

STUDIA I MONOGRAFIE

z. 290

Jarosław Mamala

Kompensacja niedostatku
siły napędowej w procesie
rozpędzania samochodu osobowego



POLITECHNIKA OPOLSKA

ISSN 1429-6063

Opole 2011 ISBN 978-83-62736-20-1

POLITECHNIKA OPOLSKA

KOMITET REDAKCYJNY

Andrzej KNAPIK, Jan KUBIK,
Tadeusz ŁAGODA – przewodniczący,
Mariusz MIGAŁA, Iwona MULICKA,
Jan SADECKI, Małgorzata WRÓBLEWSKA

Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Jerzy MERKISZ
prof. dr hab. inż. Maciej SOBIESZCZAŃSKI

Redaktor:

Andrzej KNAPIK

Komitet Redakcyjny Wydawnictw Politechniki Opolskiej
ul. S. Mikołajczyka 5

Skład: Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej.
Nakład 115+25+10 egz. Ark. wyd. 9,6. Ark. druk. 9,4.
Druk i oprawa: Sekcja Poligrafii Politechniki Opolskiej.

SPIS TREŚCI

Wykaz wielokrotnie użytych oznaczeń	5
1. Wprowadzenie	11
2. Siła napędowa jako wielkość decydująca o dynamice samochodu osobowego	17
2.1. Wiadomości ogólne	17
2.2. Dynamika samochodu – terminologia	17
2.2.1. Kierowca	17
2.2.2. Samochód osobowy	19
2.2.3. Otoczenie	20
2.3. Równanie ruchu samochodu	31
2.3.1. Przyspieszenie wzdłużne samochodu	31
2.3.2. Siła bezwładności	32
2.4. Zmienność prędkości liniowej samochodu	33
2.5. Analiza układu napędowego samochodu osobowego	35
2.5.1. Analiza pracy układu napędowego	35
2.5.2. Jednostka napędowa	36
2.5.3. Układ przeniesienia napędu	38
2.5.4. Przyspieszenie wzdłużne pojazdu w fazie wzrostu przełożenia	45
2.6. Kompensacja niedostatku siły napędowej	50
2.6.1. Założenia ogólne	50
2.6.2. Modyfikacje układu przeniesienia napędu	53
2.6.3. Modyfikacje jednostki napędowej	55
3. Problem badawczy i zakres pracy	59

4.	Badania identyfikacyjne układu napędowego	63
4.1.	Pomiar chwilowego przyspieszenia wzdłużnego samochodu .	63
4.1.1.	Pośredni pomiar przyspieszenia	63
4.1.2.	Bezpośredni pomiar przyspieszenia	67
4.1.3.	Filtracja przyspieszenia wzdłużnego	72
4.2.	Badania drogowe	77
4.2.1.	Narzędzia pomiarowe i samochody badawcze	77
4.2.2.	Metodyka badań drogowych	81
4.2.3.	Wyniki badań drogowych	85
4.3.	Badania stanowiskowe silnika	92
4.3.1.	Sterowanie silnikiem o zapłonie iskrowym	92
4.3.2.	Badanie silnika w stanie ustalonym	93
4.3.3.	Uchylenie przepustnicy jako parametr sterowania silnikiem ..	98
4.4.	Wpływ regulacji mocy silnika na przebieg momentu obrotowego w badaniach drogowych	100
5.	Doładowanie krótkotrwałe silnika o zapłonie iskrowym	103
5.1.	Założenia dla układu doładowania	103
5.2.	Koncepcja układu doładowania	105
5.3.	Badania układu doładowania	107
5.3.1.	Badania symulacyjne zjawisk w kolektorze dolotowym	107
5.3.2.	Badania stanowiskowe układu doładowania	114
5.4.	Koncepcja układu napędowego z kompensacją niedostatku siły napędowej	125
6.	Podsumowanie	129
	Literatura	132
	Streszczenia	144

Wykaz wielokrotnie użytych oznaczeń

a	– przyspieszenie wzdłużne samochodu, $m \cdot s^{-2}$
a_i	– współczynniki równania $a_{0, 1, 2, 3}$
a_I	– największa wartość spadku przyspieszenia w strefie I,
a_{II}	– przyrost przyspieszenia w strefie II,
a_{III}	– największa wartość przyrostu przyspieszenia w strefie III,
A_x	– pole powierzchni czołowej samochodu, m^2
$a_{x,y,z}$	– przyspieszenie w osi x, y, z samochodu, $m \cdot s^{-2}$
b_i	– współczynniki równania $b_{1, 2}$
c_i	– współczynniki równania $c_{1, 2}$
c_x	– współczynnik kształtu nadwozia
d	– zastępczy współczynnik tłumienia drgań skrętnych, $N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}$
e	– przesunięcie, m
F	– ogólnie siła, N
f_0	– podstawowy współczynnik oporu toczenia
F_b	– siła bezwładności, N
F_{bk}	– siła bezwładności koła samochodu, N
F_{bp}	– siła oporu bezwładności samochodu, N
F_{bUPN}	– siła bezwładności układu napędowego samochodu, N
F_{max}	– maksymalna wartość siły napędowej wynikająca z zadanej mocy silnika, N
F_n	– siła napędowa na kołach samochodu, N
F_{op}	– siły podstawowych oporu ruchu, N
F_p	– siła oporu powietrza, N
F_t	– siła oporu toczenia, N
$(F_n)_{gr}$	– wartość graniczna siły napędowej, N
f_v	– współczynnik oporu toczenia zależny od prędkości, $s^2 \cdot m^{-2}$
F_w	– siła oporu wzniesienia, N
$F_{x, y, z}$	– siła składowa działająca w osi oznaczonej indeksem, N
g	– przyspieszenie ziemskie, $m \cdot s^{-2}$
G	– siła ciężkości samochodu, N
G_k	– siła ciężkości koła, N
i	– ogólnie przełożenie
i_c	– przełożenie całkowite układu przeniesienia napędu
J	– ogólnie moment bezwładności mas wirujących, $kg \cdot m^2$
J_{II}	– przyrost przyspieszenia w czasie, faza II, $m \cdot s^{-3}$
J_k	– moment bezwładności koła, $kg \cdot m^2$
J_p	– moment bezwładności masy zastępczej samochodu, $kg \cdot m^2$
J_s	– moment bezwładności mas wirujących związanych z wałem korbowym silnika, $kg \cdot m^2$
J_1	– zredukowany moment bezwładności (obejmujący głównie silnik, sprzęgło i koło napędzające przekładni), $kg \cdot m^2$

J_2	– zredukowany moment bezwładności (obejmujący pojazd w ruchu postępowym i koła w ruchu obrotowym), $\text{kg}\cdot\text{m}^2$
J_{UPN}	– moment bezwładności układu przeniesienia napędu, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$
J_{ham}	– moment bezwładności hamowni, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$
k	– energia kinetyczna turbulencji, J
m	– masa samochodu, kg
M	– ogólnie moment obrotowy, N·m
M_{100}	– moment obrotowy silnika przy pełnym stopniu napętnienia, N·m
M_b	– moment bezwładności, N·m
$M_{b\text{UN}}$	– moment bezwładności w układzie napędowym, N·m
M_k	– moment obrotowy na kołach napędzanych, N·m
M_n	– moment napędowy, N·m
M_o	– quasi-statyczny moment obrotowy silnika, N·m
M_{op}	– moment oporowy na sprzęgle, N·m
M_{tp}	– moment podstawowy oporu ruchu na kołach, N·m
$M_{\text{str_sil}}$	– moment strat silnika, N·m
M_{zw}	– moment obrotowy z charakterystyki zewnętrznej, N·m
N	– rząd filtra,
n_s	– prędkość obrotowa silnika, obr./min
n	– liczba próbek
N_e	– moc użyteczna silnika, kW
p	– ogólnie ciśnienie, Pa
p_e	– ciśnienie efektywne, Pa
r_d	– promień dynamiczny koła, m
s	– całkowita droga przebyta w czasie wybiegu, m
S_k	– poślizg wzdłużny koła
t	– czas, s
T	– ogólnie temperatura, °C
t_f	– stała czasowa filtru dolnoprzepustowego, s
t_I	– czas trwania przegięcia w strefie I,
t_{II}	– czas narastania przyspieszenia w strefie II,
t_{III}	– czas trwania przegięcia w strefie III,
T_s	– temperatura poślizgu, °C
U	– wektor prędkości powietrza, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
v	– prędkość samochodu, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
V_c	– pojemność skokowa jednego cylindra, dm^3
v_p	– prędkość liniowa samochodu, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
V_{ss}	– pojemność skokowa, dm^3
x_i	– i-ta próba danych,
x_n	– wartość n-tej próbki sygnału oryginalnego,
X_n	– wzdłużna reakcja nawierzchni w obszarze styku kół napędzanych z nawierzchnią drogi, N

x_{sr}	– wartość średnia z próbek
y_n	– wartość n-tej próbki sygnału filtrowanego,
Z	– normalna reakcja nawierzchni kół napędzanych, N
α_p	– wychylenie pedału przyspieszenia, %
Ω	– częstotliwość kątów, Hz
Ω_{gr}	– częstotliwość graniczna, Hz
η_{UN}	– sprawność układu napędowego
η_{UNP}	– sprawność układu przeniesienia napędu
δ	– współczynnik mas wirujących
ΔM_o	– przyrost momentu obrotowego silnika, N·m
ΔN_e	– przyrost mocy użytecznej silnika, kW
Δx	– błąd względny, %
δ_x	– odchylenie standardowe
$\Delta \omega_s$	– przyrost prędkości kątowej wału korbowego, rad·s ⁻¹
ε	– przyspieszenie kątowe silnika, rad·s ⁻²
Θ	– uchylenie przepustnicy w kolektorze dolotowym silnika, %
μ_p	– współczynnik przyczepności opony do nawierzchni drogi
ρ	– gęstość powietrza, kg·m ⁻³
ω	– ogólnie prędkość kątowa, rad·s ⁻¹
ω_k	– prędkość kątowa kół napędzanych, rad·s ⁻¹
ω_s	– prędkość kątowa silnika, rad·s ⁻¹
μ_{ef}	– lepkość efektywna, m ² ·s ⁻¹
μ_t	– lepkość turbulentna, m ² ·s ⁻¹
ρ	– ogólnie gęstość, kg·m ⁻³
σ_e	– naprężenie sprężyste, N·m ⁻²
σ_v	– naprężenie wiskotyczne, N·m ⁻²
σ_{v-e}	– naprężenie wiskoelastyczne, N·m ⁻²
τ	– czas opóźnienia zapłonu, s
τ	– liczba suwów w silniku

Wykaz skrótów

4AT	Zautomatyzowany czterobiegowy układ napędowy
AHRS	Attitude Heading Reference System, wielofunkcyjny czujnik orientacji
AT	Automated Transmission – zautomatyzowana skrzynia biegów
CAI	Controlled Auto Ignition, kontrolowany samozapłon
CAN BUS	Controller Area Network Bus – pokładowa sieć transmisji danych
CVT	Continuously Variable Transmission – przekładnia o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły
DOL	Dynamic Operation line, krzywa sterowania dynamicznego
ECU	Engine Control Unit – sterownik silnika
EOL	Economic Operation Line, krzywa sterowania ekonomicznego
ETC	Engine Throttle Control – elektroniczne sterowanie przepustnicą
GPS	Global Positioning System, globalny system pozycjonowania
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition, system spalania mieszanki jednorodnej
IMA	Integrated Motor Assist, system wspomagania silnika
iMEMS	Integrated Micro-Electro-Mechanical System, połączony mikrosystem elektromechaniczny
Jerk	Pochodna przyspieszenia
JN	Jednostka napędowa
KN	Koła napędzane
KSO	Kierowca – Samochód – Otoczenie
LTC	Low Temperature Combustion, silnik o obniżonej temperaturze spalania
MBs	Masowy moment bezwładności silnika
MPI	Multi Point Injection – wielopunktowy wtrysk paliwa
MT	Manual Transmission – ręczna skrzynia biegów
OBDII	On-Board Diagnostics II, diagnostyka pokładowa II generacji
PAAF	Power Acceleration And Force – moc przyspieszenie i siła
PAAF2	Power Acceleration And Force 2 – moc przyspieszenie i siła wer. 2
PG+MR	Przekładnia główna z mechanizmem różnicowym
PIRAC	Permanent International Association of Road Congresses, Międzynarodowe Stowarzyszenie Drogowe
PN	Półosie napędowe
PWM	Pulse-Width Modulation, modulacja szerokości impulsu
RC	Resistor-Capacitor, filtr cyfrowy (rezystor-kondensator)
SB	Skrzynia biegów
SDOS	Symulator Drogowego Obciążenia Silnika

Sp	Sprzęgło
TSI	Twincharger System Injection, turbodoładowany system wtrysku
UN	Układ napędowy
UPN	Układ przeniesienia napędu
VCR	Variable Compression Ratio – zmienny stopień sprężania
WOT	Wide Open Throttle – pełne otwarcie przepustnicy
ZI	Silnik z zapłonem iskrowym
ZS	Silnik z zapłonem samoczynnym

