzniesienia, uciążu).

7.5.1.3. Relacja między przebiegowym zużyciem paliwa a zdolnością do osiągnięcia prędkości maksymalnej

Na podstawie charakterystyki trakcyjnej (rys.7.10) określono prędkość maksymalną jako współrzędną najdalszego, od początku układu (wzdłuż osi prędkości), punktu przecięcia

linii podaży i zapotrzebowania siły napędowej na kołach. Odczytana prędkość wynosiła 155 km/h. Silnik zużywał przy niej 9,59 dm³/100 km paliwa. Celem dokładniejszego poznania zmian zużycia paliwa w zależności od prędkości sporządzono charakterystykę zużycia paliwa jako zbiór punktów przecięcia linii podstawowych oporów ruchu z izoliniami przebiegowego zużycia paliwa na biegach czwartym i piątym (rys.7.18).



Rys.7.18. Charakterystyka przebiegowego zużycia paliwa Q od prędkości pojazdu (bieg IV i V)

Na podstawie przedstawionej charakterystyki zauważono, że w miarę wzrostu prędkości zużycie paliwa na piątym biegu rosło od wartości ok. 5 dm³/100 km do 9,59 dm³/100 km.

Zaobserwowano, że podane rezultaty otrzymano dla oporów podstawowych. Każdy wzrost lub spadek oporów ruchu, spowodowany na przykład zmianą nawierzchni będzie skutkował zmianą zarówno prędkości maksymalnej jak i minimalnego zużycia paliwa.

Przedstawione charakterystyki dotyczyły ruchu pojazdu w warunkach ustalonych. Osiągnięcie podanych prędkości okupione było wyższym zużyciem paliwa, z konieczności pokonywania oporów bezwładności podczas ruchu przyspieszonego. Zostało to omówione w podrozdziale 7.5.1.1.

Bezpośredni wpływ na wielkość konsumpcji paliwa miało obciążenie pojazdu do jego maksymalnej masy całkowitej. Można było także zauważyć, że samochód FIAT Panda o masie 1455 kg nie posiadał zdolności do przyspieszenia ($a=0,03 \text{ m/s}^2$) w okolicach prędkości maksymalnej. Przy zmniejszeniu wagi środka transportu opory ruchu obniżyłyby się, co poprawiłoby właściwości trakcyjne, a więc zdolność do przyspieszania na ostatnim biegu

(większy zapas siły napędowej na kołach napędzanych), wzrosłaby jego prędkość maksymalna oraz zmniejszyłoby się zużycie paliwa.

7.5.1.4. Ocena wpływu ciągnionej przyczepy na właściwości trakcyjne i zużycie paliwa

Pojazd ciągnący przyczepę musiał pokonać dodatkowy opór wynikający z sumy oporów toczenia, powietrza, wzniesienia i bezwładności poruszającej się przyczepy. Zależności na obliczenie oporów ruchu przyczepy były identyczne jak dla pojazdu ciągnącego. Należało przy tym uwzględnić, że przyczepa poruszała się w tzw. cieniu aerodynamicznym pojazdu, stąd jej opór powietrza był niższy. Według danych literaturowych [6,18] opór powietrza tej części przyczepy, która mieściła się w obrysie pojazdu ciągnącego stanowił około 25 % obliczonego dla całej powierzchni czołowej przyczepy oporu powietrza. Część powierzchni czołowej przyczepy, która nie mieściła się w obrysie pojazdu należało obliczać normalnie. Podobnie było w przypadku oporów bezwładności, gdzie nie uwzględniano oporu wynikającego z przyspieszania mas wirujących silnika. Biorąc pod uwagę powyższe zastrzeżenia opór przyczepy wyznaczono według zależności:

$$F_u = f_t^0 (1 + A_t \cdot v^2) \cdot G_{prz} + p_w \cdot G_{prz} + 0,25 \cdot 0,579 \cdot c_x \cdot A \cdot v^2 + 0,579 \cdot c_x (A_{prz} - A) \cdot v^2 + 1,04 \cdot \frac{G_{prz}}{g} \cdot a \quad (7.2)$$

gdzie:

- F_u - siła uciągu [N],
- f_t^0 - podstawowy współczynnik oporu toczenia,
- A_t - dodatkowy współczynnik oporu toczenia,
- v - prędkość pojazdu [m/s],
- G_{prz} - ciężar przyczepy [N],
- p_w - pochylenie wzniesienia [%],
- c_x - współczynnik oporu powietrza pojazdu,
- A - powierzchnia czołowa pojazdu [m²],
- A_{prz} - powierzchnia czołowa przyczepy [m²],
- g - przyspieszenie ziemskie [9,81 m/s²],
- a - przyspieszenie pojazdu [m/s²].

Przyjęto, że:

- pojazd poruszał się ruchem jednostajnym prostoliniowym po płaskiej nawierzchni,

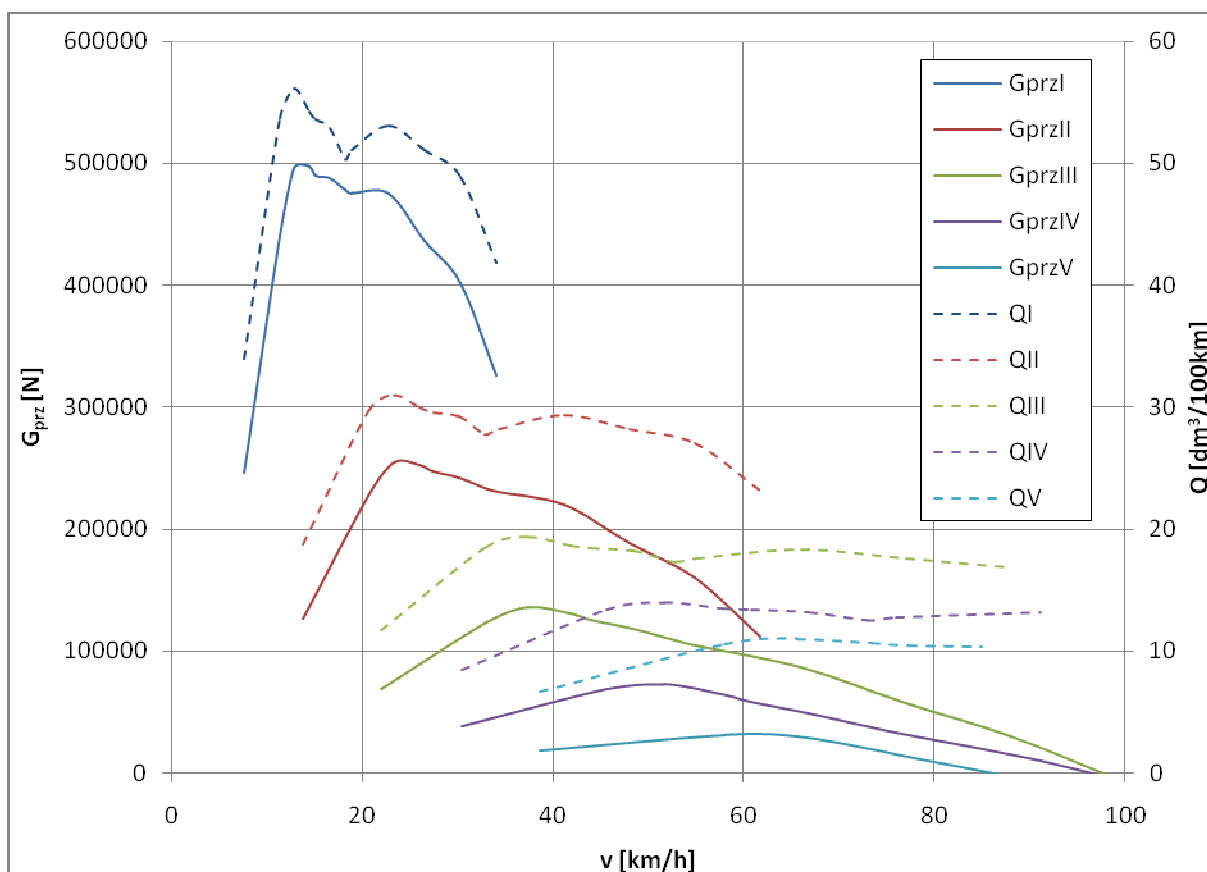
- powierzchnia czołowa przyczepy była równa powierzchni czołowej pojazdu ciągnącego i pokrywała się z jego obrysem,

obliczono maksymalny ciężar przyczepy jaką samochód był w stanie ciągnąć wykorzystując poszczególne przełożenia.

W tym celu wzór (7.2) przekształcono do postaci:

$$G_{prz} = \frac{\Delta F - 0,25 \cdot 0,579 \cdot c_x \cdot A \cdot v^2}{f_t^0 (1 + A_t \cdot v^2)} \quad (7.3)$$

Maksymalny ciężar przyczepy jaką był w stanie pociągnąć pojazd w zależności od wybranego przełożenia i prędkości oraz zużywane przy tym paliwo przedstawiono na rys.7.19.



Rys.7.19. Maksymalna zdolność uciągu pojazdu

Na rysunku 7.19 zauważono, że pojazd był zdolny ciągnąć przyczepę o maksymalnym ciężarze 497268,86 N (49,7268 Mg) na biegu pierwszym z prędkością 14,38 km/h zużywając przy tym 54,26 dm³/100km. Na wyższych biegach ciężar przyczepy jaką w stanie był holować samochód malał. Należało pamiętać, że w myśl obowiązujących przepisów samochód osobowy mógł ciągnąć przyczepę o maksymalnym ciężarze 7357,5 N (masa - 750

kg), zatem prędkości uzyskiwane były większe niż dla maksymalnego możliwego do uciągnięcia ciężaru. Samochód przy tym zużywałby mniej paliwa i posiadałby dodatkowe zdolności (do przyspieszania i pokonywania wzniesień). Otrzymana na rysunku 7.19 charakterystyka była wyznaczona dla charakterystyki zewnętrznej. Podobnie jak w poprzednich przypadkach (przyspieszenie i pokonywanie wzniesień) można byłoby wyznaczyć charakterystyki dla obciążeń częściowych. Tok postępowania byłby identyczny z poprzednimi. Biorąc jednak pod uwagę wniosek z poprzedniego podrozdziału, mówiący o znacznym podobieństwie charakterystyk rozszerzono go również na zdolność uciągu. Przewidując, że uzyskana charakterystyka trakcyjna zużycia paliwa dla stałych wartości masy ciągniętej przyczepy będzie w znacznym stopniu zbieżna z poprzednimi (charakterystyki zużycia paliwa dla stałych wartości przyspieszeń i pochyleń wzniesienia) nie będzie ona wyznaczana.

8. ANALIZA NIEPEWNOŚCI POMIAROWYCH

W roku 1995 z inicjatywy Międzynarodowego Komitetu Miar (CIPM) zostały określone międzynarodowe normy opisujące niepewności pomiarowe. Międzynarodowa Organizacja Normalizacyjna (ISO) wydała „Guide to the Expression of Uncertainty in

Measurement”. Zgodnie z umowami międzynarodowymi Polska zobowiązała się do zastosowania normy ISO dotyczącej obliczania i zapisu niepewności pomiarów, podobnie do obowiązku stosowania jednostek układu SI. Polską wersję normy ISO wydał w 1999 roku Główny Urząd Miar i nosi ona tytuł „Wyrażanie niepewności pomiaru. Przewodnik” [50].

Jednym z podstawowych terminów normy był termin „niepewność” (ang. uncertainty).

W języku potocznym słowo „niepewność” oznaczało wątpliwość, a stąd „niepewność pomiaru” oznaczało wątpliwość, co do wartości wyniku pomiaru.