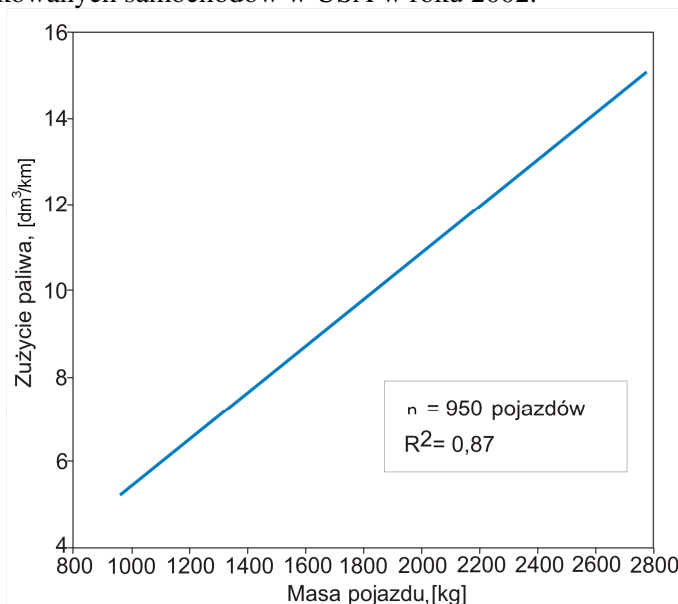
1. WPROWADZENIE

Potrzeba przemieszczania się człowieka i transport dóbr, już od niepamiętnych czasów, jest jedną z podstawowych przyczyn stymulowania rozwoju i postępu cywilizacyjnego. Także dzisiaj, w dobie kryzysu gospodarczego, ogólnie pojęta motoryzacja jest istotną gałęzią światowej gospodarki, nauki i techniki. Wynikiem tego stanu jest wysoki poziom techniczny współczesnych samochodów osobowych, których masowa produkcja sprawiła, że dostęp do nich ma znaczna część ludzi na świecie. Na przestrzeni ostatniego dwudziestolecia można zaobserwować szczególnie wzrost liczby samochodów osobowych, który pociąga za sobą nie tylko zwiększenie globalnego zużycia paliwa, ale również zwiększenie ilości emitowanych do otoczenia substancji szkodliwych, dewastujących środowisko naturalne. Szacuje się, że około 40% emisji wszystkich gazów szkodliwych pochodzi z użytkowanych silników pojazdów i przemysłu związanego z motoryzacją [22, 50, 51, 66, 98, 99, 101, 134]. Dlatego jednym z głównych zadań, przed jakimi stoi człowiek w XXI wieku, jest ochrona środowiska naturalnego przed skutkami rozwoju motoryzacji. Z drugiej strony nie można zapomnieć o podstawowej funkcji układu napędowego samochodu osobowego, polegającej na generowaniu odpowiedniej do warunków ruchu siły napędowej. Jej przebieg, szczególnie w procesie rozpędzania, ma istotne znaczenie dla bezpieczeństwa czynnego, zwłaszcza przy zwiększonej liczbie pojazdów na drogach. Za typowe sytuacje, w których siła napędowa odgrywa decydującą rolę, należy uznać:

- manewr włączania się do ruchu, tj. rozpędzanie samochodu od stanu spoczynku;
- oraz wyprzedzanie samochodów w rzeczywistych warunkach ruchu, tj. rozpędzanie od zadanej niezerowej prędkości początkowej.

Osiągnięcie tych różnych celów zmusza naukowców i konstruktorów do poszukiwania oraz rozwijania nowoczesnych technologii prowadzących do rozwiązań, które z punktu widzenia możliwości ich realizacji są często przeciwstawne [6, 11, 44, 53, 76, 63, 68, 97, 102, 103, 129, 133, 134]. Na przykład, dla zwiększenia komfortu jazdy, wprowadza się szereg nowych elementów: materiały wyciszające, tłumiące drgania czy też urządzenia klimatyzacyjne, przesuwające i ogrzewające fotele itp. Wymogi bezpieczeństwa biernego i czynnego narzucają konieczność wzmocnienia nadwozia i podwozia, wspomaganie układu hamowania, jak również wprowadzenia różnego rodzaju systemów mechatronicznych. Następstwem tego jest wzrost masy całkowitej, co przy warunku zachowania odpowiedniej dynamiki samochodu osobowego, wymaga uzyskania z układu napędowego większej siły napędowej, co z kolei pociąga za sobą wzrost zużycia paliwa. Dla przykładu na rysunku 1.1 przedstawiono związek

między masą samochodów osobowych a zużyciem paliwa dla nowo wyprodukowanych samochodów w USA w roku 2002.



Rys. 1.1. Związek pomiędzy masą samochodu a zużyciem paliwa [143]

Zachowanie odpowiedniej dynamiki, zdolności przyspieszania stanowi jedną z podstawowych właściwości ruchowych samochodu, związaną pośrednio z bezpieczeństwem czynnym [22, 102, 122, 130, 132, 134]. Znaczny odsetek wypadków drogowych, w tym najgroźniejsze w skutkach zderzenia czołowe, ma miejsce podczas wyprzedzania innych samochodów, kiedy to obok umiejętności kierującego nowoczesnym samochodem, nawet samochodem inteligentnym, dużą rolę odgrywa zdolność jego przyspieszania, co wymaga od układu napędowego znacznego zwiększenia siły napędowej na kołach w krótkim czasie [151].

Stąd w nowoczesnych samochodach osobowych, stanowiących przedmiot analizy, cały układ napędowy podlega nieustannej ewolucji, przejawiającej się lepszymi wskaźnikami pracy wynikającymi z konstrukcyjnego doskonalenia znanych rozwiązań. Najczęściej wykorzystywaną jednostką napędową jest tłokowy silnik spalinowy, niemal wyłącznie czterosuwowy o zapłonie iskrowym (ZI) lub samoczynnym (ZS). Jednak coraz większa liczba pojazdów jest wyposażona w drugą jednostkę napędową, którą stanowi np. silnik elektryczny, powstaje w ten sposób z definicji pojazd hybrydowy. Jednostki napędowe, powiązane ze sobą w sposób funkcjonalny, umożliwiają znaczącą poprawę niektórych wskaźników pracy, tj. wskaźnik zużycia paliwa i wskaźniki emisyjne tak rozbudowanego układu napędowego. Również same jednostki napędowe

podlegają nieustannemu rozwojowi. W ich rezultacie pojawiają się silniki o małych gabarytach, niewielkiej masie i korzystniejszych wskaźnikach pracy [8, 21, 27, 35, 61, 62, 69, 89, 106, 139, 146, 148].

Jednocześnie udoskonalane są układy przeniesienia napędu, których zadaniem jest nie tylko jak najlepsze przetwarzanie charakterystyki silnika ze względu na właściwości trakcyjne samochodu, ale również wpływanie na bezpieczeństwo, komfort podróży czy wskaźniki emisyjne i zużycie paliwa. Konstrukcyjne zróżnicowanie układów przenoszenia napędu jest większe niż w przypadku jednostek napędowych, ze względu na szczegółowe rozwiązania, dużą zmienność warunków pracy, a także sposób sterowania determinujące właściwości dynamiczne [10, 24, 29, 36, 45, 46, 48, 55, 57, 65, 79, 94, 110, 115, 116, 131, 142, 145].

Proces rozpędzania zależy od osiągniętych parametrów silnika, oraz od sposobu sterowania układem przeniesienia napędu (UPN). Nadal, w ogromnej większości nowo produkowanych pojazdów europejskich, układ napędowy jest ręcznie sterowany przez kierującego. Tymczasem wymagania odnośnie obciążenia układu napędowego (UN) w zakresie dostosowania do warunków ruchu i sytuacji drogowej, pod względem ograniczenia emisji substancji szkodliwych są coraz większe. W takich układach napędowych pełne wykorzystanie potencjału wymaga częstego przełączania biegów, których dobór szczególnie w warunkach zmiennego ruchu miejskiego jest często nieodpowiedni. Dla potrzeb pracy wykazać można niewystarczający stan wiedzy kierowcy o chwilowych warunkach pracy UN, a mających wpływ na proces rozpędzania samochodu. Częstość i intensywność tych zmian jest głównym czynnikiem decydującym o zużyciu paliwa i emisji związków toksycznych. Ręcznie sterowany stopniowy układ przeniesienia napędu ma również inne wady przejawiające się zużywaniem elementów ciernych sprzęgła, przenoszeniu na UN drgań i skokowych obciążeń, przerwie w przenoszeniu siły napędowej na koła spowodowane zmianą biegu. Jak podaje literatura [133], tylko udział fazy rozpędzania w warunkach normalnej eksploatacji, stanowi znaczną część jego czasu jazdy, tj. aż 42% łącznego czasu jazdy miejskiej i 26% jazdy pozamiejskiej. W badaniach homologacyjnych pojazdów, przyjętych przez *Amerykańską Agencję Ochrony Środowiska (U.S. Environmental Protection Agency)*, według cyklu FTP75 [134], faza przyspieszania to 39,7% łącznego czasu jazdy pojazdu w warunkach miejskich i 33% w warunkach pozamiejskich.

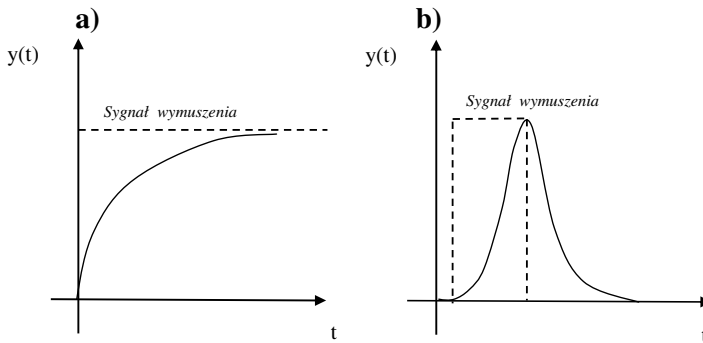
W świetle powyższych danych należy podkreślić, że zdecydowanie niekorzystny jest tradycyjny układ napędowy [21, 29, 110, 111, 147]. Dlatego w ostatnim czasie wzrasta zainteresowanie automatycznie sterowanymi układami napędowymi. Automatyzacja układu napędowego, poza poprawą warunków pracy kierowcy, może przyczynić się do zwiększenia komfortu jazdy, zmniejszenia obciążeń dynamicznych, zwiększenia trwałości i niezawodności elementów układu, a przede

wszystkim umożliwia ograniczenie zużycia paliwa. Jednak ograniczenie zużycia paliwa wymusza pracę silnika przy niskiej prędkości obrotowej wału korbowego i dużym obciążeniu momentem obrotowym przy określonej prędkości ruchu samochodu. Wybór takiego punktu pracy silnika ogranicza możliwość uzyskania znacznego przyspieszenia samochodu w krótkim czasie.

Z analizy źródeł literatury oraz zebranego doświadczenia autora wynika, że istnieje możliwość poprawy przebiegu procesu rozpędzania samochodu przez pozyskanie z układu napędowego krótko-trwałego zwiększenia siły napędowej [10, 33, 39, 48, 59, 64, 70, 71, 73, 76, 81, 82, 86, 91, 111, 136]. Rozwiązaniu tego problemu sprzyja rozwój szybko działających układów elektronicznych przetwarzających i przesyłających dane sterowników ECU i pokładowe sieci transmisji danych. Systemy elektronicznego zarządzania UN można usytuować w dwóch obszarach. Pierwszy wiąże się bezpośrednio z nadzorem nad pracą jednostki napędowej, drugi zaś dotyczy pracy układu przeniesienia napędu. Tymczasem niezbędna wiedza na temat przebiegu procesu rozpędzania samochodu osobowego, na skutek działającej siły napędowej jest niewystarczająca. Ciągle poszukiwane są nowe rozwiązania i pojawiające się nowe zgłoszenia patentowe [50, 114, 137, 139], mające na celu poprawę dynamiki rozpędzania samochodu. Jednak liczba publikacji na ten temat jest nieduża, a zawarte w nich informacje są fragmentaryczne i nie wyjaśniają dostatecznie dokładnie przebiegu siły napędowej na kołach, zwłaszcza w pierwszym okresie procesu rozpędzania. Przyczyny tego stanu należy szukać w „polityce” koncernów motoryzacyjnych, które dla osiągnięcia przewagi nad konkurencją, udostępniają tylko niektóre wyniki swoich badań. Nieliczny, często fragmentaryczny i wybiórczy charakter opracowań literaturowych zmusza do prowadzenia badań własnych w celu uzupełnienia wiedzy o przebiegu siły napędowej w procesie rozpędzania samochodu osobowego. Zasadniczym problemem wymagającym rozwiązania jest chwilowy niedostatek siły napędowej w UN podczas rozpędzania samochodu osobowego w jego początkowej fazie.

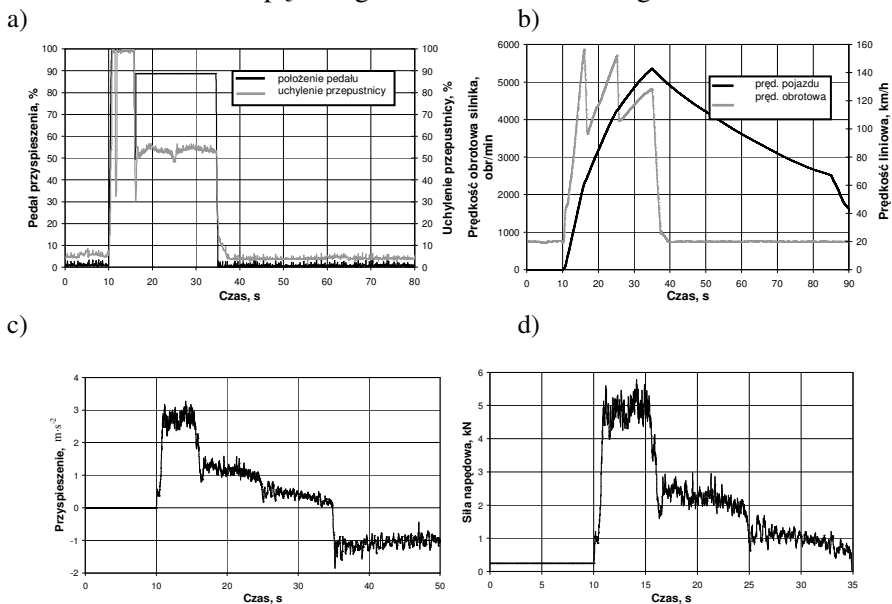
W związku z powyższym w pracy przeprowadzono analizę przebiegu procesu rozpędzania samochodu osobowego od stanu spoczynku, jak również od określonej prędkości początkowej. Proces rozpędzania samochodu, od określonej prędkości początkowej niezerowej, nazywany często próbą elastyczności, jest związany np. z manewrem wyprzedzania i w rzeczywistych warunkach ruchu charakteryzuje się niepowtarzalnością oraz występowaniem losowych zakłóceń. Jest to proces przejścia w czasie z ustalonego stanu układu do innego ustalonego stanu (rys. 1.2a) lub do takiego samego stanu ustalonego, jaki był na początku (rys. 1.2b) w zależności od przebiegu sygnału wymuszającego [28]. W automatyce taki

proces dynamiczny określa się mianem procesu przejściowego i rozróżnia się dwa zasadnicze procesy przejściowe, które przedstawiono na rys. 1.2.



Rys. 1.2. Dwa różne procesy przejściowe (dynamiczne) przedstawiające odpowiedź układu na wymuszenie: a) skokowe, b) impulsowe

Przedstawione przebiegi teoretyczne procesu przejściowego są reprezentatywne dla procesu rozpędzania samochodu. Jednak analiza procesu przejściowego związanego z procesem rozpędzania jest bardziej złożona dla układu napędowego samochodu osobowego.



Rys. 1.3. Wykres rozpędzania samochodu od stanu spoczynku w układzie czasowym: a) uchylenie pedału przyspieszenia, uchylenie przepustnicy, b) prędkość obrotowa silnika, prędkość samochodu, c) przyspieszenie, d) siła napędowa

Na rysunku 1.3 przedstawiono przykładową charakterystykę procesu rozpędzania sporządzoną na podstawie wyników własnych badań drogowych. Rozpędzanie samochodu osobowego z pełną intensywnością stanowi ekstremalny stan ruchu przyspieszonego, od prędkości początkowej aż do osiągnięcia określonej prędkości końcowej, przy ustawieniu urządzeń sterujących dopływem paliwa do jednostki napędowej na pełne dawkowanie (wymuszenie skokowe, pełna moc – rys. 1.3a). Właściwa realizacja tak przeprowadzonego procesu rozpędzania wymaga także dokonywania zmiany przełożenia przy określonej prędkości obrotowej wału korbowego silnika (rys. 1.3b). Najczęściej przebieg rozpędzania przedstawia się we współrzędnym prędkość-czas (rys. 1.3), ale także przedstawia się przebieg przyspieszenia z maksymalną intensywnością jako funkcję prędkości. Przebieg przyspieszenia służy głównie do oceny procesu przejściowego związanego z rozpędzaniem oraz jest podstawowym składnikiem pozwalającym na wyznaczenie siły napędowej (rys. 1.3d). Powstająca wówczas siła napędowa jest podstawową wielkością fizyczną determinującą zdolność przyspieszania samochodu osobowego o określonej konstrukcji i znanej charakterystyce jednostki napędowej. Konstrukcję nadwozia i układu jezdnego determinują złożone właściwości użytkowe, zaś podstawowymi kryteriami doboru jednostki napędowej są: zadana prędkość maksymalna, zdolność przyspieszania, względy ekonomiczne i ekologiczne. Wobec tego o zdolności przyspieszania decyduje dobór parametrów układu napędowego, co wymaga znajomości praw rządzących przebiegiem siły napędowej, której wartość zależy od parametrów układu przeniesienia napędu i parametrów jednostki napędowej. Ponadto układ napędowy jest obiektem dynamicznym, któremu podczas rozpędzania towarzyszą procesy akumulacji sił bezwładności i energii. Najważniejsze procesy akumulacji są związane z przepływem energii cieplnej i energii mechanicznej ruchomych mas układu napędowego, a w szczególności jednostki napędowej. Wymienione zjawiska oddziałują na dynamikę procesu rozpędzania.

2. SIŁA NAPĘDOWA JAKO WIELKOŚĆ DECYDUJĄCA O DYNAMICE SAMOCHODU OSOBOWEGO

2.1. Wiadomości ogólne

Analiza dynamiki samochodu osobowego wymaga wiedzy z mechaniki klasycznej, ale również z innych nauk, jak chemia, komunikacja, psychologia itp. Pojazd czterokołowy, przy uproszczonym rozważaniu składa się z pięciu pojedynczych mas (nadwozie i cztery koła), powiązanych ruchowo ze sobą elementami wodzącymi, sprężystymi i tłumiącymi, na który działa zespół sił pozwalający na jego przemieszczenie po nawierzchni jezdni.

W rzeczywistości parametry ruchu samochodu osobowego zależą od wzajemnych relacji [102, 51, 134]:

- kierowcy,
- samochodu,
- obciążenia układu napędowego,
- otoczenia.

Dynamikę samochodu osobowego głównie rozpatruje się pod kątem:

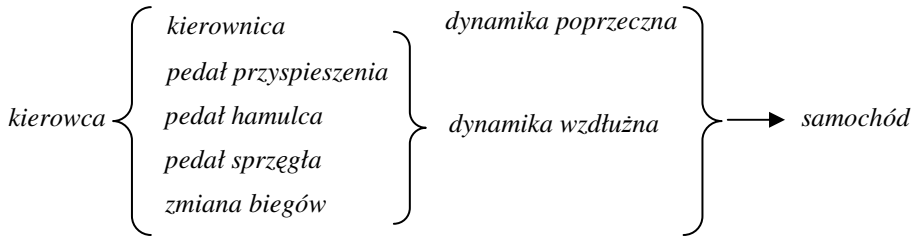
- aktywnego bezpieczeństwa,
- komfortu podróżowania,
- zawieszenia.

Dynamika samochodu osobowego to również zdolność jego przyspieszania w wyniku przyłożonej do kół siły napędowej, będącej efektem transformacji energii zawartej w paliwie przez jednostkę napędową i przekazywanej dalej przez układ przeniesienia napędu na koła (jednostka napędowa, sprzęgło główne, skrzynia biegów, przekładnia główna, przeguby, koła). Koła ogumione współpracują z nieregularną nawierzchnią drogi, co utrudnia analizę dynamiki pojazdu [2, 40, 42, 43, 51, 93, 102, 112, 122, 128, 134].

2.2. Dynamika samochodu – terminologia

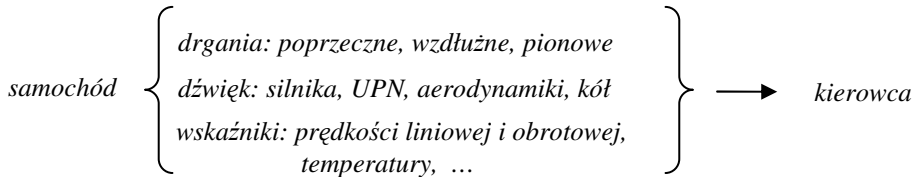
2.2.1. Kierowca

Kierowca za pomocą dostępnych dźwigni, elementów sterujących (rys. 2.1) dokonuje wyboru żądanej prędkości oraz kierunku ruchu samochodu osobowego, podejmuje niezbędne korekty kierunku jazdy, np. konieczne do ominięcia losowych przeszkód.



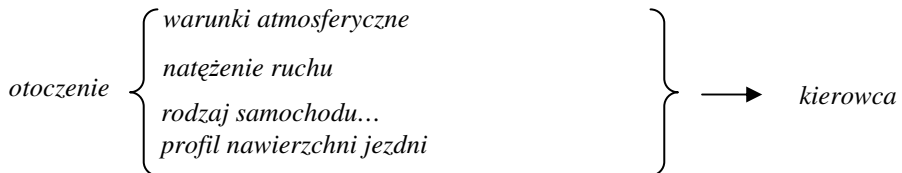
Rys. 2.1. Oddziaływania kierowcy na samochód

Wspomniane czynności sterujące kierowcy w konsekwencji oddziałują na samochód, natomiast kierowca odczuwa je bardzo subiektywnie jako zmianę jego dynamiki, hałasu, drgań nadwozia (rys. 2.2).



Rys. 2.2. Oddziaływanie samochodu na kierowcę

Wzajemne relacje dodatkowo komplikuje otoczenie, które oddziałuje na kierowcę przez panujące w danej chwili warunki atmosferyczne, natężenie ruchu czy rodzaj wybranego pojazdu (rys. 2.3).



Rys. 2.3. Oddziaływanie otoczenia na kierowcę

Wzajemne powiązania występujące w układzie kierowca – samochód – otoczenie (**KSO**) są przedmiotem wielu prac [102, 134]. W tym kontekście poszukuje się również modelu kierowcy idealnego [4, 5, 6, 21, 44, 141]. Różnorodność zdolności postrzegania kierowcy, zmienność warunków ruchu oddziałujących na kierowcę i samochód, jak również zróżnicowanie układów napędowych, wymaga poszukiwania rozwiązań mających na celu

poprawę dynamiki, zmniejszenie zużycia paliwa czy emisji związków szkodliwych.

W pewnym stopniu problem sterowania samochodem rozwiązuje się przez automatyzację pracy układu napędowego, według wcześniej opracowanych strategii sterowania. Jednak dobór odpowiedniej strategii sterowania, z uwagi na różne kryteria, tj. sterowanie według minimalnego zużycia paliwa (EOL – *economic operation line*, *krzywa sterowania ekonomiczna E*) czy według maksymalnej dynamiki (DOL – *dynamic operation line*, *krzywa sterowania dynamiczna D*) jest zagadnieniem trudnym [10, 11, 24, 29, 30, 48, 50, 57, 64, 79, 82, 92, 101, 110, 111, 115, 116, 117, 124, 125, 127, 130, 131, 145, 147]. Proces automatyzacji dodatkowo komplikuje zróżnicowanie konstrukcyjne układów napędowych, z których każdy może posiadać różną liczbę stopni swobody.

Dynamika samochodu wpisuje się w obszar **KSO** i jej analiza uwzględnia specyfikę działania poszczególnych obszarów systemu.

2.2.2. Samochód osobowy

W Polsce definicję pojazdu określa ustawa *Prawo o ruchu drogowym* jako „pojazd – środek transportu przeznaczony do poruszania się po drodze oraz maszynę lub urządzenie do tego przystosowane”. Podział pojazdów jest zgodny z dyrektywą ISO 3833, która określa następujące grupy pojazdów:

- motocykle,
- samochody osobowe,
- autobusy,
- samochody ciężarowe,
- pojazdy rolnicze,
- samochody osobowe z przyczepą,
- samochody ciężarowe z przyczepą,
- pojazdy wielocłonowe.

Konstrukcyjne zróżnicowanie pojazdów jest bardzo duże, każda wymieniona grupa pojazdów może posiadać inny układ napędowy, na który oddziałują zarówno otoczenie jak i kierowca. Jednak najliczniejszą grupę stanowią samochody osobowe.

Na samochód osobowy w stanie dynamicznym, np. w ruchu przyspieszonym działa złożony układ sił, a siła pochodząca od momentu obrotowego jednostki napędowej samochodu doprowadzona do kół z układu napędowego, nazywana jest siłą napędową. Jest rozpatrywana jako odpowiedź na zmianę parametrów ruchu i jest ona odczuwana subiektywnie przez kierowcę, jako oddziałujące na niego przyspieszenie. Powstające przyspieszenie, zgodnie z II zasadą dynamiki Newtona, jest reakcją na przyłożoną siłę napędową. Zwiększenie prędkości liniowej samochodu

(przyspieszenie) wymaga od układu napędowego zwiększenia siły napędowej, a wartość uzyskanego przyspieszenia zależna jest od jego masy i działających sił oporu otoczenia. Zatem analiza czynników wpływających na proces przyspieszenia samochodu wymaga identyfikacji sił działających podczas jego ruchu. Układ sił działających na przyspieszający samochód jest złożony, a dodatkowo porusza się on względem globalnego układu odniesienia, np. ziemi, co zostało opisane w pracach [95, 102, 158].

To zagadnienie przedstawione w mechanice klasycznej [158], jako przemieszczenie ciała z jednego położenia w drugie, jest traktowane jako złożenie ruchu postępowego i obrotowego. Określenie położenia ciała w przestrzeni wymaga zdefiniowania dwóch układów współrzędnych: wspomnianego globalnego odniesienia oraz lokalnego.

2.2.3. Otoczenie

Otoczenie oddziałuje bezpośrednio na samochód przede wszystkim przez:

- rodzaj nawierzchni: przez swoje właściwości (beton, asfalt, droga utwardzona, itp.) wpływa na współczynnik przyczepności między nawierzchnią a oponą, decydując w ten sposób o przenoszonej chwilowej sile napędowej na koła;
- nieregularność nawierzchni: która także wpływa na współczynnik przyczepności;
- ukształtowanie terenu: wzniesienia i pochyłości, zakręty, zmiany łuków wywierają wpływ na sposób jazdy oraz często na wybór trasy przejazdu;
- warunki atmosferyczne: temperatura, wiatr, słońce, deszcz decydują o wartości poszczególnych sił oporów zakłócających tor jazdy samochodu.