Podstawowe definicje na podstawie [16,42,50] to:

- pomiar – zbiór czynności prowadzących do ustalenia wartości wielkości mierzonej;
- niepewność pomiaru (uncertainty) – parametr, związany z wynikiem pomiaru, charakteryzował rozrzut wartości, które można w uzasadniony sposób przypisać wielkości mierzonej;
- niepewność standardowa (standard uncertainty) $u(x)$ – niepewność wyniku pomiaru wyrażona w formie odchylenia standardowego (na przykład odchylenie standardowe średniej);
- obliczanie niepewności standardowej - metoda typu A (type A evaluation of uncertainty) – metoda obliczania niepewności pomiaru na drodze analizy statystycznej serii wyników pomiarów;
- obliczanie niepewności standardowej - metoda typu B (type B evaluation of uncertainty) – metoda obliczania niepewności pomiaru sposobami innymi niż analiza statystyczna serii pomiarowej, czyli na drodze innej niż metoda typu A;
- złożona niepewność standardowa (combined standard uncertainty) $u_c(x)$ – niepewność standardowa wyniku pomiaru określona, gdy wynik był otrzymywany ze zmierzonych bezpośrednio innych wielkości;
- niepewność rozszerzona (expanded uncertainty) $U(x)$ lub $U_c(x)$ – wielkość określała przedział wokół wyniku pomiaru, od którego oczekiwano się, że obejmie dużą część wartości, które w uzasadniony sposób można było przypisać wielkości mierzonej.

Należało podkreślić, że niepewność standardowa jednoznacznie określała wynik pomiaru, jednak przewodnik wprowadził niepewność rozszerzoną, która służyła do wnioskowania zgodności wyniku pomiaru z wynikami uzyskanymi w innych warunkach [16].

- współczynnik rozszerzenia (coverage factor) k – był to współczynnik liczbowy, mnożnik niepewności standardowej, stosowany w celu uzyskania niepewności rozszerzonej.

Dla większości zastosowań, w tym w praktyce laboratoryjnej, zalecało się przyjęcie wartości $k = 2$ [16].

8.1. Niepewności pomiarów bezpośrednich uzyskanych przy zastosowaniu stanowiska hamownianego

Podstawowymi wielkościami mierzonymi na stanowisku hamownianym i niezbędnymi do dalszych analiz były:

- prędkość obrotowa silnika,
- skorygowany moment obrotowy silnika,
- zużycie paliwa.

Ponadto podczas badań mierzone były inne parametry takie jak: temperatury cieczy chłodzącej, oleju, powietrza, zadymienie spalin itd. Wielkości te informowały o stanie silnika i ładunku. Parametry stanu ładunku były co prawda istotne dla wyznaczenia parametrów skorygowanych do warunków normalnych, jednak ewentualne drobne błędy pomiaru i odczytu wpływały w niewielkim stopniu na ich ostateczny błąd.

8.1.1. Niepewność rozszerzona prędkości obrotowej silnika

Prędkość obrotowa silnika była wyznaczana na podstawie pomiarów impulsów z czujnika magnetoindukcyjnego (będącego elementem hamulca silnikowego). Posiadała niepewność standardową typu B (zależną od dokładności wzorcowania urządzenia pomiarowego, pominięto niepewność eksperymentatora ze względu na układ pomiarowy zapisujący wyniki samoczynnie).

Niepewność standardową typu B wyliczono z następującej zależności [16,42,50]:

$$u_B(n) = \frac{\Delta n}{\sqrt{3}} \quad (8.1)$$

gdzie:

Δn - niepewność wzorcowania czujnika prędkości obrotowej = 1 [min^{-1}].

$$u_B(n) = \frac{0,1}{\sqrt{3}} = 0,67[\text{min}^{-1}] \quad (8.2)$$

Według prawa propagacji niepewności, niepewność standardowa (całkowita) była równa niepewności standardowej typu B[16,42,50]:

$$u_B = u(n) = 0,67[\text{min}^{-1}] \quad (8.3)$$

Niepewność rozszerzona została określana wzorem[16,42,50]:

$$U(n) = k \cdot u(n) \quad (8.4)$$

gdzie:

k – współczynnik rozszerzenia = 2.

$$U(n) = 2 \cdot 0,67 = 1,34[\text{min}^{-1}] \quad (8.5)$$

Ostatecznie więc niepewność pomiarowa dla całego zakresu prędkości obrotowych była równa:

$$U(n) = \pm 2[\text{min}^{-1}] \quad (8.6)$$

8.1.2. Niepewność rozszerzona momentu obrotowego silnika

Moment obrotowy został wyznaczony na podstawie iloczynu pomiaru siły hamulca (przy pomocy przetwornika tensometrycznego) oraz długości jego ramienia pomiarowego. Posiadał niepewność standardową typu A (wynikająca z pobrania n – elementowej próby z populacji określonej w przybliżeniu rozkładem Gaussa) oraz niepewność standardową typu B (będącą zależną od dokładności wzorcowania urządzenia pomiarowego, pominięto niepewność eksperymentatora ze względu na układ pomiarowy zapisujący wyniki samoczynnie).

Niepewność standardowa typu A:

W przypadku niepewności standardowej typu A za wynik pomiaru przyjęto średnią arytmetyczną momentu obrotowego [16,42,50]:

$$\overline{T}_{tq} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_{tq(i)} \quad (8.7)$$

gdzie:

\overline{T}_{tq} - średnia arytmetyczna pomiaru momentu obrotowego silnika [Nm],

$T_{tq(i)}$ - wartość momentu i – tego pomiaru [Nm],

n - ilość pomiarów.

Przykładowo dla prędkości obrotowej $n = 1900 \text{ min}^{-1}$:

Tab. 8.1.

Tabela obliczeniowa pomiaru momentu obrotowego silnika

Numer pomiaru	$T_{tq(i)}$	\overline{T}_{tq}	$(T_{tq(i)} - \overline{T}_{tq})$	$(T_{tq(i)} - \overline{T}_{tq})^2$
1	140,9	140,1	0,8	0,64
2	140,6		0,5	0,25
3	140,7		0,6	0,36

4	138,3	-1,8	3,24
$\sum (T_{tq(i)} - \bar{T}_{tq})^2$			4,49

Niepewność standardową tego wyniku obliczono jako odchylenie standardowe [16,42,50]:

$$u_A(T_{tq}) = \sqrt{s_{T_{tq}}^2} = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (T_{tq(i)} - \bar{T}_{tq})^2} \quad (8.8)$$

$$u_A(T_{tq}) = \sqrt{\frac{1}{4(4-1)} \cdot 4,49} = 0,61 [Nm] \quad (8.9)$$

Niepewność standardową typu B wyznaczono z następującej zależności [16,42,50]:

$$u_B(T_{tq}) = \frac{\Delta T_{tq}}{\sqrt{3}} \quad (8.10)$$

gdzie:

ΔT_{tq} - niepewność wzorcowania hamulca silnikowego = 0,1 [Nm].

$$u_B(T_{tq}) = \frac{0,1}{\sqrt{3}} = 0,058 [Nm] \quad (8.11)$$

Według prawa propagacji niepewności, niepewność standardowa (całkowita) wynosiła [16,42,50]:

$$u(T_{tq}) = \sqrt{s_{T_{tq}}^2 + \frac{(\Delta T_{tq})^2}{3}} = 0,62 [Nm] \quad (8.12)$$

Niepewność rozszerzona została określana wzorem [16,42,50]:

$$U(T_{tq}) = k \cdot u(T_{tq}) \quad (8.13)$$

gdzie:

k – współczynnik rozszerzenia = 2.

$$U(T_{tq}) = 2 \cdot 0,62 = 1,23 [Nm] \quad (8.14)$$

Ostatecznie więc wynik pomiaru momentu obrotowego silnika wraz z niepewnością pomiarową zapisano w postaci:

$$T_{tq} = (140,1 \pm 1,3) [Nm] \quad (8.15)$$

Poniżej w tabeli przedstawiono wartości momentu obrotowego silnika wraz z rozszerzoną niepewnością pomiarową dla poszczególnych prędkości obrotowych. Wartości współczynnika rozszerzenia $k=2$ (dla każdej prędkości obrotowej), natomiast niepewność dokładności pomiaru hamulca silnikowego wynosiła 0,1 Nm.

Tab.8.2.

Wartości niepewności pomiarowych dla określonych prędkości obrotowych silnika

	n	\overline{T}_{iq}	$u_A(T_{iq})$	$u_B(T_{iq})$	$U(T_{iq})$	$\overline{T}_{iq} \pm U(T_{iq})$
	[obr/min]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]
1	1000	71,4	0,27	0,058	0,56	71,4 ± 0,6
2	1500	124,4	0,38		0,77	124,4 ± 0,8
3	1700	139,6	0,58		1,16	139,6 ± 1,2
4	1900	140,1	0,61		1,23	140,1 ± 1,3
5	2000	138,1	0,32		0,65	138,1 ± 0,7
6	2200	137,7	0,20		0,41	137,7 ± 0,5
7	2400	135,2	0,18		0,38	135,2 ± 0,4
8	2500	134,4	0,06		0,17	134,4 ± 0,2
9	3000	134,6	0,41		0,83	134,6 ± 0,9
10	3500	124,2	0,19		0,40	124,2 ± 0,4
11	4000	115,1	0,13		0,28	115,1 ± 0,3
12	4500	94,6	0,17		0,37	94,6 ± 0,4

8.1.3. Niepewność rozszerzona zużycia paliwa

Zużycie paliwa zostało wyznaczone poprzez pomiar przy użyciu paliwomierza Automex. Posiadało niepewność standardową typu A (wynikająca z pobrania n – elementowej próby z populacji określonej w przybliżeniu rozkładem Gaussa) oraz niepewność standardową typu B (będącą zależną od dokładności wzorcowania urządzenia

pomiarowego, pominięto niepewność eksperymentatora ze względu na układ pomiarowy zapisujący wyniki samoczynnie).

Niepewność standardowa typu A:

W przypadku niepewności standardowej typu A za wynik pomiaru przyjęto średnią arytmetyczną zużycia paliwa [16,42,50]:

$$\bar{B} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n B_i \quad (8.16)$$

gdzie:

\bar{B} - średnia arytmetyczna pomiaru zużycia paliwa silnika [g/s],

B_i - wartość zużycia paliwa i – tego pomiaru [g/s],

n - ilość pomiarów.

Przykładowo dla prędkości obrotowej $n = 1900 \text{ min}^{-1}$:

Tab. 8.3.

Tabela obliczeniowa pomiaru zużycia paliwa silnika

Numer pomiaru	B_i	\bar{B}	$(B_i - \bar{B})$	$(B_i - \bar{B})^2$
1	1,76	1,78	-0,02	0,0004
2	1,80		0,02	0,0004
3	1,78		0,00	0,0000
4	1,77		-0,01	0,0001
$\sum (B_i - \bar{B})^2$				0,0009

Niepewność standardową tego wyniku obliczono jako odchylenie standardowe [16,42,50]:

$$u_A(B) = \sqrt{s_B^2} = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (B_i - \bar{B})^2} \quad (8.17)$$

$$u_A(B) = \sqrt{\frac{1}{4(4-1)} \cdot 0,0009} = 0,009 [\text{g} / \text{s}] \quad (8.18)$$

Niepewność standardową typu B wyznaczono z następującej zależności [16,42,50]:

$$u_B(B) = \frac{\Delta B}{\sqrt{3}} \quad (8.19)$$

gdzie:

ΔB - niepewność wzorcowania paliwomierza = 0,01 [g/s].

$$u_B(B) = \frac{0,01}{\sqrt{3}} = 0,006[\text{g} / \text{s}] \quad (8.20)$$

Według prawa propagacji niepewności, niepewność standardowa (całkowita) wynosiła[16,42,50]:

$$u(B) = \sqrt{s_B^2 + \frac{(\Delta B)^2}{3}} = 0,0104[\text{g} / \text{s}] \quad (8.21)$$

Niepewność rozszerzona została określana wzorem[16,42,50]:

$$U(B) = k \cdot u(B) \quad (8.22)$$

gdzie:

k – współczynnik rozszerzenia = 2.

$$U(B) = 2 \cdot 0,0104 = 0,021[\text{g} / \text{s}] \quad (8.23)$$

Ostatecznie więc wynik pomiaru zużycia paliwa silnika wraz z niepewnością pomiarową zapisano w postaci:

$$B = (1,78 \pm 0,03) \quad (8.24)$$

Poniżej w tabeli przedstawiono wartości zużycia paliwa silnika wraz z rozszerzoną niepewnością pomiarową dla poszczególnych prędkości obrotowych. Wartości zużycia paliwa były liczone jako średnie z 4 pomiarów. Wartość współczynnika rozszerzenia k=2, natomiast niepewność dokładności pomiaru paliwomierza wynosiła 0,01 g/s.