Tak duża liczba czynników oddziałujących na samochód, skutkuje przyjęciem przy rozważaniu jego dynamiki ruchu daleko idących uproszczeń [102, 112, 122, 132, 133]. Siły rozłożone zastępuje się siłami skupionymi, przyjmuje się symetrię samochodu. Otoczenie to głównie nawierzchnia drogi, po której porusza się samochód. Jej profil podłużny, poprzeczny czy też rodzaj i jakość nawierzchni, wpływają odpowiednio na wartość sił oporu ruchu umownie, oddziałujących w środku ciężkości (SC) samochodu oraz na siły występujące na styku koła z nawierzchnią drogi.

Charakterystyka nawierzchni drogi

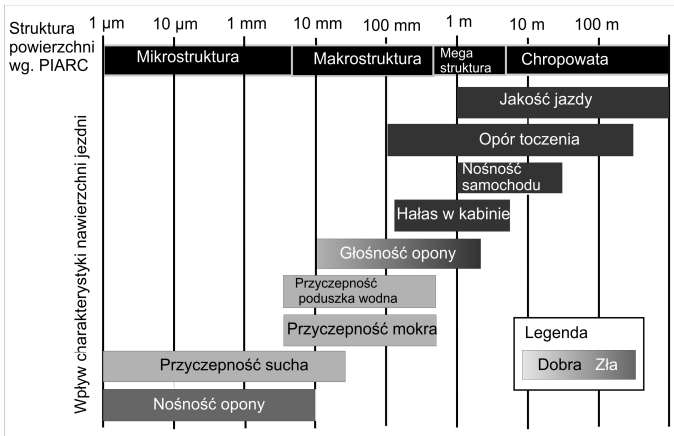
Generalnie nawierzchnię drogi można charakteryzować w kierunku wzdłużnym i w poprzecznym ruchu samochodu, za pomocą kilku charakterystycznych właściwości (tab. 2.1).

Tabela 2.1.

Charakterystyka właściwości opisujących nawierzchnię drogi [129]

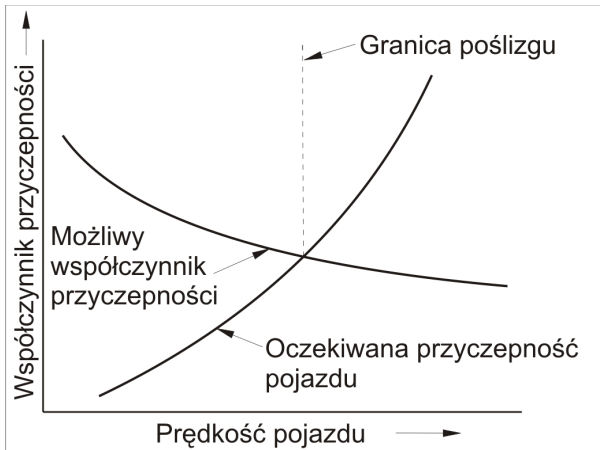
Charakterystyka	Długość fali λ , m		Liczba falowa Ω , okresy/m		Typowe amplitudy	
	od	do	od	do	od	do
Mikrostruktura	1 μm	0,5 mm	-	2000	1 μm	500 μm
Makrostruktura	0,5 mm	50 mm	2000	20	100 μm	20 mm
Megastruktura	50 mm	500 mm	20	2	100 μm	50 mm
Chropowatość	500 mm	5 m	2	0,02	-	-

Przedstawione właściwości, sklasyfikowane według PIRAC (*Permanent International Association of Road Congresses*), pełnią ważną rolę w analizie i ocenie nawierzchni drogi. Przyjęty podział ze względu na długość fali ma istotne znaczenie w aspekcie właściwości użytkowych nawierzchni, od stanu mikrostruktury powierzchni drogi zależy tarcie opony o suchą jezdnię (również jej zużycie) w celu zapewnienia odpowiedniej przyczepności. Od makrostruktury zależy tarcie na mokrej nawierzchni, a megastruktura i chropowatość wpływają zarówno na komfort jazdy jak i opory toczenia oraz odprowadzenie wody (rys. 2.4). Stąd nawierzchnia jezdni powinna zapewnić dobre warunki współpracy z zewnętrzną warstwą koła ogumionego (bieżnikiem). Jest to trudne, gdyż według wyżej przedstawionych informacji, inna nawierzchnia drogi powinna być dla drogi suchej, mokrej czy zaśnieżonej. Z tego względu stosuje się różnego rodzaju ogumienie w samochodach, które dostosowuje się do warunków otoczenia. Dobór ogumienia redukuje negatywne oddziaływanie warunków atmosferycznych na przyczepność koła do nawierzchni jezdni.



Rys. 2.4. Charakterystyki powierzchni jezdni wg PIARC i jej wpływ na wskaźniki użytkowe drogi [1]

Struktura powierzchni drogi powinna być ukształtowana anizotropowo, aby współczynniki przyczepności podłużnej i poprzecznej były do siebie zbliżone, gdyż ulegają one zmianie wraz ze wzrostem prędkości pojazdu (rys. 2.5) [93].



Rys. 2.5. Zależność między przyczepnością wymaganą oraz rzeczywistą jako funkcja prędkości [93]

W pracach [1, 40, 41, 49, 129] opisuje się różne metody i przyrządy służące do oceny struktury nawierzchni drogi.

Charakterystyka koła ogumionego – poślizg, tarcie

Koło ogumione jest podstawowym elementem układu jezdnego, napędowego, kierowniczego czy hamulcowego. To za jego pośrednictwem jest przekazywana siła napędowa czy hamująca, wywołująca określony ruch samochodu, a istotną rolę w tym procesie odgrywa przyczepność. Przyczepność koła do nawierzchni drogi jest ściśle związana z konstrukcją opony, właściwościami mieszanki gumowej, prędkością jazdy oraz strukturą powierzchni jezdni. Już w latach sześćdziesiątych ubiegłego wieku prowadzone były badania nad wpływem współpracującej pary (koło-nawierzchnia) na przyczepność. Grosch [40] po raz pierwszy określił również wpływ prędkości liniowej koła na współczynnik przyczepności. W miejscu kontaktu opony z nawierzchnią powstaje tarcie w wyniku trzech głównych zjawisk: adhezji, deformacji oraz zużycia, które generują składowe całkowitej siły tarcia, przy czym dwie ostatnie występują jedynie w warunkach poślizgu (mikropoślizgu).

Siły adhezji spowodowane są przez przyciąganie międzycząsteczkowe Van der Waalsa pomiędzy nawierzchnią i oponą. Zależą głównie od składu chemicznego i budowy współpracujących materiałów oraz od ich pola kontaktu.

Siły spowodowane deformacją zależą także od właściwości gumy (głównie twardości), ale również od charakterystyki geometrycznej nawierzchni (makrostruktury). Powstają one wówczas, gdy podczas poślizgu przemieszczające się względem opony, nierówności drogi powodują odkształcenie gumy [40, 42, 43, 112, 119].

Zużycie powstaje w wyniku usunięcia materiału opony przez przemieszczające się nierówności po przekroczeniu dopuszczalnych naprężeń ścinających w obrębie nierówności.

Mieszanka gumowa, podstawowy składnik opony, charakteryzuje się złożonymi właściwościami mechanicznymi i jest rozpatrywana jako materiał wiskoelastyczny. Właściwości elastyczne (sprężyste) zależą głównie od odkształcenia i są niezależne od czasu, natomiast właściwości wiskotyczne zależą od czasu, a szczególnie od prędkości zmian naprężenia.

W pracach Persona i innych [40, 93, 109, 119] wyróżniono i opisano trzy naprężenia powstające w kole ogumionym na skutek działania sił w funkcji prędkości (ω) oraz odkształcenia (ε):

$$\begin{aligned} \sigma_e & - \text{naprężenia sprężyste,} & \sigma_e & = f(\varepsilon), \\ \sigma_v & - \text{naprężenia wiskotyczne,} & \sigma_v & = f(\omega t), \\ \sigma_{v-e} & - \text{naprężenia wiskoelastyczne,} & \sigma_{v-e} & = f(\varepsilon, \omega t). \end{aligned}$$

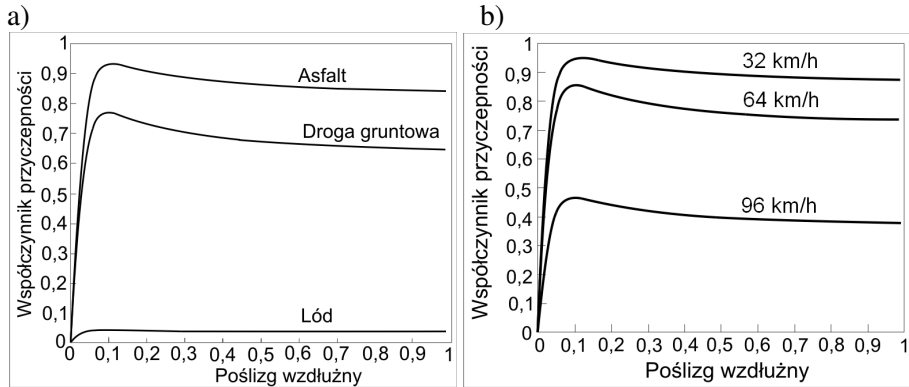
Mavors [93] w swoich badaniach stwierdził, że współczynnik przyczepności zmienia się wraz ze wzrostem temperatury gumy. Zmiany te

powodują przesunięcie maksimum współczynnika przyczepności w kierunku wyższych prędkości poślizgu, a przesunięcie to może być określone równaniem (2.1).

$$\log a = -\frac{8,86 \cdot (T - T_s)}{101,5 + T - T_s} \quad (2.1)$$

Wraz ze wzrostem temperatury oraz częstości zmian naprężeń zmienia się również moduł sprężystości opony. Ma to istotne znaczenie dla kształtowania współczynnika przyczepności i siły napędowej w warunkach współpracy gumy z nierówną nawierzchnią czy w warunkach poślizgu. Dlatego korzystny jest dobór mieszanki o małej histerezie w celu uzyskania zwiększonego pola kontaktu w punkcie styku gumy z nawierzchnią jezdni, jednak takie rozwiązanie powoduje zwiększone opory toczenia. Poślizg koła jest definiowany jako iloraz prędkości liniowej samochodu, równy co do wartości prędkości postępowej środka koła, do granicznej prędkości liniowej samochodu wyliczonej jako iloczyn prędkości kątowej koła i promienia tocznego.

Wzajemne oddziaływanie sił w obrębie styku koła ogumionego z nawierzchnią jezdni powoduje zmianę współczynnika przyczepności w zależności od poślizgu wzdłużnego (względny) (rys. 2.6).



Rys. 2.6. Zmiany współczynnika przyczepności jako funkcja poślizgu wzdłużnego dla: a) różnych rodzajów podłoża, b) różnych prędkości samochodu [43]

Z przedstawionych na rysunku 2.6 zmian współczynnika przyczepności wynika:

- że zmienia się on w funkcji poślizgu względnego koła, przy czym przy poślizgu od 7 do 20% osiąga maksimum, a następnie maleje aż do 100% poślizgu;
- współczynnik przyczepności silnie zależy od rodzaju nawierzchni i rozwijanej prędkości samochodu (rys. 2.6b).

Jednocześnie z badań Harneda [43] i innych wynika, iż współczynnik tarcia zmniejsza się w zależności od prędkości jazdy oraz od wysokości makrostruktury powierzchni jezdni. W efekcie zwiększania prędkości jazdy zwiększa się również częstotliwość zmian naprężenia, co skutkuje zwiększeniem modułu sprężystości i utrudnia materiałowi gumy wniknięcie w mikronierówności nawierzchni jezdni oraz zmniejsza składnik całkowitej siły tarcia biorący się z deformacji opony.

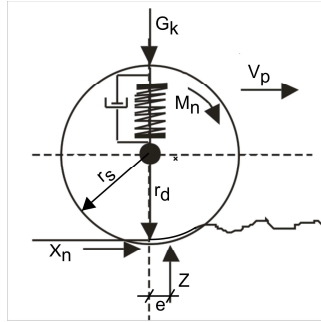
Na współczynnik przyczepności koła ogumionego do nawierzchni jezdni, oprócz wymienionych powyżej, mają wpływ jeszcze inne czynniki związane z miejscem kontaktu (tab. 2.2).

Tabela 2.2.

Czynniki wpływające na współczynnik przyczepności [41]

Nawierzchnia jezdni	Strefa kontaktu	Koło ogumione
Mikrostruktura	Skład chemiczny	Kształt bieżnika
Makrostruktura	Lepkość	Skład mieszanki gumowej
Chropowatość Megastruktura	Gęstość	Ciśnienie w ogumieniu
Właściwości chemiczne materiałów	Temperatura	Twardość gumy
Temperatura	Przewodność cieplna	Obciążenie
Przewodność cieplna	Pojemność cieplna	Prędkość poślizgu
Ciepło właściwe	Grubość np. tzw. filmu wodnego	Przewodność cieplna

Współczynnik przyczepności (μ_p) matematycznie wyraża (wzór 2.2) stosunek siły stycznej (X_n) do normalnej (Z) w punkcie styku koła z jezdnią (rys. 2.7).