Tab.8.4.

Wartości niepewności pomiarowych dla określonych prędkości obrotowych silnika

	n	\bar{B}	$u_A(B)$	$u_B(B)$	$U(B)$	$\bar{B} \pm U(B)$
	[obr/min]	[g/s]	[g/s]	[g/s]	[g/s]	[g/s]
1	1000	0,59	0,006	0,006	0,016	0,59 ± 0,02
2	1500	1,39	0,007		0,018	1,39 ± 0,02

3	1700	1,65	0,016	0,034	$1,65 \pm 0,04$
4	1900	1,78	0,009	0,021	$1,78 \pm 0,03$
5	2000	1,85	0,005	0,015	$1,85 \pm 0,02$
6	2200	2,01	0,003	0,013	$2,01 \pm 0,02$
7	2400	2,08	0,046	0,092	$2,08 \pm 0,10$
8	2500	2,20	0,007	0,018	$2,20 \pm 0,02$
9	3000	2,75	0,009	0,021	$2,75 \pm 0,03$
10	3500	3,08	0,012	0,027	$3,08 \pm 0,03$
11	4000	3,38	0,004	0,014	$3,38 \pm 0,02$
12	4500	3,25	0,010	0,022	$3,25 \pm 0,03$

8.2. Niepewności pomiarów pośrednich uzyskanych przy zastosowaniu stanowiska hamownianego

Parametrami dla których przeprowadzono analizę niepewności pomiarów pośrednich były:

- moc użyteczna silnika,
- jednostkowe zużycie paliwa silnika.

Poniżej przedstawiono przykład analizy obliczeniowej przeprowadzonej dla tych samych warunków jak w przypadku analizy obliczeniowej niepewności pomiarów bezpośrednich, a więc dla prędkości obrotowej $n = 1900$ obr/min, ciśnienia w szynie Common Rail 80 MPa oraz sumarycznego czasu wtrysków 0,985 ms. Silnik zasilany był pełną dawką (charakterystyka zewnętrzna) paliwa ON EKODIESEL. Oprócz przykładu obliczeniowego dla każdej prędkości został podany zakres niepewności rozszerzonej (dla każdego z wyżej wymienionych wskaźników).

Zakres niepewności pomiarowych wyznaczano w sposób analogiczny jak dla pomiarów bezpośrednich, ponieważ oprogramowanie firmy Automex, hamulca i paliwomierza przeliczało wyżej wymienione parametry na podstawie momentu obrotowego, prędkości obrotowej silnika oraz jego zużycia paliwa.

8.2.1. Niepewność rozszerzona mocy użytecznej silnika

Moc użyteczna silnika została ustalona na podstawie wartości momentu obrotowego oraz prędkości obrotowej silnika. Posiadała niepewność standardową typu A (wynikająca z pobrania n – elementowej próby z populacji określonej w przybliżeniu rozkładem Gaussa)

oraz niepewność standardową typu B (będącą zależną od dokładności wzorcowania urządzenia pomiarowego, pominięto niepewność eksperymentatora ze względu na układ pomiarowy zapisujący wyniki samoczynnie).

Niepewność standardowa typu A:

W przypadku niepewności standardowej typu A za wynik pomiaru przyjęto średnią arytmetyczną mocy użytecznej [16,42,50]:

$$\overline{P^d} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n P_i^d \quad (8.25)$$

gdzie:

- $\overline{P^d}$ - średnia arytmetyczna pomiaru mocy użytecznej silnika [kW],
- P_i^d - wartość mocy użytecznej i – tego pomiaru [kW],
- n - ilość pomiarów.

Przykładowo dla prędkości obrotowej $n= 1900$ obr/min:

Tab. 8.5.

Tabela obliczeniowa pomiaru mocy użytecznej silnika

Numer pomiaru	P_i^d	$\overline{P^d}$	$(P_i^d - \overline{P^d})$	$(P_i^d - \overline{P^d})^2$
1	28,1	27,9	0,2	0,04
2	28,0		0,1	0,01
3	28,0		0,1	0,01
4	27,6		-0,3	0,09
$\sum (P_i^d - \overline{P^d})^2$				0,15

Niepewność standardową tego wyniku obliczono jako odchylenie standardowe [16,42,50]:

$$u_A(P^d) = \sqrt{s_{P^d}^2} = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (P_i^d - \overline{P^d})^2} \quad (8.26)$$

$$u_A(P^d) = \sqrt{\frac{1}{4(4-1)} \cdot 0,15} = 0,12[\text{kW}] \quad (8.27)$$

Niepewność standardową typu B wyznaczono z następującej zależności [16,42,50]:

$$u_B(P^d) = \frac{\Delta P^d}{\sqrt{3}} \quad (8.28)$$

gdzie:

- ΔP^d - niepewność wzorcowania wyliczenia mocy użytecznej= 0,1 [kW].

$$u_B(P^d) = \frac{0,1}{\sqrt{3}} = 0,058[\text{kW}] \quad (8.29)$$

Według prawa propagacji niepewności niepewność standardowa (całkowita) wynosiła [16,42,50]:

$$u(P^d) = \sqrt{s_{P^d}^2 + \frac{(\Delta P^d)^2}{3}} = 0,126[\text{kW}] \quad (8.30)$$

Niepewność rozszerzona została określana wzorem [16,42,50]:

$$U(P^d) = k \cdot u(P^d) \quad (8.31)$$

gdzie:

k – współczynnik rozszerzenia = 2.

$$U(P^d) = 2 \cdot 0,126 = 0,25[\text{kW}] \quad (8.32)$$

Ostatecznie więc wynik pomiaru mocy użytecznej silnika wraz z niepewnością pomiarową zapisano w postaci:

$$P^d = (27,9 \pm 0,3)[\text{kW}] \quad (8.33)$$

Poniżej w tabeli przedstawiono wartości mocy użytecznej silnika wraz z rozszerzoną niepewnością pomiarową dla poszczególnych prędkości obrotowych. Wartości mocy były liczone jako średnie z 4 pomiarów. Wartość współczynnika rozszerzenia k=2, natomiast niepewność dokładności pomiaru mocy użytecznej wynosiła 0,1 kW.

Tab.8.6.

Wartości niepewności pomiarowych dla określonych prędkości obrotowych silnika

	n	$\overline{P^d}$	$u_A(P^d)$	$u_B(P^d)$	$U(P^d)$	$\overline{P^d} \pm U(P^d)$
	[obr/min]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]

1	1000	7,5	0,029	0,058	0,13	7,5 ± 0,2
2	1500	19,5	0,087		0,21	19,5 ± 0,3
3	1700	24,9	0,104		0,24	24,9 ± 0,3
4	1900	27,9	0,112		0,25	27,9 ± 0,3
5	2000	29,0	0,076		0,19	29,0 ± 0,2
6	2200	31,7	0,050		0,15	31,7 ± 0,2
7	2400	34,1	0,029		0,13	34,1 ± 0,2
8	2500	35,2	0,000		0,12	35,2 ± 0,2
9	3000	42,3	0,091		0,22	42,3 ± 0,3
10	3500	45,6	0,065		0,17	45,6 ± 0,2
11	4000	48,3	0,065		0,17	48,3 ± 0,2
12	4500	44,7	0,115		0,26	44,7 ± 0,3

8.2.2. Niepewność rozszerzona jednostkowego zużycia paliwa

Jednostkowe zużycie paliwa silnika wynikało ze zużycia paliwa oraz mocy silnika. Posiadało niepewność standardową typu A (wynikająca z pobrania n – elementowej próby z populacji określonej w przybliżeniu rozkładem Gaussa) oraz niepewność standardową typu B (będącą zależną od dokładności wzorcowania urządzenia pomiarowego, pominięto niepewność eksperymentatora ze względu na układ pomiarowy zapisujący wyniki samoczynnie).

Niepewność standardowa typu A:

W przypadku niepewności standardowej typu A za wynik pomiaru przyjęto średnią arytmetyczną mocy użytecznej [16,42,50]:

$$\bar{b} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n b_i \quad (8.34)$$

gdzie:

- \bar{b} - średnia arytmetyczna pomiaru jednostkowego zużycia paliwa [g/kWh],
- b_i - wartość jednostkowego zużycia paliwa i – tego pomiaru [g/kWh],
- n - ilość pomiarów.

Przykładowo dla prędkości obrotowej $n= 1900$ obr/min

Tabela obliczeniowa pomiaru jednostkowego zużycia paliwa silnika

Tab. 8.7.

Numer pomiaru	b_i	\bar{b}	$(b_i - \bar{b})$	$(b_i - \bar{b})^2$
1	223,1	225,7	-2,6	6,76
2	228,4		2,7	7,29
3	225,9		0,2	0,04
4	225,3		-0,4	0,16
$\sum (b_i - \bar{b})^2$				14,25

Niepewność standardową tego wyniku obliczono jako odchylenie standardowe [16,42,50]:

$$u_A(b) = \sqrt{s_b^2} = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (b_i - \bar{b})^2} \quad (8.35)$$

$$u_A(b) = \sqrt{\frac{1}{4(4-1)} \cdot 14,25} = 1,090 [g / kWh] \quad (8.36)$$

Niepewność standardowa typu B wyznaczono z następującej zależności [16,42,50]:

$$u_B(b) = \frac{\Delta b}{\sqrt{3}} \quad (8.37)$$

gdzie:

Δb - niepewność wzorcowania wyliczenia jednostkowego zużycia paliwa = 0,1 [g/kWh].

$$u_B(b) = \frac{0,1}{\sqrt{3}} = 0,058 [g / kWh] \quad (8.38)$$

Według prawa propagacji niepewności niepewność standardowa (całkowita) wynosiła [16,42,50]:

$$u(b) = \sqrt{s_b^2 + \frac{(\Delta b)^2}{3}} = 1,091 [g / kWh] \quad (8.39)$$

Niepewność rozszerzona została określana wzorem [16,42,50]:

$$U(b) = k \cdot u(b) \quad (8.40)$$

gdzie:

k – współczynnik rozszerzenia = 2.

$$U(b) = 2 \cdot 1,091 = 2,18 [g / kWh] \quad (8.41)$$

Ostatecznie więc wynik pomiaru jednostkowego zużycia paliwa wraz z niepewnością pomiarową zapisano w postaci:

$$b = (225,7 \pm 2,2) [g / kWh] \quad (8.42)$$

Poniżej w tabeli przedstawiono wartości jednostkowego zużycia paliwa silnika wraz z rozszerzoną niepewnością pomiarową dla poszczególnych prędkości obrotowych. Wartości jednostkowego zużycia paliwa silnika były liczone jako średnie z 4 pomiarów. Wartość współczynnika rozszerzenia $k=2$, natomiast niepewność dokładności pomiaru jednostkowego zużycia paliwa wynosiła 0,1 g/kWh.

Tab.8.8.

Wartości niepewności pomiarowych dla określonych prędkości obrotowych silnika

	n	\bar{b}	$u_A(b)$	$u_B(b)$	$U(b)$	$\bar{b} \pm U(b)$
	[obr/min]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]
1	1000	279,0	3,418	0,058	6,84	279,0 ± 6,9
2	1500	253,5	1,748		3,50	253,5 ± 3,5
3	1700	234,0	2,309		4,62	234,0 ± 4,7
4	1900	225,7	1,090		2,18	225,7 ± 2,2
5	2000	226,9	0,960		1,92	226,9 ± 2,0
6	2200	225,1	0,530		1,07	225,1 ± 1,1
7	2400	217,4	5,018		10,04	217,4 ± 10,1
8	2500	222,4	0,642		1,29	222,4 ± 1,3
9	3000	231,1	0,987		1,98	231,1 ± 2,0
10	3500	240,3	1,015		2,03	240,3 ± 2,1
11	4000	248,7	0,166		0,35	248,7 ± 0,4
12	4500	260,4	0,100		0,23	260,4 ± 0,3

9. STATYSTYKA OPISOWA. ESTYMACJA PARAMETRÓW ZMIENNEJ LOSOWEJ (MOMENTU OBROTOWEGO SILNIKA)

Do podstawowych charakterystyk opisujących zmienną należały [5]:

- średnia arytmetyczna: $\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$, (9.1)

- mediana: wielkość w uporządkowanym ciągu obserwacji, poniżej której leżało 50 % danych,

- wariancja: $s^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2$, (9.2)

- odchylenie standardowe: $s = \sqrt{s^2}$, (9.3)

- błąd standardowy średniej: $s_{\bar{x}} = \frac{s}{\sqrt{n}}$, (9.4)

- rozstęp: $R = x_{\max} - x_{\min}$, (9.5)

- dolny kwartył: wielkość w uporządkowanym ciągu obserwacji, poniżej której leżało 25 % danych,

- górny kwartył: wielkość w uporządkowanym ciągu obserwacji, poniżej której leżało 75 % danych,

- współczynnik asymetrii (skośność): $g_1 = \frac{n \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^3}{(n-1)(n-2)s^3}$, (9.6)

- współczynnik skupienia (kurtoza): $K = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^4}{ns^4} - 3$. (9.7)

Średnia, mediana i kwartyły należały do grupy charakterystyk nazywanych miarami położenia, ponieważ określały one średni lub typowy poziom wartości zmiennej, czyli przedstawiały przeciętny poziom badanej cechy.

Rozstęp, wariancja i odchylenie standardowe charakteryzowały zmienność (rozproszenie) badanej cechy i dlatego nazywane zostały miarami zmienności.

Współczynnik asymetrii (skośność) określał kierunek i siłę asymetrii rozkładu danych, jego wartość równa zero ($g_1=0$) wskazywała na symetrię rozkładu zmiennej, wartość dodatnia ($g_1>0$) oznaczała asymetrię prawostronną (rozkład miał dłuższy prawy „ogon”), natomiast wartość ujemna ($g_1<0$) oznacza asymetrię lewostronną (rozkład miał dłuższy lewy „ogon”).

Współczynnik skupienia (kurtoza) opisywał koncentrację wartości badanej cechy wokół średniej, jeżeli była ujemna ($K<0$), to rozkład był bardziej spłaszczony od rozkładu normalnego, a jeżeli była dodatnia ($K>0$), to rozkład był bardziej wysmukły, czyli występowała większa koncentracja cechy wokół wartości średniej [5].

Przyjęto założenie, że dane mają rozkład normalny $N(\mu, \sigma)$ z nieznaną wartością oczekiwaną i nieznaną wariancją σ^2 . Estymatorem wartości oczekiwanej μ była średnia arytmetyczna z próby \bar{x} , natomiast wariancji zmiennej losowej σ^2 wariancja z próby s^2 .

Zmienną losową mierzoną był moment obrotowy silnika (jego skorygowana wartość przy określonych warunkach otoczenia). Wykonano 12 punktów charakterystycznych dla krzywej tego parametru przy zasilaniu silnika 25 % dawki nominalnej, 50 % dawki nominalnej, 75 % dawki nominalnej oraz pełnej dawce paliwa.

Każdy punkt utworzony był na podstawie 4 pomiarów (dwóch w górę prędkości obrotowych, dwóch w dół prędkości obrotowych). Do analizy tej zmiennej i jej udziału w rozkładzie normalnym wybrano jej wartości osiągnięte na podstawie charakterystyki pełnej mocy (charakterystyka zewnętrzna – zasilanie silnika pełną dawką paliwa).

Funkcje statystyki opisowej zostały wyznaczone przy użyciu programu Statistica 10.

Tab.9.1.

Statystyki opisowe (rozkład normalny momentu obrotowego silnika)						
N ważnych	Średnia	Ufność – -95,000%	Ufność - 95,000%	Mediana	Minimum	Maksimum
48	124,1125	118,1479	130,0771	134,4000	70,70000	140,9000
Dolny - Kwartyl.	Górny - Kwartyl.	Rozstęp	Wariancja	Odch.std	Skośność	Kurtoza
119,4500	137,9000	70,20000	421,9509	20,54144	-1,60388	1,555456

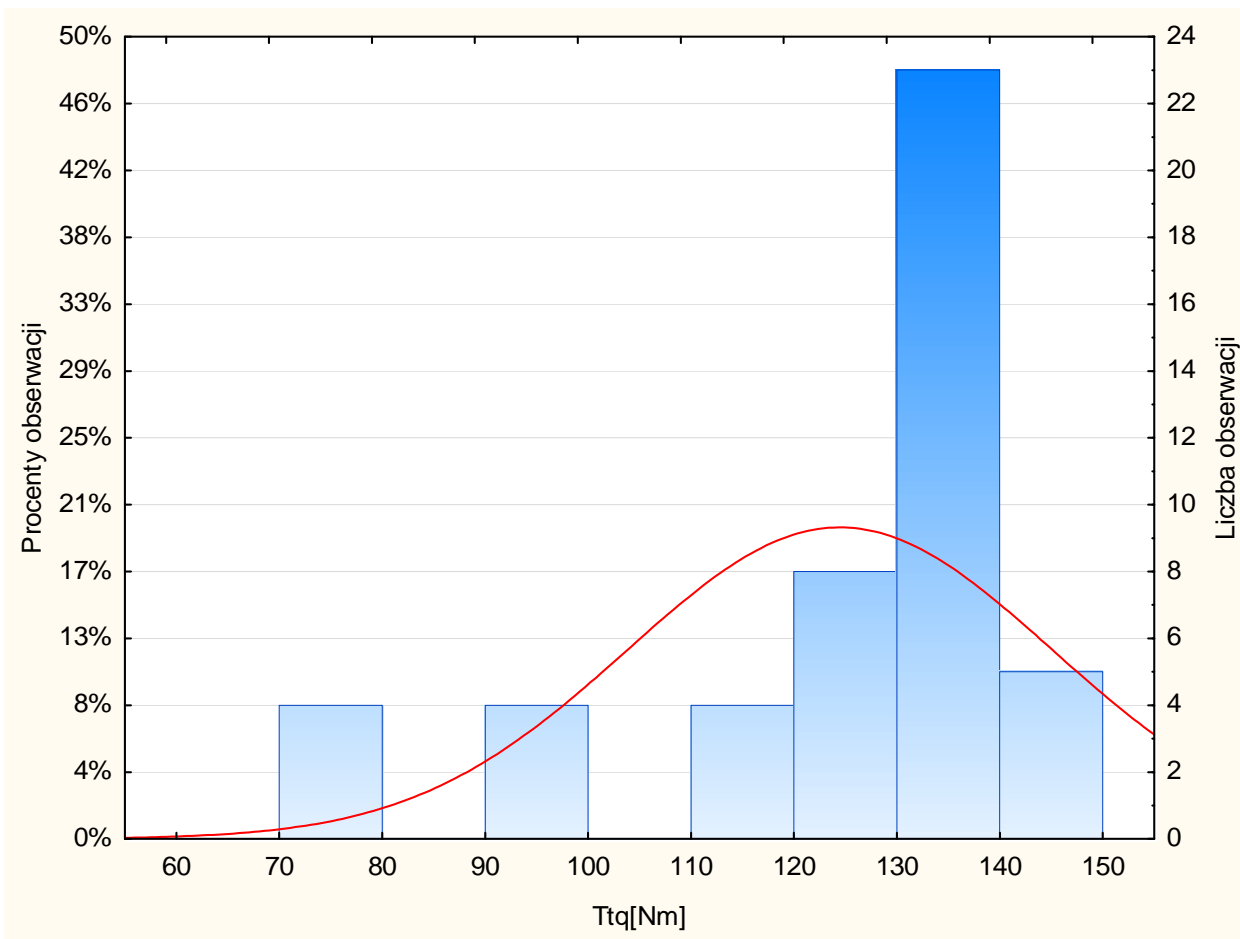
Przy dostatecznie dużej liczbie danych ($n > 30$), można było je przedstawić w postaci tzw. szeregu rozdzielczego (tabeli liczebności). Tworzyło się go dzieląc przedział zmienności $[x_{\min}, x_{\max}]$ na zadaną liczbę klas k o równej długości i obliczając liczbę danych n_i (liczebność) należących do kolejnych klas.

Tab.9.2.

Tabela liczebności: rozkład normalny momentu obrotowego silnika						
	Liczba	Skumulow.	Procent -	Skumul.	% ogółu -	Skumulow.

		- Liczba	Ważnych	% - Ważnych	Przypadki	% - Ogół.
60,00000<x<= 70,00000	0	0	0,00000	0,0000	0,00000	0,0000
70,00000<x<= 80,00000	4	4	8,33333	8,3333	6,45161	6,4516
80,00000<x<= 90,00000	0	4	0,00000	8,3333	0,00000	6,4516
90,00000<x<= 100,0000	4	8	8,33333	16,6667	6,45161	12,9032
100,0000<x<= 110,0000	0	8	0,00000	16,6667	0,00000	12,9032
110,0000<x<= 120,0000	4	12	8,33333	25,0000	6,45161	19,3548
120,0000<x<= 130,0000	8	20	16,66667	41,6667	12,90323	32,2581
130,0000<x<= 140,0000	23	43	47,91667	89,5833	37,09677	69,3548
140,0000<x<= 150,0000	5	48	10,41667	100,0000	8,06452	77,4194

Graficznym sposobem przedstawienia informacji zawartych w szeregu rozdzielczym był histogram liczebności, a więc wykres słupkowy, w którym wysokość słupka była proporcjonalna do liczebności [5]. Histogram liczebności momentu obrotowego silnika wraz z rozkładem normalnym tej wielkości został przedstawiony poniżej.



Rys.9.1. Histogram liczebności wartości momentu obrotowego silnika wraz z rozkładem normalnym (linia czerwona) tej wielkości

Zakres wartości momentu obrotowego jednostki napędowej był bardzo szeroki, o czym świadczyła różnica między wartością maksymalną a minimalną (rozstęp). Wartości momentu obrotowego nie występowały jednakże we wszystkich ośmiu klasach wartości, ponieważ zaobserwowano również klasy puste. Największe skupienie wartości tego wskaźnika (ok.48%) występowało w przedziale pomiędzy 130 a 140 Nm, zerowe natomiast w przedziałach pomiędzy 80 a 90 Nm i 100 a 110 Nm. Kształt rozkładu normalnego zdolności do wykonywania pracy przez silnik, wynikał z parametrów określających kierunek i siłę asymetrii danych oraz koncentrację wartości badanej cechy wokół średniej. Wygląd rozkładu wskazywał na asymetrię lewostronną (rozkład - dłuższy lewy ogon), ale także świadczyła o tym wartość współczynnika asymetrii (skośność). Większe skupienie wartości wokół średniej nadawało rozkładowi kształt bardziej smukły, aniżeli spłaszczony. Świadczyła również o tym dodatnia wartość kurtozy.