Rys. 2.7. Schemat sił i momentów działających na koło napędzane:

G_k – siła obciążenia pionowego koła, r_d – promień dynamiczny koła, r_s – promień swobodny koła, M_n – moment napędowy koła, V_p – prędkość liniowa samochodu, e – przesunięcie reakcji, Z – reakcja pionowa podłużna, X_n – reakcja wzdłużna

Przy rozważaniu zagadnień związanych z poślizgiem wzdłużną reakcję styczną nazywa się także siłą przyczepności, której wartość maksymalna określa graniczną siłę napędową możliwą do przeniesienia w danych warunkach w obszarze styku koła ogumionego z nawierzchnią jezdni,

$$\mu_p = \frac{X}{Z}. \quad (2.2)$$

Jednak zjawiska występujące w obszarze styku oraz czynniki na nie wpływające, są znacznie bardziej złożone niż w przypadku tarcia ciał stałych. Jest to głównie związane z konstrukcją opony i bieżnika oraz nawierzchnią jezdni, co wymaga odmiennego podejścia do modelowania przyczepności jednak z uwzględnieniem osiągnięć wypracowanych w obszarze nauki związanej z tarciami ciał stałych.

Modele matematycznie opisujące zmiany współczynnika przyczepności uwzględniają właściwości tłumiące i sprężyste opony oraz prędkość poślizgu i są zarazem trudne w matematycznym ujęciu. Modele te nie są w stanie opisać do końca tego złożonego problemu. Znane są modele oparte na zależnościach empirycznych, z których często wykorzystuje się model Dugoffa-Uffelmana [26], Pacejki [112], a także bardzo prosty model Kamama [134].

Jednak najbardziej rozbudowane modele to LuGre (w trzech postaciach) i Pacejki, których opis i komentarz do modelu przedstawiono w tabeli 2.3.

Tabela nr 2.3.

Właściwości modeli opisujących przyczepność koła [2, 10, 112]

Autor	Model	Komentarz
LuGre	$g(v_s) = \Theta(\mu_c + (\mu_c - \mu_c)e^\delta)$ $\delta = \left(\frac{v_s}{v_{str}}\right)^{0,5}$ $\frac{dz}{dt} = v_s - \sigma_0 \frac{ v_s }{g(v_s)} z$ $X = (\sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v_s) Z$	<p>Model zakłada występowanie tarcia skupionego, gdzie:</p> <p>Θ – wsp. wagi zależny od rodzaju nawierzchni,</p> <p>$g(v_s)$ – funkcja Striebecka,</p> <p>z – odkształcenie struktury ogumienia,</p> <p>σ_0 – współczynnik sztywności wzdłużnej ogumienia,</p> <p>σ_1 – współczynnik tłumienia wzdłużnego ogumienia,</p> <p>σ_2 – współczynnik tłumienia wiskotycznego,</p> <p>v_s – prędkość poślizgu,</p> <p>X – obwodowa siła tarcia (przyczepności),</p> <p>Z – reakcja nawierzchni na koło jezdne,</p> <p>μ_c – współczynnik tarcia kinematycznego,</p> <p>μ_1 – współczynnik tarcia statycznego.</p>
LuGre	$\frac{dz}{dt} = v_s - \sigma_0 \frac{ v_s }{g(v_s)} z$ $g(v_s) = \mu_c + (\mu_c - \mu_c)e^\delta$ $\delta = \left(\frac{v_s}{v_{str}}\right)^\alpha$ $F_x = \int_0^L dF_x(\zeta, t)$ $dF_x(\zeta, t) = [\sigma_0 z(\zeta, t) + \sigma_1 \frac{dz}{dt}(\zeta, t) + \sigma_2 v_s(\zeta, t)] dF_z(\zeta, t)$	<p>Model z tarcie rozłożonym w obszarze styku koła z jezdnią</p>

LuGre	$F_x = \int_{-0,5L}^{0,5L} \delta F_x(\zeta, t) d\zeta$ $F_y = \int_{-0,5L}^{0,5L} \delta F_y(\zeta, t) d\zeta$ $M_z = \int_{-0,5L}^{0,5L} [\delta M_\theta(\zeta, t) + \delta M_F(\zeta, t)] d\zeta$	Model 3D
Pacejka	$F(s) = c_1 \sin(c_2 \arctan(c_3 s - c_4 (c_3 s - \arctan(c_3 s))))$	Model półempiryczny – bardzo często wykorzystywany tzw. magiczna formuła. Opisuje zmiany siły stycznej powstającej na skutek tarcia w funkcji poślizgu. Nie uwzględnia wpływu zmiany prędkości, ciśnienia w ogumieniu oraz temperatury, nie opisuje oporów toczenia. Parametry modelu wyznacza się przy stałym obciążeniu oraz prędkości liniowej na podstawie danych doświadczalnych. Wartości c_i stanowią parametry modelu.

Wiele z powyższych modeli sprowadza się do określenia współczynnika oporu toczenia, który można opisać jako iloraz odległości reakcji normalnej od pionowej osi symetrii koła (e) do zmiennego promienia dynamicznego koła (r_d), zgodnie z opisem na rysunku 2.7.

Przedstawione modele nie uwzględniają jednak wpływu mikro-, makro- i megastruktury powierzchni jezdni na przyczepność. Ten obszar wypełniają przedstawione wcześniej prace między innymi Groscha, Perssona i innych [40, 112, 11, 9 158].

W obszarze styku koła z nawierzchnią występuje jeszcze nie rozpatrywana siła tarcia, wpływająca na opory toczenia koła. Niewątpliwie tarcie, a w szczególności tarcie toczone jest jednym z najważniejszych zjawisk, dzięki którym porusza się koło ogumione. Zjawisko tarcia było badane, opisywane matematycznie i modelowane już od czasów Coulomba. Powstało wiele modeli, które różnią się strukturą, zalecanymi parametrami i przeznaczeniem. Każdy z nich wnosi nowy czynnik w odniesieniu do poprzednich lub opisuje proces pod innym kątem w zależności od chronologii powstania i przyjętych założeń. Można je podzielić na dwie grupy. Pierwsza opisuje zmiany siły tarcia lub współczynnika tarcia zachodzących w strefie kontaktu elementów trących i generalnie dotyczy współpracujących powierzchni, w których występuje tarcie suche, półpłynne i płynne. Wśród nich za przełomowe lub o najszerszym spektrum

oddziaływania na rozwój nauki i zastosowania praktyczne można uznać modele Coulomba, Karnoppa, Dahla oraz Striebecka [2]. Zestawienie modeli oraz krótki opis ich właściwości przedstawiono w tabeli nr 2.4.

Tabela 2.4.

Zestawienie modeli opisujących tarcie ciał stałych sztywnych [2, 112]

Autor	Model	Komentarz
Coulomb	$F_f = \begin{cases} \min(F_{stat}, F_a) \Rightarrow v_r = 0 \\ F_c \cdot \text{sgn}(v_r) \Rightarrow v_r \neq 0 \end{cases}$	Siła tarcia lub kinematyczny współczynnik tarcia w zależności od poślizgu, gdzie: F_c – coulombowska siła tarcia, F_{stat} – siła tarcia statycznego, F_a – siła akcji.
Karnopp	$F_f = \begin{cases} F_{c+} + b_+ v_r \Rightarrow v_r > \Delta v_r \\ \min(F_{stat+}, (F_a - F_b)) \Rightarrow 0 < v_r < \Delta v_r \\ \max(F_{stat-}, (F_a - F_b)) \Rightarrow -\Delta v_r > v_r > -\Delta v_r \\ F_{c-} + b_- v_r \Rightarrow v_r < -\Delta v_r \end{cases}$	Uwzględnia asymetrię współczynników tarcia w różnych kierunkach (+ lub -) gdzie: F_c – coulombowska siła tarcia, F_{stat} – siła tarcia statycznego, F_a – siła akcji, F_b – siła oporu zewnętrznego, B – współczynnik prędkości, v_r – prędkość poślizgu.
Striebeck	$g(v_r) = \mu_c + (\mu_{stat} - \mu_c) e^{-(v_r / v_{str})^\delta}$	Siła tarcia statycznego i kinematycznego w zależności d prędkości poślizgu, gdzie: δ – wykładnik, v_{str} – prędkość Striebecka, v_r – prędkość poślizgu, μ_c – wsp. tarcia kinematycznego dla $v=0$, μ_{stat} – wsp. tarcia statycznego.

Savkoor	$\mu_k(v_s) = \mu_s + (\mu_m - \mu_s) \exp\left(-\left(\frac{h^2}{2}\right) \log^2\left(\frac{ v_s }{v_{\max}}\right)\right)$	Modyfikacja modelu Striebeka z uwzględnieniem przedziału istotnych zmian wsp. tarcia μ_s – wsp. tarcia statycznego, μ_m – wsp. tarcia maksymalnego dla $ v_s =v_{\max}$, h – parametr bezwymiarowy określający szerokość przedziału, w którym tarcie istotnie się zmienia.
Dahl	$\frac{dF}{dx_r} = \sigma_0 \left(1 - \frac{F}{F_c} \operatorname{sgn}(v_r)\right)^\beta$	Opisuje zmiany siły tarcia jako funkcję naprężenia lub wynikającego z niego odkształcania (sytuacja tuż przed wystąpieniem poślizgu) Model nie przewiduje, aby siła tarcia F była większa niż Coulombowska F_c
Burkhard I	$F(s, v) = (c_1(1 - e^{-c_2 s}) - c_3 s)e^{-c_4 v}$	Model I określający zależność siły tarcia w zależności od poślizgu oraz od prędkości, przy której występuje poślizg, gdzie: c_x – parametry modelu.
Burkhard II	$F(s) = c_1(1 - e^{-c_2 s}) - c_3 s$	Model II uproszczony, określający siłę tarcia w funkcji poślizgu, gdzie: c_i – parametry modelu.
Kiencke i Daiss	$F(s) = k_s \frac{s}{c_1 s^2 + c_2 s + 1}$	Model uproszczony, określający siłę tarcia w funkcji poślizgu, gdzie: c_i i k_s – parametry modelu.

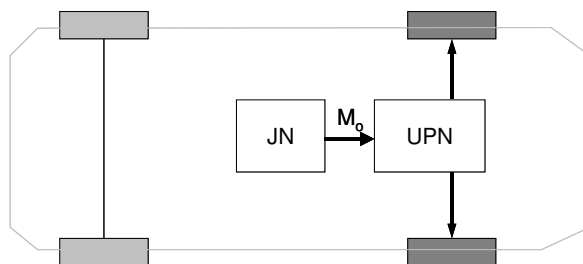
Na podstawie badań stwierdzono, że wartość współczynnika oporu toczenia zależy od wielu czynników [2, 17, 102, 118, 122, 134], które można podzielić na dwie grupy:

- konstrukcyjne opony (kształt profilu, rzeźba bieżnika, jakość gumy rodzaj kordów itp.);
- eksploatacyjne (ciśnienie, temperatura, prędkość, wartość przenoszonej siły napędowej, profil nawierzchni drogi itp.).

2.3. Równanie ruchu samochodu

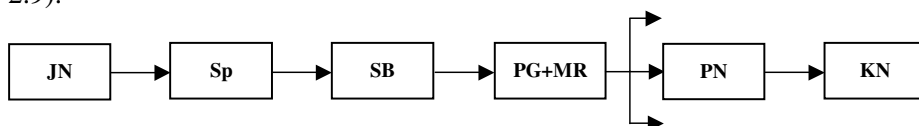
2.3.1. Przyspieszenie wzdłużne samochodu

Siła napędowa na kołach samochodu jest wynikiem działania momentu napędowego na kołach napędzanych (rys. 2.8). W układzie napędowym samochodu zachodzi konieczność przetworzenia momentu obrotowego jednostki napędowej w taki sposób, aby uzyskać na kołach samochodu wymaganą siłę napędową przy prędkości obrotowej kół wynikającą z chwilowych warunków ruchu [22, 101, 122, 134].



Rys. 2.8. Schemat układu napędowego

W rezultacie pomiędzy jednostką napędową (JN) i kołami napędowymi (KN) znajduje się układ przeniesienia napędu (UPN) składający się z szeregu zespołów: sprzęgło (Sp), skrzynia biegów (SB), przekładnia główna z mechanizmem różnicowym (PG+MR), przeguby napędowe (PN) (rys. 2.9).



Rys. 2.9. Struktura układu napędowego

Każdy z elementów łańcucha (rys. 2.9) wpływa nie tylko na chwilową wartość przeniesionego momentu obrotowego, ale również na chwilową wartość prędkości kątowej koła, co sprawia, że przenoszona siła napędowa na kołach opisuje zależność:

$$F_n = \frac{M_o i_c \eta_{UN}}{r_d} \leq (F_n)_{gr}. \quad (2.3)$$

Siłę napędową charakteryzuje duża zmienność, a jej wartość chwilową trudno w sposób jednoznaczny określić. Zależy ona od momentu obrotowego silnika, przełożenia całkowitego, sprawności mechanicznej

całego układu napędowego, promienia ogumienia oraz współczynnika przyczepności opony do nawierzchni.

Różnica siły napędowej oraz siły podstawowych oporów ruchu powoduje, że pojazd może poruszać się ruchem: przyspieszonym, opóźnionym lub ze stałą prędkością. Ruch przyspieszony samochodu oraz związane z tym chwilowe przyspieszenie samochodu generalnie jest zależne od nadwyżki siły napędowej. Podstawowy związek, pomiędzy chwilowym przyspieszeniem i parametrami konstrukcyjno-ruchowymi pojazdu wynika z warunku równowagi sił przy rozpędzaniu na drodze poziomej.

Z różniczkowego równania ruchu samochodu

$$m\delta \frac{dv}{dt} = F_n - F_{op} \quad (2.4)$$

można odczytać, że chwilowe przyspieszenie (dv/dt) jest zależne od siły napędowej na kołach, siły oporów podstawowych (F_{op}), masy i współczynnika mas wirujących w układzie napędowym.

2.3.2. Siła bezwładności

Samochód osobowy jest układem wielu mas znajdujących się w ruchu złożonym, co stanowi istotne utrudnienie przy opisie sił bezwładności. Dla potrzeb dalszej analizy, w opisie analitycznym siły bezwładności, przyjęto następujące założenia upraszczające:

- siła oporu bezwładności oddziałuje w środku ciężkości samochodu i jest proporcjonalna do jego masy całkowitej i przyspieszenia chwilowego

$$F_{bp} = m \cdot \frac{dv}{dt}, \quad (2.5)$$

- moment oporu bezwładności kół samochodu można wyrazić za pomocą sumy momentów bezwładności poszczególnych kół

$$M_{bk} = \sum_{i=1}^n J_{ki} \cdot \frac{d\omega_{ki}}{dt}. \quad (2.6)$$

Moment oporu bezwładności układu napędowego (jednostki napędowej i układu przeniesienia napędu – z pominięciem kół napędowych) po zredukowaniu na koła samochodu można zapisać

$$M_{bUN} = (J_s + J_{UPN}) \cdot i_c^2 \cdot \frac{d\omega_s}{dt}. \quad (2.7)$$

Uwzględniając zależność pomiędzy momentem obrotowym a siłą bezwładności oraz prędkością kątową koła i linową samochodu, przy pominięciu poślizgu koła oraz zagadnień przedstawionych w podrozdziale 2.2.3 można zapisać

$$F_{bk} = \frac{1}{r_d^2} \cdot \sum_{i=1}^n J_{ki} \cdot \frac{dv}{dt}, \quad (2.8)$$

oraz

$$F_{bUN} = \frac{i_c^2}{r_d^2} \cdot J_{UN} \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (2.9)$$

Ostatecznie

$$F_b = F_{bp} + F_{bk} + F_{bUN}, \quad (2.10)$$

a po podstawieniu

$$F_b = \left[m + \frac{1}{r_d^2} \cdot \left(\sum_{i=1}^n J_{ki} + i_c^2 \cdot J_{UN} \right) \right] \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (2.11)$$

Ogólnie siła oporu bezwładności powstaje w ruchu przyspieszonym, a jej kierunek jest przeciwny do wektora prędkości. Można wyróżnić dwa podstawowe składniki tej siły związane z masą znajdującą się w ruchu:

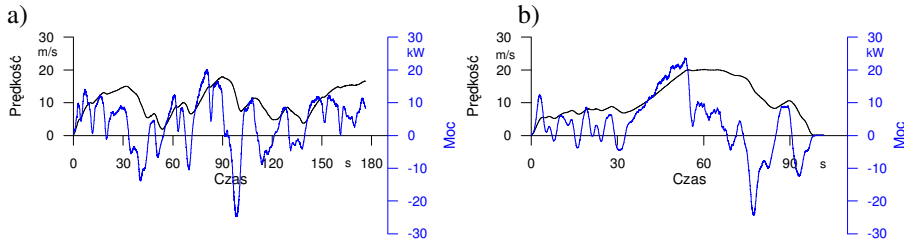
- postępowym,
- ruchu obrotowym.

2.4. Zmienność prędkości liniowej samochodu

Siły oporów podstawowych są jednoznacznie zdeterminowane parametrami konstrukcyjnymi samochodu osobowego, zatem jego zdolność przyspieszania zależy bezpośrednio od parametrów jednostki napędowej i układu przeniesienia napędu. Fragmentaryczny opis wpływu tych wielkości na zapas siły napędowej jest tematem wielu opracowań [7, 15, 17, 24, 29, 30, 31, 33, 37, 47, 58, 64, 71, 79, 81, 102, 134, 91, 101, 115, 124, 125, 130, 131, 134, 145].

Określenie zdolności pojazdu do przyspieszania przy wykorzystaniu siły napędowej wyznaczonej wzorem (2.3), można uznać za wystarczająco dokładne w przypadku stałej prędkości samochodu. Wtedy jednostka napędowa samochodu pracuje w ustalonym punkcie pracy. Pominięcie poślizgu kół napędzanych i opisanych powyżej zjawisk, towarzyszących kontaktowi koła z nawierzchnią drogi przy stałej wartości sprawności układu przeniesienia napędu oraz promienia dynamicznego, skutkuje stosunkowo niewielkim błędem. Natomiast podczas przyspieszania, gdy układ napędowy jest w warunkach przejściowych, a przyjęte wartości jako stałe są w rzeczywistości zmienne (dotyczy to współczynnika przyczepności, współczynnika oporu toczenia, zmiennego promienia dynamicznego), wyznaczanie chwilowej wartości przyspieszenia samochodu w rzeczywistych warunkach ruchu wymaga precyzyjnego pomiaru. Sytuację

dotąd dodatkowo komplikuje otoczenie, które wymusza ciągłe zmiany mocy doprowadzonej do kół. Zarejestrowaną prędkość oraz obliczoną moc w układzie napędowym w warunkach rzeczywistego ruchu drogowego przedstawiono na rysunku 2.10.



Rys. 2.10. Przykładowy czasowy przebieg prędkości jazdy i mocy układu napędowego w warunkach ruchu: a) miejskiego b) pozamiejskiego

Nadwyżka siły w równaniu ruchu samochodu (2.4) jest wykorzystywana w procesie rozpędzania na pokonanie oporu bezwładności samochodu i jest odpowiedzialna za dynamikę procesu. Na tej podstawie, przy założeniu biernego wpływu kierowcy na proces generowania siły napędowej można stwierdzić, że **podstawową wielkością decydującą o dynamice i przebiegu procesu rozpędzania samochodu, o znanej masie i konstrukcji układu napędowego jest chwilowe przyspieszenie**. Zatem dokładne rozpoznanie dynamiki samochodu, przez analizę jego chwilowego przyspieszenia jest zagadnieniem pierwszoplanowym.

Są różne metody pomiaru chwilowego przyspieszenia samochodu w warunkach drogowych podczas przyspieszania, które można podzielić na dwa odmienne sposoby [71, 95]:

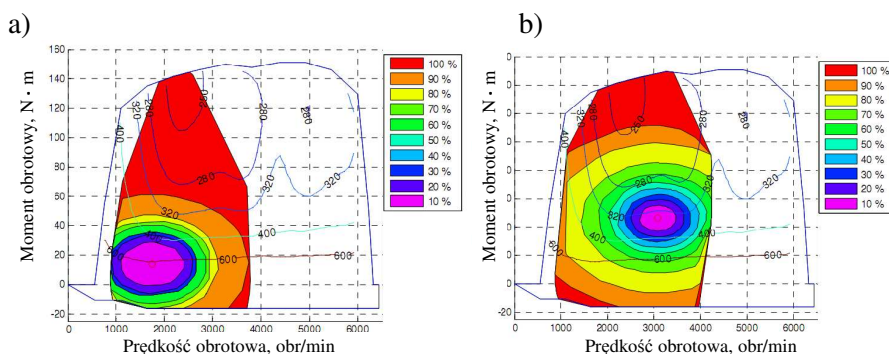
- pośredni; związany z pomiarem parametrów ruchu samochodu, tj. prędkości liniowej, prędkości kątowej koła czy przebytej drogi, następnie zarejestrowane sygnały muszą być poddane obróbce matematycznej, aby uzyskać pożądany sygnał;
- bezpośredni; związany z pomiarem bezpośrednio przyspieszenia wzdłużnego samochodu za pomocą czujnika przyspieszenia, tzw. akcelometru.

Zgodnie z równaniem (2.4) o dynamice samochodu, świadczy przebieg chwilowego przyspieszenia w analizowanym procesie rozpędzania, a każdy z wspomnianych wyżej sposobów pomiaru przyspieszenia w rzeczywistych warunkach ruchu posiada swoje wady i zalety.

2.5. Analiza układu napędowego samochodu osobowego

2.5.1. Analiza pracy układu napędowego

W ciągu najbliższych lat należy spodziewać się dalszego zaostrzenia obowiązujących norm toksyczności spalin i wprowadzenia ograniczenia zużycia paliwa przez nowo rejestrowane samochody [38, 21, 94, 98, 99, 103]. Wartości te mogą być osiągnięte tylko przez zaawansowane układy napędowe o wysokiej efektywności przetwarzania energii w całym układzie napędowym. Stopień wykorzystania energii dla tradycyjnych układów napędowych jest niewielki (rys. 2.11), gdy silnik często pracuje z niewielkim obciążeniem częściowym szczególnie w warunkach jazdy miejskiej. W takich warunkach pracuje on na niskich wartościach mocy i momentu, co w przypadku procesu rozpędzania nie jest korzystne.



Rys. 2.11. Rozkład obciążenia silnika w cyklu [143]: a) miejskim, b) pozamiejskim

W wielu ośrodkach badawczych prowadzi się pracę nad poprawą sprawności ogólnej układu napędowego. Można wyróżnić następujące sposoby podwyższenia sprawności układu napędowego:

- poprawa sprawności komponentów układu napędowego (głównie JN i UPN) – ograniczenie strat wewnętrznych;
- zmniejszenie oporów ruchu (masa samochodu, opory toczenia i powietrza, koła) – ograniczenie strat zewnętrznych;
- poprawa jakości sterowania UN;
- pozakonstrukcyjne technologie (infrastruktura i zarządzanie ruchem).

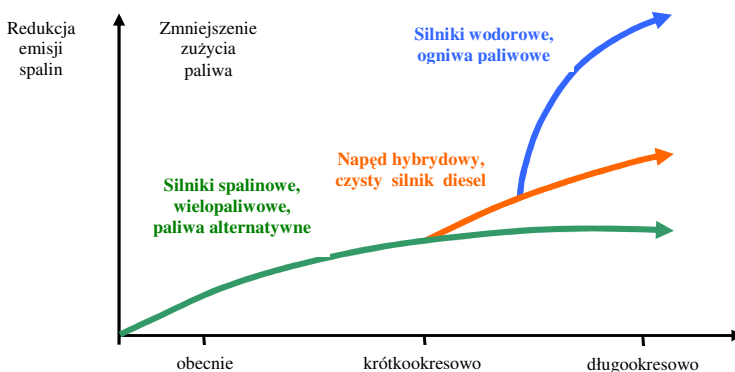
Za napęd przyszłościowy, ze względu na efektywne wykorzystywanie paliwa (warunek najwyższej sprawności) oraz znacznie mniejszą emisję toksycznych związków do atmosfery, uważa się obecnie napęd hybrydowy.

Wzrost zainteresowania tą technologią jest związany z jednej strony z rosnącymi wymaganiami dotyczącymi emisji substancji szkodliwych przez nowo produkowane samochody osobowe, a z drugiej strony rosnącymi nieustannie cenami paliw. Według najnowszych badań [94, 143, 144] nie do końca można powiedzieć, że hybrydowy układ napędowy jest środkiem, który rozwiąże wszystkie problemy motoryzacji. Co prawda zużycie paliwa jest mniejsze, jednak patrząc na cały bilans energetyczny, to nie wygląda to już tak dobrze.

Stąd autor prowadzi od wielu lat prace nad rozwiązaniem problemu niedoboru siły napędowej na kołach przy wykorzystaniu tradycyjnego układu napędowego. W pracy [126] przedstawiono analizę wykorzystania mocy silnika, w której zdefiniowano stopień wykorzystania mocy silnika jako stosunek chwilowej mocy do mocy maksymalnej przy pełnym stopniu napięcia. Wynika z niej wniosek, że *mimo ciągłego postępu w zwiększeniu sprawności ogólnej silnika, istotne znaczenie ma sposób, w jaki jest dokonywany wybór chwilowego punktu pracy na jego charakterystyce ogólnej. Największy przyrost sprawności można osiągnąć zwiększając stopień wykorzystania mocy. Z tego powodu, przy zwiększonym zapotrzebowaniu na siłę napędową, w procesie przyspieszania należy dążyć w pierwszej kolejności do podwyższenia mocy silnika.*

2.5.2. Jednostka napędowa

Jednostka napędowa w postaci silnika o zapłonie iskrowym jest powszechnie stosowanym źródłem mocy w układzie napędowym pojazdu (rys. 2.12) i pozostanie na najbliższe lata [144].



Rys. 2.12. Rozwój jednostek napędowych [144]

Dla zwiększenia sprawności silnika o zapłonie iskrowym należy zaliczyć [60, 61, 62, 63, 67, 106, 136, 144, 146, 149, 152,]:

- obecnie:

- kontrolę napełnienia cylindra,
- bezpośredni wtrysk paliwa,
- downsizing,
- doładowanie,
- downspeeding,
- hybrydowe jednostki.

- w przyszłości:

- VCR (ang. *variable compression ratio*) – zmienny stopień sprężania,
- silniki bezkrzywkowe (zmniejszenie strat tarcia oraz uniezależnienie jego napełnienia od prędkości obrotowej),
- nowe procesy spalania (HCCI ang. *Homogeneous Charge Compression Ignition*, LTC ang. *Low Temperature Combustion*, CAI ang. *Controlled Auto Ignition*).