10. WNIOSKI KOŃCOWE

Ruch drogowy jest zbiorem oddziałujących na siebie czynników takich jak:

- liczba pojazdów,
- parametry dróg,
- częstotliwość przyspieszeń i zatrzymań pojazdów itp.

Na wymienione czynniki konstruktorzy pojazdów nie mają wpływu. Zależą one jedynie od zamożności społeczeństwa oraz istniejącej i planowanej infrastruktury drogowej. Konstruktorzy pojazdów mogą jedynie łagodzić skutki zatłoczenia i niedostatki w infrastrukturze drogowej. Można osiągnąć to różnymi sposobami. Jedną z istotnych metod jest takie zaprojektowanie właściwości pojazdu, aby sprostał on wymogom ruchu drogowego, zarówno pod kątem bezpieczeństwa i ekologii, jak i sprawnego poruszania się po określonej drodze. Zapewnienie bezpieczeństwa i ekologii transportu nie było przedmiotem niniejszej pracy, w związku z tym nie było omawiane.

Natomiast ostatni aspekt ma swoje odzwierciedlenie w pracy, przy czym rozpatrywano również aspekt ekonomiczny w postaci zużycia paliwa.

Sprawny ruch pojazdu uzależniony jest nie tylko od zaistniałej sytuacji na drodze, ale również pewnych właściwości pojazdu, zwanych dalej trakcyjnymi, charakteryzujących jego ruch w dowolnych warunkach.

Warunki drogowe i jazdy wymuszają przyspieszanie pojazdu, osiągnięcie określonej prędkości, podjazd pod określone wzniesienie i w sporadycznych przypadkach ciągnięcie przyczepy. Każda z wymienionych funkcji charakteryzowana jest przez inny rodzaj oporu ruchu. Maksymalna prędkość warunkowana jest sumą podstawowych oporów ruchu, przyspieszanie – oporem bezwładności, podjazd pod określone wzniesienie – oporem wzniesienia, ciągnięcie przyczepy – oporem uciągu. Często występuje sytuacja złożona w której samochód pokonuje opory ruchu występujące zawsze (toczenia i powietrza) jak i przynajmniej jeden z dodatkowych oporów ruchu (bezwładności, wzniesienia, uciągu), bo przecież samochód ciągnący przyczepę może podjeżdżać pod wzniesienie jednocześnie przyspieszając. Oczywiście taka sytuacja może mieć miejsce tylko wtedy, gdy pojazd ma odpowiednie zdolności. Opiswane są one wielkością zwaną zapasem siły napędowej na kołach, będącym różnicą pomiędzy wytworzoną przez silnik i układ napędowy siłą napędową na kołach a sumą podstawowych oporów ruchu.

Wielkość zapasu siły napędowej na kołach zależy nie tylko od parametrów drogi (współczynnik oporu toczenia i pochylenie drogi), ale również od parametrów konstrukcyjnych samochodu. Najistotniejszymi, z punktu widzenia tematyki pracy, parametrami są:

- moment obrotowy silnika i jego przebieg w funkcji prędkości obrotowej,
- przełożenie w układzie napędowym,
- współczynnik kształtu.

Biorąc pod uwagę powyższe autor uznał za celowe własnoręczne wykonanie charakterystyk silnika (zewnętrznej i częściowych), tym bardziej, że w dostępnej literaturze brak było danych dotyczących parametrów silnika w warunkach jego pracy przy zmniejszonej dawce paliwa.

Oprócz właściwości trakcyjnych autor podjął w pracy problematykę zużycia paliwa w warunkach dowolnego punktu pracy silnika. Zużycie paliwa było wielkością charakterystyczną i stałą dla danego punktu jego pracy charakteryzowanego przez: prędkość obrotową wału korbowego silnika i moment obrotowy silnika, co zostało uwidocznione na charakterystyce uniwersalnej uzupełnionej o linie momentów oporowych.

Wyznaczone charakterystyki trakcyjne pojazdu i charakterystyki trakcyjne zużycia paliwa pozwoliły sformułować następujące wnioski szczegółowe:

- maksymalna siła napędowa występowała na biegu pierwszym i wynosiła 6151,66 N, co przy występujących oporach ruchu dawało zapas siły napędowej pozwalający osiągnąć maksymalne przyspieszenie $2,74 \text{ m/s}^2$ lub pokonać wzniesienie o pochyleniu 41,85 % przy zużyciu paliwa $54,26 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$,
- dla biegu pierwszego zwiększenie przyspieszenia o 100 % spowodowało zwiększenie zużycia paliwa również o około 51 %,
- dla tego samego przełożenia wyższe przyspieszenie okupione było wyższym zużyciem paliwa,
- na wyższych biegach wzrost przyspieszenia nie powodował aż tak wielkiego wzrostu zużycia paliwa,
- na biegach najwyższych osiągnane przyspieszenia były najniższe,
- w zakresie prędkości od 60 do 85 km/h takie same przyspieszenie ($0,5 \text{ m/s}^2$) osiągnane na biegu czwartym i piątym powodowały prawie takie same zużycie paliwa (jedynie dla górnych wartości prędkości z podanego zakresu zużycie paliwa było wyraźnie niższe dla biegu niższego),

- wraz ze wzrostem prędkości zużycie paliwa na piątym biegu rosło od wartości ok. 5 dm³/100 km do 9,59 dm³/100 km w zakresie prędkości od 58 do 156 km/h,
- pojazd był zdolny ciągnąć przyczepę o maksymalnym ciężarze 497268,86 N (49,7268 Mg) na biegu pierwszym z prędkością 14,38 km/h zużywając przy tym 54,26 dm³/100km paliwa.

Wnioski ogólne:

- charakterystyka uniwersalna silnika jest dobrym narzędziem do oceny właściwości trakcyjnych i zużycia paliwa,
- najmniejsze zużycie paliwa, w zakresie jednego biegu, występuje dla prędkości obrotowej nieznacznie wyższej od prędkości maksymalnego momentu obrotowego silnika, przy czym przebieg linii zużycia paliwa jest zbieżny z przebiegiem jednostkowego zużycia paliwa na charakterystyce częściowej (potwierdza to postawioną tezę badawczą),
- wraz ze wzrostem wartości przełożenia właściwości trakcyjne pojazdu poprawiają się, wzrasta natomiast zużycie paliwa,
- zużycie paliwa, podczas ruchu samochodu w zakresie jednego przełożenia, rośnie wraz ze wzrostem prędkości,
- do oceny zużycia paliwa podczas przyspieszania, pokonywania wzniesień lub ciągnięcia przyczepy wymagana jest znajomość wielkości siły napędowej na kołach,
- przebiegi linii zużycia paliwa podczas pokonywania oporów ruchu charakterystycznych dla danych warunków drogowych są do siebie podobne i zbieżne z linią jednostkowego zużycia paliwa na charakterystyce częściowej.

Należy zauważyć, że przedstawiona ocena dotyczyła wielkości ustalonych. Miało to istotne znaczenie szczególnie w przypadku rozpatrywania zagadnień związanych z niejednostajnym ruchem pojazdu. W tym przypadku analizy dokonywane były dla ustalonej prędkości liniowej pojazdu. Stąd ocenie podlegała zdolność pojazdu do przyspieszania i charakterystyczne dla tej zdolności zużycie paliwa. Przy symulacyjnym rozpatrywaniu zagadnień, jak to miało miejsce w niniejszej pracy stanowiło to pewne uproszczenie.

Oczywiście zagadnienia zużycia paliwa można rozpatrywać przy zmiennych prędkościach. Wymagać to będzie jednak zastosowania rachunku całkowego. Będzie to stanowiło tematykę dalszych badań autora.

LITERATURA

1. Arczyński S.: Mechanika ruchu samochodu. Warszawa, WNT 1994.
2. Bogdański J.R.: Hamownia podwoziowa – kompendium wiedzy minimalnej cd. Auto Moto Serwis. Nr 10/2002. Wydawnictwo Instalator Polski. Warszawa 2002.
3. Bogdański J.R.: Ile koni „pod maską”? Auto Moto Serwis. Nr 6/2004. Wydawnictwo Instalator Polski. Warszawa 2004.
4. Chmielewski K.: Metody planowania eksperymentów i optymalizacji. Instrukcje do ćwiczeń laboratoryjnych. Politechnika Szczecińska. Szczecin 2000.
5. Chmielewski K., Berczyński S.: Statystyka matematyczna. Ćwiczenia laboratoryjne z wykorzystaniem pakietu STATYSTYKA PL. Politechnika Szczecińska. Szczecin 2002.
6. Dębicki M.: Teoria samochodu. Teoria napędu. WNT. Warszawa 1976.
7. Gunther H.: Diagnostowanie silników wysokoprężnych. WKiŁ. Warszawa 2010.
8. Gunther H.: Układy wtryskowe Common Rail w praktyce warsztatowej. WKiŁ. Warszawa 2010.
9. Hebda M.: Eksploatacja samochodów. Instytut Technologii Eksploatacji. Radom 2005.
10. Hozer J. red.: Statystyka. Katedra Ekonometrii i Statystyki Wydziału Nauk Ekonomicznych i Zarządzania Uniwersytetu Szczecińskiego. Szczecin 1998.
11. Janiszewski T., Mavrantzas S.: Elektroniczne układy wtryskowe silników wysokoprężnych. WKiŁ. Warszawa 2010
12. Kijewski J.: Silniki spalinowe. WSiP Warszawa 1997.
13. Kołtun J.: Teoria ruchu i budowa pojazdów samochodowych. Album rysunków. Politechnika Szczecińska. Szczecin 1986.
14. Kropiwnicki J.: Ocena eksploatacyjnego zużycia paliwa samochodów. Silniki spalinowe nr 3/2010. Wydawnictwo PTNSS. Bielsko – Biała 2010.
15. Kropiwnicki J.: Prognozowanie emisji CO₂ samochodu z użyciem dyskretnej mapy warunków eksploatacji. Archiwum Motoryzacji nr 1/2011. Wydawnictwo PTNM i PIMOT. Warszawa 2011.
16. Kubiacyk A.: Określenie niepewności pomiarów. Poradnik do laboratorium fizyki. Politechnika Warszawska. Warszawa.

17. Lanzendoerfer J., Szczepaniak C., Szosland A.: Teoria ruchu samochodu. Politechnika Łódzka. Łódź 1988.
18. Lisowski M.: Teoria ruchu samochodu. Teoria napędu. Politechnika Szczecińska. Szczecin 2003.
19. Luft S.: Podstawy budowy silników. WKiŁ. Warszawa 2006.
20. Mysłowski J.: Ocena własności eksploatacyjnych silników wysokoprężnych na podstawie jednostkowego zużycia paliwa. Praca doktorska. Szczecin 2005.
21. Mysłowski J.: Doładowanie silników. Pojazdy samochodowe. WKiŁ. Warszawa 2011.
22. Mysłowski J., Kołtun J.: Elastyczność spalinowych silników wysokoprężnych. Politechnika Szczecińska. Szczecin 1998.
23. Mysłowski J., Kołtun J.: Elastyczność tłokowych silników spalinowych. WNT. Warszawa 2000.
24. Mysłowski J., Mysłowski J.: Tendencje rozwojowe silników spalinowych o zapłonie samoczynnym. Wyd. AUTOBUSY. Radom 2006.
25. Myszkowski S.: Moment obrotowy i moc silnika, a jego obciążenie. Auto Elektro. Nr 125/ marzec 2011. Auto Elektro Sp. z o.o. Warszawa 2010.
26. Orzełowski S.: Budowa podwozi i nadwozi samochodowych. WSiP. Warszawa 2008.
27. Polański Z.: Planowanie doświadczeń w technice. PWN. Warszawa 1984.
28. Praca zbiorowa: Zasobnikowe układy wtryskowe Common Rail. WKiŁ. Warszawa 2009.
29. Prajwowski K., Gołębiowski W.: Simulative comparison of the traction properties of Daewoo Lublin 3 Mi van with particular types of gearbox. Journal of Kones Powertrain and Transport Vol.18/No.1. European Science Society of Powertrain and Transport Publication. Warsaw 2011.
30. Prochowski L.: Mechanika ruchu. WKiŁ. Warszawa 2007.
31. Siłka W.: Energochłonność ruchu samochodu. WKiŁ. Warszawa 1997.
32. Siłka W.: Sprawność napędu samochodu przy zmiennej prędkości. Silniki spalinowe nr 1/2011. Wydawnictwo PTNSS. Bielsko – Biała 2011.
33. Siłka W.: Teoria ruchu samochodu. WNT. Warszawa 2002.
34. Taryma S., Woźniak R.: Energetyczne aspekty toczenia koła ogumionego o dużej odkształcalności. Archiwum Motoryzacji nr 4/2010. Wydawnictwo Naukowe PTNM. Radom 2010.

35. Ubysz A.: Teoria trakcyjnych silników spalinowych. Politechnika Śląska. Gliwice 1991.
36. Wajand J. A., Wajand J. T.: Tłokowe silniki spalinowe. WNT. Warszawa 2005.
37. Zając P., Kołodziejczyk L. M.: Silniki spalinowe. WSiP. Warszawa 2001.
38. Zembowicz J.: Fiat Panda. WKiŁ. Warszawa 2005.
39. Norma PN-ISO 15550: Silniki spalinowe tłokowe. Określenie i metoda pomiaru mocy silnika. Wymagania ogólne. PKN. Warszawa 2009.
40. Norma PN-ISO 3046-1: Silniki spalinowe tłokowe. Osiągi. Część 1: Deklaracja mocy, zużycia paliwa i oleju smarującego oraz metody badań. Dodatkowe wymagania dotyczące silników ogólnego zastosowania. PKN. Warszawa 2009.
41. Norma PN-ISO 3046-3: Silniki spalinowe tłokowe. Osiągi. Część 3: Pomiary podczas prób. PKN. Warszawa 2009.
42. Guide to Expression of Uncertainty in Measurement, ISO 1995, Switzerland. Tłumaczenie: Wyrażanie niepewności pomiaru. Przewodnik. Główny Urząd Miar. Warszawa 1999.
43. Instrukcja obsługi dymomierz MDO2. Przyrząd do pomiaru zadymienia spalin silników o zapłonie samoczynnym. WSOP Schuffenhauer i Partner. Gliwice 1998.
44. Instrukcja obsługi paliwomierza AMX 212F. Automex. Gdańsk 2004.
45. Instrukcja obsługi panelu mocy. Automex. Gdańsk 2007.
46. Instrukcja obsługi modułu pomiarowego PM0 AMX 212 PMO. Automex. Gdańsk 2007.
47. Instrukcja obsługi modułu pomiarowego temperatur i ciśnień AMX 212PT. Automex. Gdańsk 2007.
48. Instrukcja obsługi modułu programatora AMX 211. Automex. Gdańsk 2007.
49. PARM wersja 1.7. Opis programu do wspomagania badań hamownianych. Automex 2007.
50. Wyrażanie niepewności pomiaru. Przewodnik. Główny Urząd Miar. Warszawa 1999.
51. Dane serwisowe FIAT. Program E-learn. Wersja CD – ROM.
52. www.automex.pl - data: 14.11.2011 godz. 11.00
53. www.czaki.pl - data: 29.02.2012 godz. 10.00
54. www.elektromex.arg.pl - data: 16.11.2011 godz. 13.30
55. garrettbhoneywell.com - data: 5.12.2011 godz. 12.00

STRESZCZENIE

RELACJE POMIĘDZY WŁAŚCIWOŚCIAMI TRAKCYJNYMI POJAZDU A ZUŻYCIEM PALIWA

Rozprawa prezentuje wpływ poszczególnych właściwości trakcyjnych (zdolność do przyspieszania pojazdu, zdolność do pokonywania wzniesień, zdolność do osiągnięcia prędkości maksymalnej) na przebiegowe zużycie paliwa pojazdu. Relacje te określono dla stałych prędkości liniowych samochodu osiąganych na więcej niż jednym przełożeniu skrzyni biegów (przyspieszenie i pokonywanie wzniesień przez samochód) oraz dla biegu ostatniego (prędkość maksymalna). Charakterystyki wykonano na podstawie zależności momentu obrotowego silnika od jego prędkości obrotowej dla poszczególnych przebiegowych zużycie paliwa, uzyskanych przy wykorzystaniu danych biegów. Eksperymenty zostały przeprowadzone na podstawie norm silnikowych, według których przez pomiar utworzono punkty charakterystyk momentu obrotowego silnika oraz jego zużycia paliwa.

We wnioskach wykazano, że wraz ze wzrostem parametrów dynamicznych pojazdu rośnie jego konsumpcja paliwa.

ABSTRACT

THE RELATIONS BETWEEN TRACTION PROPERTIES OF VEHICLE AND FUEL CONSUMPTION

The dissertation presents the impact of different traction properties of a vehicle (the ability to accelerate, gradeability, the ability to achieve maximum speed) on the fuel mileage consumption. These relationships are expressed for constant linear speed of the car achieved on more than one gear ratio (acceleration and overcoming hills by the car) and to the last gear (maximum speed). The measurements have been made based on the correlation between the engine torque and the rotational speed for each fuel mileage consumption obtained for particular gears. The experiments have been carried out on the basis of motor standards, according to which the engine torque and fuel consumption have been measured and the characteristics points have been created. It has been concluded that the rise of the vehicle dynamic parameters its fuel consumption increases.

ZAŁĄCZNIKI

A. Charakterystyka własności fizyko-chemicznych paliwa

Tab.A.1

Wyniki badań jednostki badawczej

L.p.	Oznaczenie wielkości	Jednostki	Wartość oznaczona	Wymagania wg normy
1	Gęstość w 288 K(15 °C)	kg/dm ³	0,8408	0,820-0,845
2	Liczba cetanowa		51,1	min. 51,0
3	Indeks cetanowy		48,4	min. 46
4	Destylacja			
-	do temp. 523 K destyluje	% (V/V)	41,9	max. 65,0
-	do temp. 623 K destyluje	% (V/V)	94,6	min. 85,0
-	95 % (V/V) destyluje w temp.	K (°C)	625 (352)	max. 633 (360)
5	Lepkość kinetyczna w 313 K	mm ² /s	2,59	2,00-4,50
6	Temperatura mętnienia	K (°C)	266 (- 7)	bez normalizacji
7	Temp. zablokowania zimnego filtra	K (°C)	248 (- 25)	max. - 20
8	Temperatura zapłonu	K (°C)	333(60,0)	min. 56
9	Poz. po koksowaniu w 10 % pozost. destyl.	% (m/m)	0,02	max. 0,3000
10	Pozostałość po spopieleniu	% (m/m)	0,002	max. 0,0100
11	Zawartość siarki	mg/kg	9,7	max. 10
12	Dział. korod. na płyt. CU (3h - 323 K)	st. kor.	1	stop. 1
13	Zawartość wody	mg/kg	43	max. 200
14	Zawartość zanieczyszczeń stałych	mg/kg	7,5	max. 24
15	Odporność na utlenianie całk.osady nierozpuszczalnej		15	max. 25,0
16	Smarność skoryg. średn. zużycia (WS1,4) w temp. 333 K	μm	337	max. 460
17	Zawartość estrów metylowych kwasów tłuszczowych	% (V/V)	5	max. 5 %

**ODPIS ZE ŚWIADECTW JAKOŚCI DLA DOWODU WYDANIA NR
270084519A/A**

Jednostka kwalifikująca : **Terminal Paliw w Szczecinie**

Nr świadectwa jakości: **988/2011** Nr zbiornika: **01/1**

Kwalifikowany na podstawie: **PN – EN 590:2006**

Nazwa wyrobu: **OLEJ NAPEĐDOWY EKODIESEL ULTRA F 4,8**

Jednostka badawcza: **Regionalne Laboratorium – Szczecin**

Nr kontrolny: **LR8/2792/2011**

Data i godz. pobrania próbki: **24.10.2011 godz. 13:50**

Data dostarczenia próbki: **24.10.2011**

Data wykonania badań: **24.10.2011**

Orzeczenie KJ: **olej napędowy ekodiesel ultra – F 4,8 odpowiadał :**

PN- EN 590:2006.

B. Charakterystyka zewnętrzna (wartości tabelaryczne)

Tab.B.1.

Dane pomiarowe (charakterystyka zewnętrzna)