Obecnie za najbardziej rozwojowe uznaje się prace dotyczące zmiany napełnienia cylindrów świeżym ładunkiem w zależności od obciążenia silnika. Układ VCR wydaje się być najbardziej zaawansowany technologicznie, ponieważ w znacznym stopniu ogranicza przede wszystkim zużycie paliwa [68], przez optymalizację pracy silnika przy małych obciążeniach (rys. 2.11). Układ ten ma wiele zalet, z których można wymienić:

- downsizing na znacznie większą skalę,
- możliwość uzyskania założonych parametrów przy stosunkowo małej prędkości obrotowej,
- redukcję prędkości obrotowej na biegu jałowym,
- możliwość zasilania paliwami alternatywnymi,
- możliwość pracy na ubogiej mieszance,
- większą kontrolę zapłonu mieszanki,
- większą kontrolę recyrkulacji spalin,
- zmniejszenie straty ciepła przy dużym obciążeniu,
- możliwość uzyskania obiegu Atkinsona przy tłokowym silniku,
- możliwość regulacji stopnia sprężania, w zależności od obciążenia w przedziale od 8 do 16.

Te zalety nie rozwiązują problemu niedostatku siły napędowej w pierwszym okresie procesu przyspieszania bezpośrednio po wciśnięciu pedału przyspieszenia do wartości maksymalnej.

Podane powyżej sposoby poprawy sprawności jednostki napędowej, sprowadzają się głównie do kontroli procesu napełniania cylindrów świeżym ładunkiem.

Stąd zgodnie z wcześniejszym opisem, największe możliwości poprawy sprawności silnika upatruje się w zwiększeniu średniego ciśnienia użytecznego p_e . Skutecznym sposobem na jego uzyskanie jest doprowadzenie do cylindra świeżego ładunku powietrza o zwiększonej gęstości, co pozwala na spalanie większej dawki paliwa w jednym cyklu pracy silnika. Samo zwiększenie dawki paliwa, bez zwiększenia ilości powietrza powoduje zwiększenie mocy, ale bardzo znacząco pogarsza wskaźniki emisyjne silnika i jest niezgodne z wytycznymi mającymi na celu ograniczenie emisji substancji szkodliwych. Zwiększenie ilości powietrza w cylindrze silnika umożliwia doprowadzenie większej dawki paliwa, a przez to uzyskanie większej mocy z jednostki napędowej tak potrzebnej w procesie rozpędzania. Ze względu na to, iż newralgicznym punktem procesu rozpędzania jest jego pierwszy okres po wymuszeniu, to do chwilowego zwiększenia mocy jednostki napędowej, proponuje się wykorzystanie krótkotrwałego doładowania. Polega ona na doprowadzeniu do układu dolotowego silnika powietrza rozprężonego z zasobnika w czasie nie przekraczającym okres doładowania 1 s, który ma na celu zwiększyć krótkotrwale stopień napełnienia silnika i przyczynić się do zwiększenia mocy silnika w pierwszym okresie jego rozpędzania. Taki układ musi być wsparty odpowiednim sterowaniem napełnienia silnika przez zastosowanie elektronicznie sterowanej przepustnicy, co zostało opisane w rozdziale 5.

Jednak zastosowanie takiego doładowania w silniku o zapłonie iskrowym może być ograniczone przez wystąpienie spalania stukowego. Z analizy źródeł literatury wykonanej w ramach pracy [8, 23, 62, 69, 84, 85, 106, 108, 121, 146, 149] wynika jednak, że to niekorzystne zjawisko można wyeliminować przez obniżenie temperatury ładunku w cylindrze. Ze względu na wyłącznie chwilowy charakter zwiększonego zapotrzebowania na moment obrotowy silnika, skutecznym rozwiązaniem może być doładowanie zasobnikowe charakteryzujące się możliwością obniżenia temperatury ładunku dzięki rozprężaniu powietrza zmagazynowanego w zasobniku.

2.5.3. Układ przeniesienia napędu

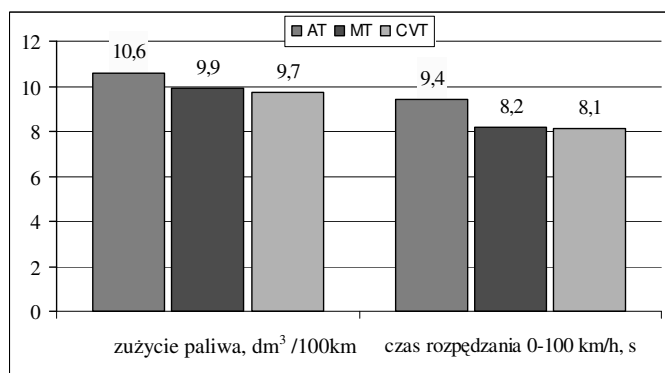
Przebieg procesu rozpędzania zależy od zastosowanego układu przeniesienia napędu. W przypadku, gdy mamy do czynienia z dwoma pojazdami o identycznej charakterystyce silnika, a różnej strukturze UPN, możemy zaobserwować zróżnicowany przebieg siły napędowej na kołach. Jednak dla klasycznego układu napędowego wyposażonego w stopniową skrzynię biegów jego wpływ na przebieg siły napędowej jest bardzo ograniczony, z powodu ściśle określonego przełożenia w układzie przeniesienia napędu. To stałe przełożenie UPN jednoznacznie determinuje prędkość obrotową silnika, stąd w procesie przyspieszania kluczowe

znaczenie ma przyrost mocy w układzie napędowym definiowany stopniem napełnienia silnika. Pozostawiając kierowcy tylko jedną zmienną sterującą, jaką jest uchylenie przepustnicy w kolektorze dolotowym.

Możliwości sterowania układem napędowym w procesie rozpędzania, ale również w całym procesie eksploatacji, rozszerza układ przeniesienia napędu wyposażony w bezstopniową skrzynię biegów. Taki układ napędowy posiada duży potencjał w zakresie kształtowania siły napędowej na kołach samochodu, a w połączeniu z proponowanym systemem krótkotrwałego doładowania pozwoli na kompensację niedostatku siły napędowej na kołach.

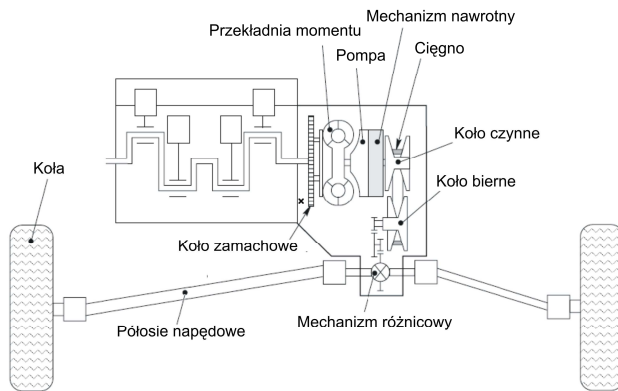
Badania porównawcze wskazują [11, 12, 24, 29, 33, 48, 58, 59, 65, 79, 94, 111, 125, 127, 130, 145], że układy napędowe wyposażone w przekładnię mechaniczną o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły (CVT – Continuously Variable Transmission) i pracujące według odpowiednich strategii mogą skutecznie konkurować z innymi rozwiązaniami, co przedstawiono na rysunku 2.13. Wskaźniki ekonomiczne i dynamiczne są korzystne dla tego rozwiązania.

Jednak te rozwiązania nie są pozbawione wad, gdyż praca układu napędowego według *krzywej sterowania EOL* charakteryzuje się stosunkowo wysoką wartością momentu obrotowego w całym zakresie prędkości obrotowej wału korbowego silnika [125]. W takich warunkach pracy silnik charakteryzuje się niewielkim zapasem momentu obrotowego, który determinuje zdolność przyspieszania pojazdu. Możliwość podwyższenia dynamiki UN wymaga zwiększenia momentu obrotowego silnika, co jest ograniczone charakterystyką zewnętrzną i zakresem jego prędkości obrotowej silnika.



Rys. 2.13. Zużycie paliwa i czas rozpędzania dla różnych rozwiązań układu napędowego [125]

Zatem sterowanie przebiegiem siły napędowej, w procesie rozpędzania dla układu napędowego wyposażonego w przekładnię CVT, wymaga uwzględnienia jednocześnie specyfiki działania podstawowych jego elementów, tj. silnika ZI oraz przekładni CVT. W tym przypadku traktuje się przekładnię mechaniczną o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły jako dodatkowy aktywny element sterowania w UN samochodzie, pozwalający na chwilowy dobór prędkości obrotowej silnika do warunków ruchu. Ponadto taki UPN (rys. 2.14), charakteryzuje się możliwością zmiany przełożenia z ciągłym przenoszeniem obciążenia.



Rys. 2.14. Schemat układu napędowego z przekładnią mechaniczną o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły [145]

Dopuszczalny zakres zmiany przełożenia w UPN jest ograniczony, a jego wartości graniczne są limitowane dostępną charakterystyką silnika. Ze względu na proces ruszania samochodu z miejsca, warunkujący osiągnięcie przez silnik prędkości obrotowej mniejszej od dopuszczalnej wynikającej z jego charakterystyki, konieczne jest zastosowanie sprzęgła głównego. Zastosowanie przekładni hydrokinetycznej w charakterze sprzęgła głównego, umożliwi ruszanie z miejsca, ale również jazdę samochodu z bardzo małą prędkością. Zaletą tego UN jest:

- możliwość pracy z długotrwałym poślizgiem,
- zapobieganie przenoszeniu do UPN drgań wynikających z cykliczności pracy silnika.

Zastosowana w roli sprzęgła przekładnia hydrokinetyczna umożliwia ograniczenie maksymalnej wartości przełożenia UPN przez przyrost przenoszonego momentu obrotowego. Zwiększony w ten sposób moment obrotowy w UPN przekłada się na siłę napędową na kołach, umożliwiającą wykonywanie manewrów z małą prędkością lub ruszanie, co jest niewątpliwie zaletą przekładni. Z drugiej strony wadą tej przekładni są straty energii podczas pracy z poślizgiem przy wyższych prędkościach, dlatego

w tym układzie zastosowano blokadę mechaniczną przekładni hydrokinetycznej. W ten sposób sprawność układu przeniesienia napędu z przekładnią CVT jest uzależniona głównie od konstrukcji przekładni (tzn. sprężystego odkształcenia cięgna i jego promieniowego przemieszczenia, odkształcenia kół stożkowych), ale również od sposobu sterowania (tzn. wybór i prędkość zmiany przełożenia przekładni oraz wartości siły zacisku w stożkowych kołach przekładni). Przenoszenie momentu obrotowego z silnika przez opisywaną przekładnię CVT jest związane z przyłożeniem do tarczy kół stożkowych współpracujących z cięgnem odpowiedniej siły naporu większej od wymaganej minimalnej siły zacisku, która nie dopuszcza do poślizgu elementów współpracujących [29, 33, 48, 58, 59, 65, 79].

Mimo znacznej liczby publikacji [11, 12, 24, 29, 33, 48, 58, 59, 65, 79, 94, 111, 125, 127, 130, 145] na temat sterowania i budowy przekładni ciągle są opracowywane nowe zadania dla tego typu układu przeniesienia napędu. Dla przykładu w ośrodku badawczym koncernu samochodowego Mitsubishi, przeprowadzano badania nad opracowaniem nowej strategii sterowania zorientowanego na minimalne zużycie paliwa, która poprawia sprawność układu napędowego. Do układu sterowania UN wprowadzono, aktywny, dodatkowy parametr sterujący silnikiem, którym jest zmienny kąt wyprzedzenia zapłonu (CAI). Zmiana kąta wyprzedzenia zapłonu, według specjalistów z koncernu Fiat [3], powoduje najszybsze zmiany chwilowej mocy silnika. W tym układzie sterowania moc silnika nie jest wyłącznie determinowana przez stopień jego napełnienia. Taka implementacja sterowania w układzie napędowym spowodowała poprawę powtarzalności punktu pracy silnika i utrzymanie go w ściśle określonym punkcie pracy.

Układ przeniesienia napędu (CVT) pomimo wielu możliwości, również nie rozwiązuje problemu niedostatku siły napędowej w początkowym okresie rozpędzania samochodu.

Stany dynamiczne w bezstopniowym układzie napędowym

Układ napędowy, wyposażony w silnik ZI z układem ETC i bezstopniową przekładnię CVT, pozwala na dobór podstawowych współrzędnych stanu silnika optymalnych ze względu na chwilowe warunki ruchu. Jednak współdziałanie silnika i UPN nie oznacza rozwiązania wszystkich problemów. Pogodzenie małego zużycia paliwa z korzystnymi właściwościami jezdnyimi jest ciągle trudne i wymaga kompromisu. Quasi-stacjonarne punkty pracy silnika dla najmniejszego zużycia paliwa leżą w zakresie wysokiego momentu obrotowego i niskiej prędkości kątowej wału korbowego, blisko krzywej zewnętrznej. W takim przypadku silnik pracuje z umiarkowaną (ekonomiczną) prędkością obrotową, dla której zapas momentu obrotowego jest mały. Tym samym w celu uzyskania większego przyspieszenia pojazdu jest niezbędny szybki i duży wzrost mocy

doprowadzanej do kół napędowych, która jest iloczynem jego momentu obrotowego (M_o) i prędkości obrotowej wału korbowego (n_s),

$$N_e = M_o \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_s. \quad (2.12)$$

Dla zwiększenia mocy silnika konieczne jest zwiększenie jego momentu obrotowego względnie prędkości obrotowej silnika, a największa wartość mocy silnika jest uzyskiwana przy stosunkowo dużej, nierzadko maksymalnej, prędkości obrotowej wału korbowego.