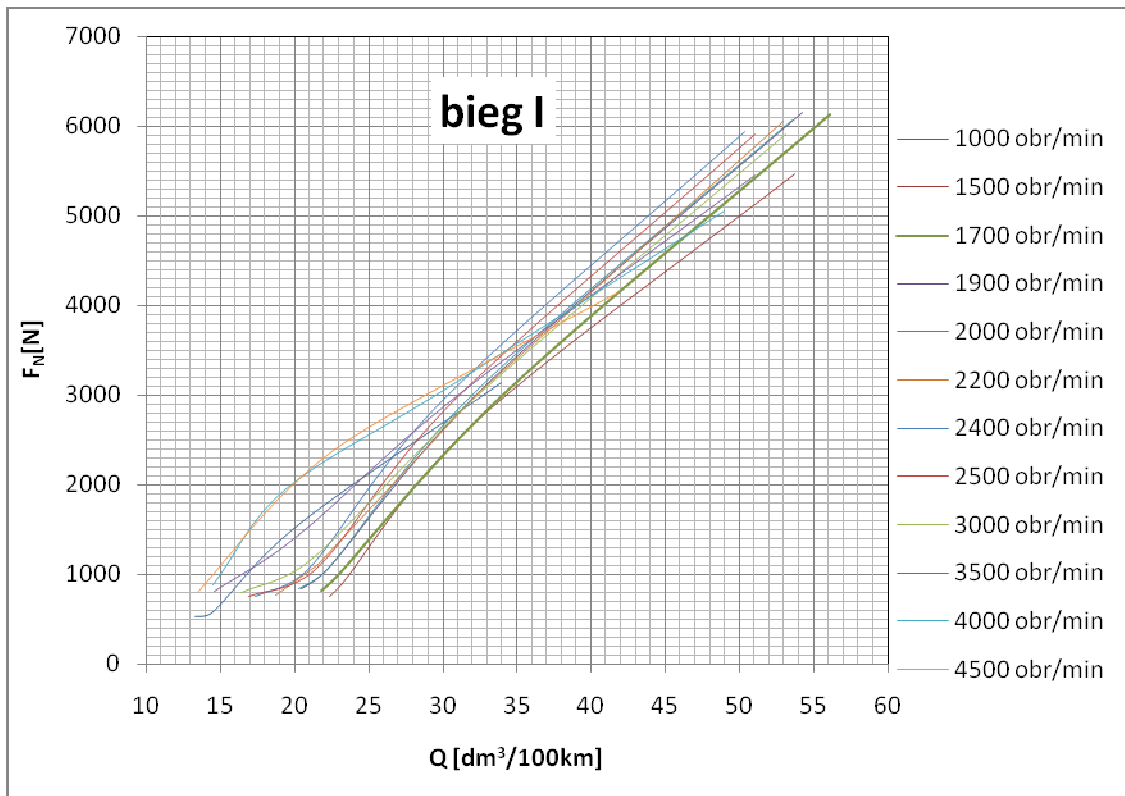
T_a	p_a	dla
[K]	[kPa]	n=4
294	98,5	

Lp.	n [obr/min]	parametry zmierzone		parametry skorygowane		B [g/s]	b [g/kWh]
		T_{tq} [Nm]	P^d [kW]	T_{tq} [Nm]	P^d [kW]		
1	1000	71,3	7,5	70,7	7,4	0,60	289,0
	1000	72,4	7,6	71,8	7,5	0,58	274,6
	1000	71,7	7,5	71,1	7,5	0,58	277,8
	1000	72,4	7,6	71,8	7,5	0,58	274,6
	średnia	72,0	7,6	71,4	7,5	0,59	279,0
2	1500	126,6	19,9	125,1	19,7	1,39	251,6
	1500	125,0	19,5	123,6	19,3	1,40	258,2
	1500	126,5	19,9	125,0	19,6	1,40	253,8
	1500	125,3	19,7	123,9	19,5	1,37	250,2
	średnia	125,9	19,8	124,4	19,5	1,39	253,5
3	1700	142,2	25,3	138,7	24,7	1,63	231,8
	1700	142,5	25,4	140,9	25,1	1,62	229,9
	1700	142,1	25,3	138,6	24,7	1,69	240,5
	1700	141,9	25,3	140,3	25,0	1,64	233,7
	średnia	142,2	25,3	139,6	24,9	1,65	234,0
4	1900	142,5	28,4	140,9	28,1	1,76	223,1
	1900	142,2	28,4	140,6	28	1,80	228,4
	1900	142,3	28,4	140,7	28	1,78	225,9

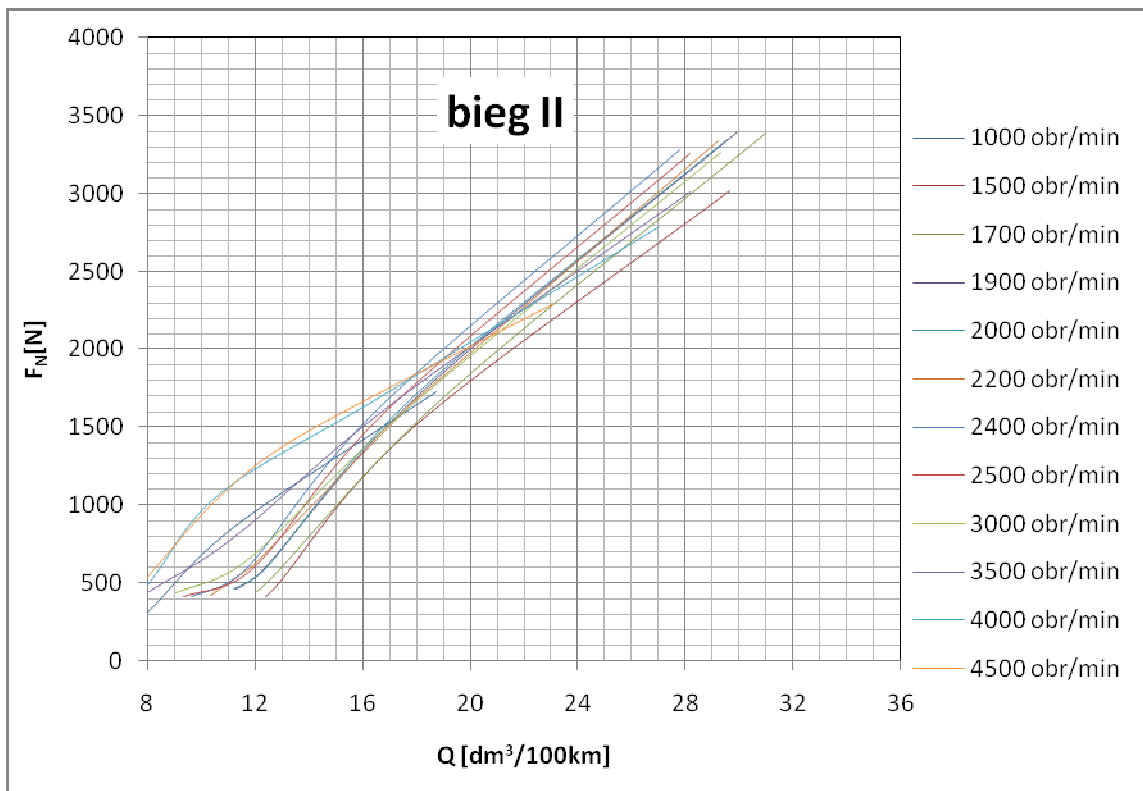
	n	T_{iq}	P^d	T_{iq}	P_d	B	b
Lp.	[obr/min]	[Nm]	[kW]	[Nm]	[kW]	[g/s]	[g/kWh]
	1900	141,8	28,3	138,3	27,6	1,77	225,3
	średnia	142,2	28,4	140,1	27,9	1,78	225,7
5	2000	139,5	29,3	137,9	28,9	1,86	228,8
	2000	140,6	29,4	139,0	29,1	1,84	225,1
	2000	139,1	29,2	137,5	28,8	1,85	228,3
	2000	139,7	29,4	138,1	29,1	1,84	225,4
	średnia	139,7	29,3	138,1	29,0	1,85	226,9
6	2200	139,7	32,2	138,1	31,8	2,00	223,7
	2200	139,2	32,1	137,6	31,7	2,01	225,5
	2200	138,8	32,0	137,2	31,6	2,01	226,2
	2200	139,5	32,2	137,9	31,8	2,01	224,9
	średnia	139,3	32,1	137,7	31,7	2,01	225,1
7	2400	137,1	34,5	135,5	34,1	2,01	209,6
	2400	137,0	34,5	135,4	34,1	2,01	209,5
	2400	136,9	34,5	135,3	34,1	2,11	220,1
	2400	136,3	34,4	134,7	34,0	2,20	230,5
	średnia	136,8	34,5	135,2	34,1	2,08	217,4
8	2500	135,9	35,6	134,4	35,2	2,18	220,6
	2500	135,9	35,6	134,3	35,2	2,20	222,5
	2500	136,0	35,6	134,4	35,2	2,21	223,5
	2500	136,2	35,7	134,6	35,2	2,21	223,1
	średnia	136,0	35,6	134,4	35,2	2,20	222,4
9	3000	135,8	42,7	134,2	42,2	2,73	230,2
	3000	137,3	43	135,7	42,5	2,74	229,4
	3000	136,1	42,9	134,5	42,4	2,75	230,7
	3000	135,4	42,6	133,8	42,1	2,77	233,9
	średnia	136,2	42,8	134,6	42,3	2,75	231,1

	n	T_{tq}	P^d	T_{tq}	P_d	B	b
Lp.	[obr/min]	[Nm]	[kW]	[Nm]	[kW]	[g/s]	[g/kWh]
10	3500	126,2	46,3	124,7	45,8	3,10	241,0
	3500	125,6	46,1	124,2	45,6	3,07	239,7
	3500	125,2	46,0	123,8	45,5	3,10	242,7
	3500	125,4	46,1	124,0	45,6	3,05	237,9
	średnia	125,6	46,1	124,2	45,6	3,08	240,3
11	4000	116,0	48,7	114,7	48,1	3,37	249,2
	4000	116,4	48,8	115,1	48,3	3,37	248,5
	4000	116,6	48,9	115,3	48,4	3,38	248,7
	4000	116,4	48,8	115,1	48,3	3,38	248,5
	średnia	116,4	48,8	115,1	48,3	3,38	248,7
12	4500	95,3	45,0	94,3	44,5	3,25	260,1
	4500	95,3	45,1	94,9	44,9	3,26	260,5
	4500	95,3	45,1	94,9	44,9	3,26	260,5
	4500	95,2	45,0	94,3	44,5	3,22	260,4
	średnia	95,3	45,1	94,6	44,7	3,25	260,4

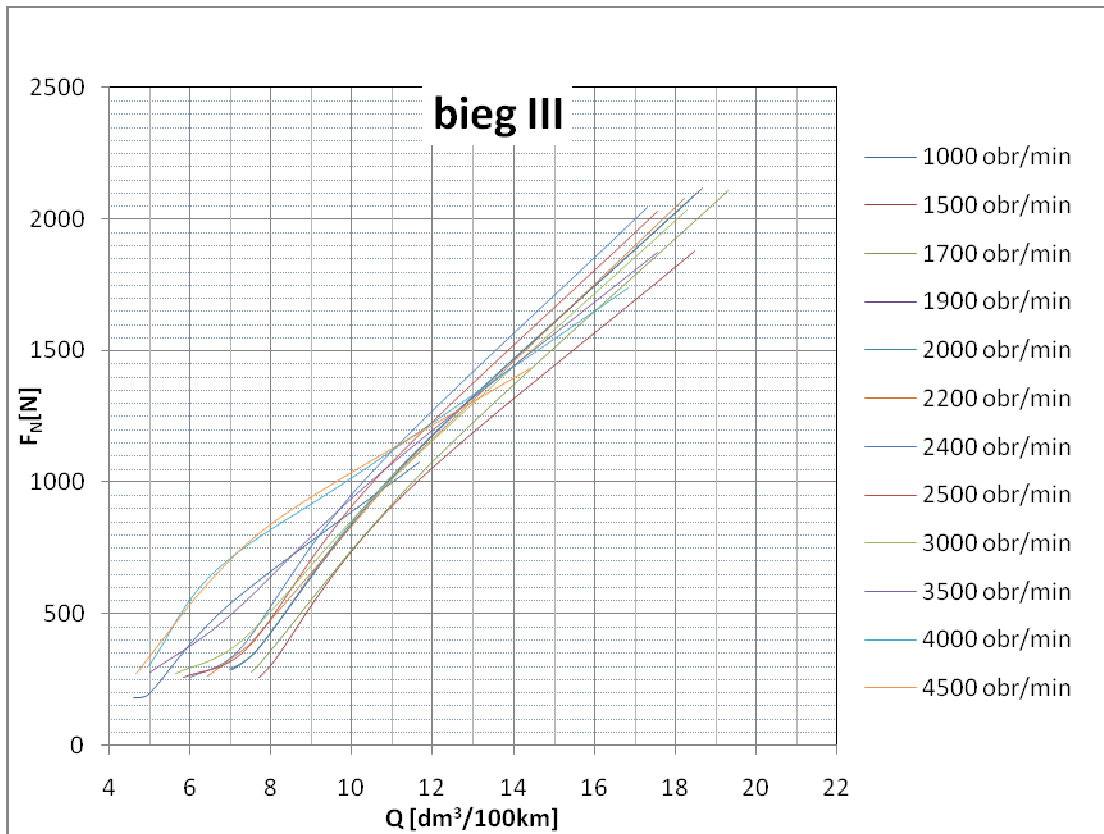
C. Charakterystyki obciążeniowe



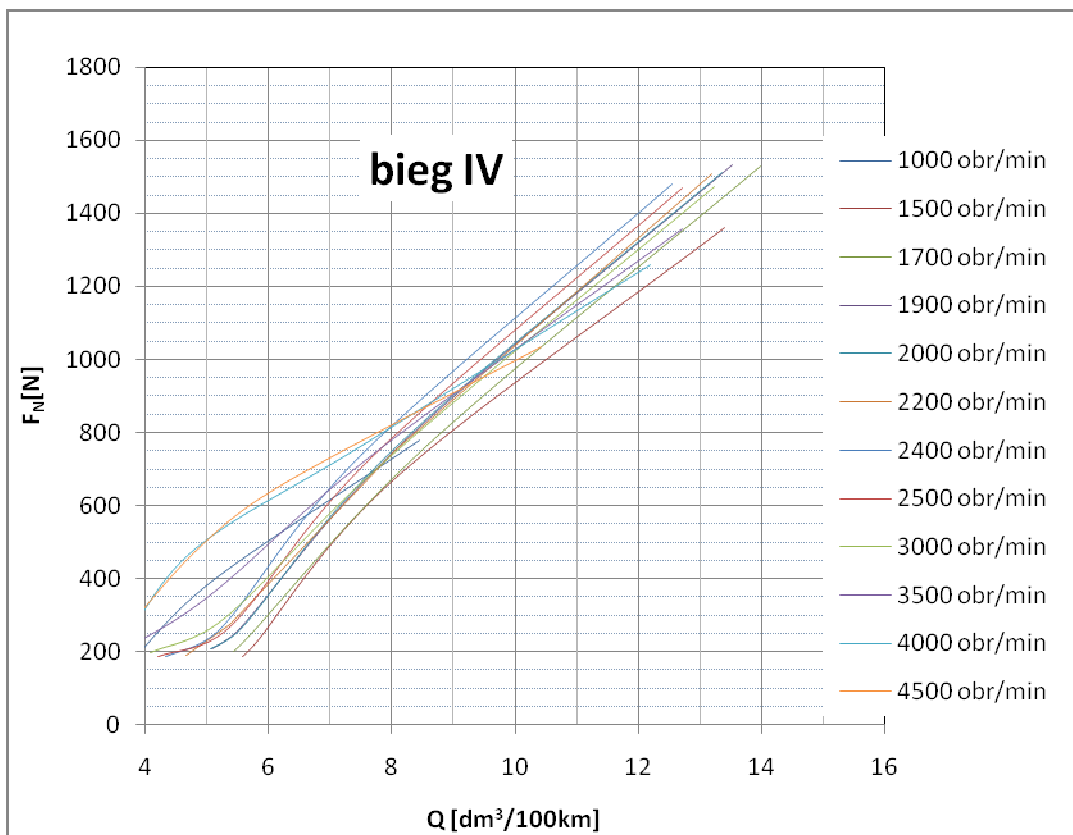
Rys.C.1. Charakterystyka obciążeniowa przebiegowego zużycia paliwa na biegu I



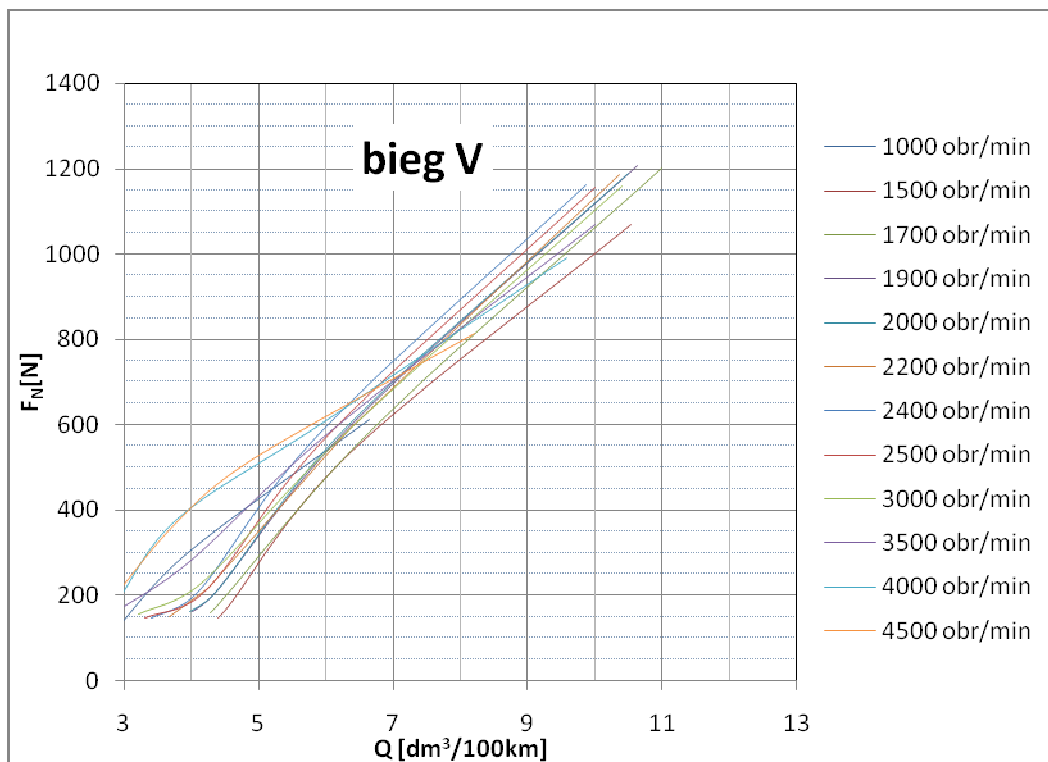
Rys.C.2. Charakterystyka obciążeniowa przebiegowego zużycia paliwa na biegu II



Rys.C.3. Charakterystyka obciążeniowa przebiegowego zużycia paliwa na biegu III

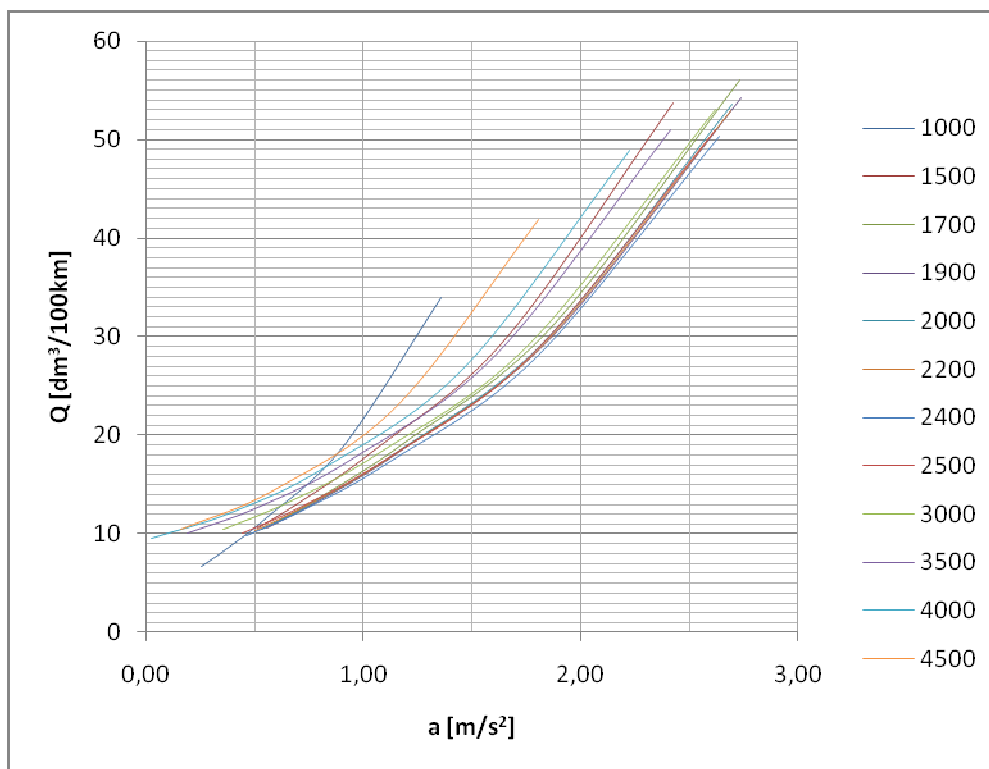


Rys.C.4. Charakterystyka obciążeniowa przebiegowego zużycia paliwa na biegu IV

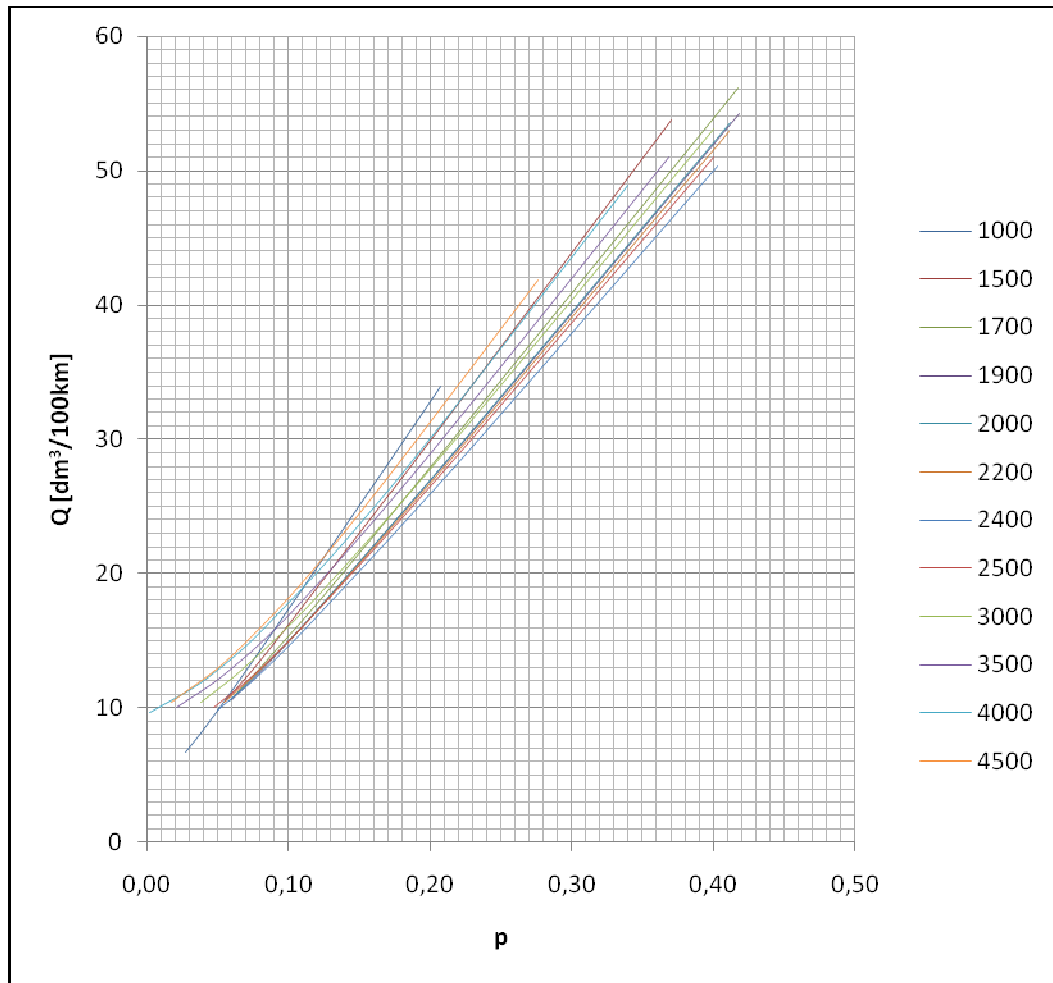


Rys.C.5. Charakterystyka obciążeniowa przebiegowego zużycia paliwa na biegu V

D. Charakterystyki zużycia paliwa w funkcji parametrów dynamicznych



Rys.D.1. Charakterystyka zużycia paliwa od przyspieszenia pojazdu



Rys.D.2. Charakterystyka zużycia paliwa od pochylenia wzniesienia