Zatem przyrost mocy silnika można określić zależnością:

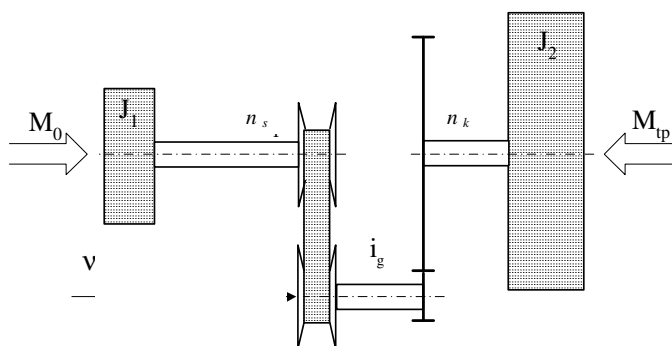
$$\Delta N_e = 2 \cdot \pi \cdot (\Delta M_o \cdot n_s + M_o \cdot \Delta n_s + \Delta M_o \cdot \Delta n_s) \quad (2.13)$$

W quasi-stacjonarnych warunkach pracy biegunowy moment bezwładności silnika jest wprawdzie względnie mały w porównaniu do zredukowanego biegunowego momentu bezwładności całego samochodu. Jednak z powodu niewielkiego zapasu momentu obrotowego, charakterystycznego dla ekonomicznej strategii sterowania UN, przyspieszanie wału korbowego silnika może powodować chwilowy, ale istotny spadek mocy napędowej (określonej na sprzęgle głównym). W stanach dynamicznych szybki wzrost prędkości obrotowej silnika powoduje powstanie bezwładności mechanicznej wynikającej z dużej masy elementów silnika będących w ruchu obrotowym. Ogranicza to możliwość uzyskania znacznego przyspieszenia wału korbowego, a tym samym osiągnięcie istotnego przyrostu mocy silnika w krótkim czasie.

W celu poprawy dynamiki układu napędowego w pracy zaproponowano koncepcję zasobnikowego doładowania silnika, która wsparta UPN o zmiennej wartości przełożenia kinematycznego umożliwi szybki wzrost momentu obrotowego silnika, a następnie jego prędkości obrotowej wału korbowego. Jak wyżej zauważono przekładnia bezstopniowa, w porównaniu do tradycyjnej stopniowej, wprowadza dodatkowy stopień swobody do układu sterowania.

Dalszą analizę teoretyczną, której celem jest rozwiązanie problemu niedostatku siły napędowej, zdolności przyspieszania, przez modyfikację układu napędowego przeprowadzono przy pewnych uproszczeniach. Założono, że samochód porusza się z określoną prędkością liniową, dla której sprzęgło główne jest włączone, a poślizg kół napędowych jest pomijalnie mały. Nie uwzględniono również podatności skrętnej układu przeniesienia napędu. W ten sposób uzyskano uproszczony model UN o dwóch stopniach swobody (rys. 2.15), którego zasadnicze elementy to:

- silnik, sprzęgło i koło napędzające przekładni, o zredukowanym biegunowym momencie bezwładności J_1 ,
- samochód w ruchu postępowym i obrotowym, o zredukowanym momencie bezwładności J_2 .



Rys. 2.15. Uproszczony schemat układu napędowego samochodu osobowego z bezstopniową przekładnią mechaniczną [127]

Ponadto założono, że na układ działa quasi-stacjonarny moment obrotowy silnika (M_o) oraz quasi-stacjonarny moment podstawowy oporu ruchu (M_{tp}), pochodzący od sił oporu toczenia i powietrza. W analizie nie uwzględniono dynamiki procesu generowania momentu obrotowego z silnika spalinowego, a uwagę zwrócono na chwilowe przełożenie przekładni. Tak daleko idące uproszczenia przyjęto w celu analitycznego rozwiązania równania opisującego dynamikę analizowanego układu. Moment napędowy na wyjściu z przekładni pochodzi od momentu obrotowego silnika wyznaczonego w warunkach ustalonych. Zapewnia on przeniesienie mocy napędowej niezbędnej do pokonania podstawowego oporu ruchu oraz do zwiększenia prędkości samochodu

$$M_n \omega_s = \omega_k \left(J_2 \dot{\omega}_k + M_{tp} \right), \quad (2.14)$$

gdzie: $\omega_s = 2 \cdot \pi \cdot n_s$; $\omega_k = 2 \cdot \pi \cdot n_k$.

W oparciu o równania Lagrange'a, ruch układu dynamicznego dla przyjętego schematu (rys. 2.15) można opisać układem równań

$$\begin{cases} J_1 \dot{\omega}_s = M_o - M_n \\ J_2 \dot{\omega}_k = -M_{tp} + iM_n \end{cases} \quad (2.15)$$

Dla maksymalnej dynamiki samochodu podczas przyspieszania układ równań ma postać

$$\begin{cases} J_1 \cdot \dot{\omega}_s = M_{zw} - M_n \\ J_2 \cdot \dot{\omega}_k = -M_{tp} + i \cdot M_n \end{cases} \quad (2.16)$$

Uwzględniając, że

$$\omega_k = \frac{\omega_s}{i}, \quad (2.17)$$

oraz

$$\dot{\omega}_k = \frac{\dot{\omega}_s \cdot i - \omega_s \cdot \dot{i}}{i^2}, \quad (2.18)$$

przyspieszenia w układzie są równe:

$$\begin{cases} \dot{\omega}_s = \frac{M_o \cdot i^2 + J_2 \cdot \omega_s \cdot \dot{i} - M_{tp} \cdot i}{J_1 \cdot i^2 + J_2} \\ \dot{\omega}_k = \frac{M_o \cdot i - J_1 \cdot \omega_s \cdot \dot{i} - M_{tp}}{J_1 \cdot i^2 + J_2} \end{cases} \quad (2.19)$$

Moc napędowa jest w porównaniu do mocy silnika pomniejszona o moc traconą na przyspieszenie elementów wirujących związanych z wałem korbowym silnika z uwzględnieniem sprawności mechanicznej

$$N_n = \eta_{mUPN} \cdot (M_o(\omega_s) - J_1 \cdot \dot{\omega}_s) \cdot \omega_s. \quad (2.20)$$

Pojawiające się przyspieszenie wału korbowego, zmniejsza siłę napędową:

$$F_n(t) = \left(M_o(\omega_s) - J_1 \cdot \dot{\omega}_s \right) \frac{\omega_s}{r_d \cdot \omega_k}. \quad (2.21)$$

W silniku ZI, quasi-styczny moment obrotowy jest funkcją uchylenia przepustnicy oraz prędkości obrotowej wału korbowego (patrz rozdział 4.3.2 rys. 4.22). Dla stałego położenia przepustnicy, moment obrotowy można opisać wielomianem, najczęściej 3. stopnia.

Dla uproszczenia zapisu, moment oporu pochodzącego od sił oporu toczenia i powietrza (rozd. 2.3), opisano równaniem przybliżonym, wystarczająco dokładnym na potrzeby symulacji cyfrowej, przeprowadzonej w tym punkcie

$$M_{op} = r_d \cdot (c_1 + c_2) \cdot v^2 \quad (2.22)$$

gdzie:

$$c_1 = m \cdot g \cdot f_0, \quad (2.23)$$

$$c_2 = m \cdot g \cdot f_0 \cdot f_v + \frac{c_x \cdot A \cdot \rho}{2}. \quad (2.24)$$

Wprowadzenie podstawienia

$$v = \omega_s \cdot \frac{r_d}{i}, \quad (2.25)$$

daje następujące równanie mocy napędowej

$$N_n = \eta_{mUPN} \cdot \omega_s \cdot \frac{M_o(\omega_s) - J_1 \cdot \omega_s \cdot \frac{\dot{i}}{i} + \frac{J_1 \cdot r_d \cdot i}{J_2} \cdot \left[c_1 + c_2 \cdot \left(\frac{r_d}{i} \omega_s \right)^2 \right]}{\frac{J_1}{J_2} \cdot i^2 + 1}. \quad (2.26)$$

Wyprowadzone równanie pozwala na analityczne określenie mocy napędowej w zależności od prędkości obrotowej wału korbowego, chwilowego przełożenia i jego pochodnej po czasie dla dowolnego położenia przepustnicy.

2.5.4. Przyspieszenie wzdłużne pojazdu w fazie wzrostu przełożenia

Zgodnie z równaniem (2.26), chwilowa moc napędowa jest w bezstopniowym układzie napędowym funkcją wielu zmiennych. Dodatkowym czynnikiem wpływającym na moc napędową jest prędkość zmiany przełożenia układu przeniesienia napędu, która ma wpływ na przyspieszenie samochodu.

Przyspieszenie wzdłużne samochodu można wyznaczyć, wykorzystując związek

$$a = r_d \cdot \dot{\omega}_k. \quad (2.27)$$

Mając na uwadze równanie (2.4), równowagi sił przy rozpędzaniu na drodze poziomej, uzyskuje się równanie pozwalające na analityczne określenie przyspieszenia samochodu w zależności od prędkości jazdy i pochodnej zmiany przełożenia układu napędowego po czasie

$$a = \frac{M_o(\omega_s) \cdot r_d - J_1 \cdot v \cdot \dot{i} - \frac{r_d^2}{i} (c_1 + c_2 \cdot v^2)}{i \cdot \left(J_1 + \frac{J_2}{i^2} \right)} \quad (2.28)$$

Jak wynika ze wzoru, dodatnia wartość pochodnej zmiany przełożenia, zmniejsza przyspieszenie samochodu. Dobór odpowiedniej prędkości zmiany przełożenia ma istotne znaczenie. Chwilowa jej wartość wpływa na moc napędową, a tym samym rzutuje na dynamikę wzdłużną samochodu i zdolność przyspieszania. Dla uzyskania dobrej dynamiki jest celowe uzależnienie prędkości zmiany przełożenia od chwilowych warunków ruchu. Można przyjąć założenie, że zwiększeniu wychylenia pedału przyspieszenia nie powinno towarzyszyć zmniejszenie prędkości jazdy samochodu. Założenie to pozwala na wyznaczenie granicznej wartości pochodnej przełożenia w układzie przeniesienia napędu. Przyrównując lewą stronę równania (2.26) do zera, po przekształceniach uzyskuje się:

$$\dot{i}_{gr} = \frac{r_d \cdot \left[\frac{\omega_s}{v} \cdot M_o(\omega_s) - (c_1 + c_2 \cdot v^2) \right]}{J_1 \cdot \omega_s} \quad (2.29)$$

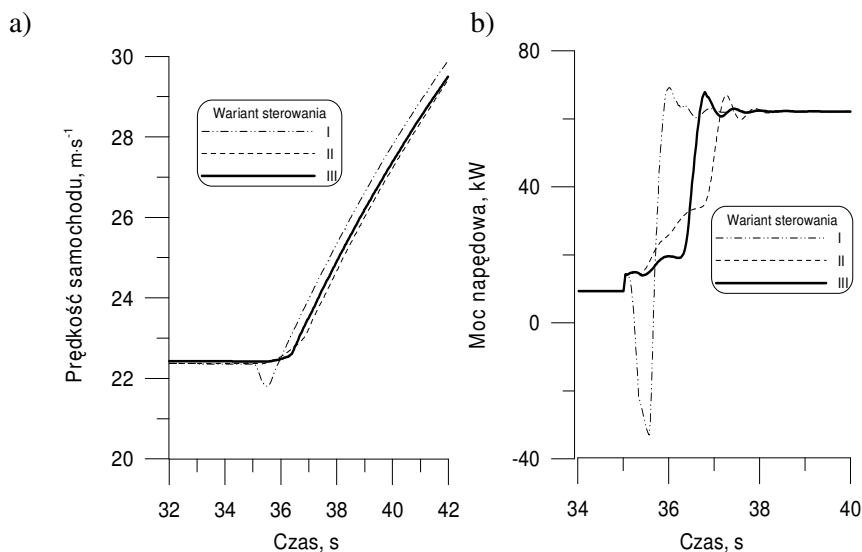
Oznacza to, że graniczna wartość pochodnej zmiany przełożenia zależy od chwilowych warunków ruchu i stanu pracy układu napędowego. Jest ona wprost proporcjonalna do wartości quasi-stacjonarnego zapasu siły napędowej (wyrażenie w nawiasie kwadratowym), a odwrotnie proporcjonalna do wartości biegunowego momentu bezwładności mas wirujących związanych z wałem korbowym silnika.

Zrealizowane w pracach badawczych [125, 127], w których autor był głównym wykonawcą, badania symulacyjne układu napędowego przy wykorzystaniu Symulatora Obciążenia Drogowego Silnika [80, 92], przeprowadzono dla ekonomicznej strategii sterowania układem napędowym i symulowano rozpędzanie samochodu od stałej prędkości jazdy ok. 80 km/h. Rozpędzanie od tej prędkości jazdy jest niekorzystne, gdyż prędkość obrotowa silnika w tych warunkach ruchu jest jeszcze niewielka, natomiast quasi-stacjonarny moment oporu ruchu samochodu jest stosunkowo duży. Tym samym wartość chwilowego zapasu momentu

obrotowego silnika jest najmniejsza. Wymagany maksymalny przyrost mocy napędowej, po nagłym i pełnym wychyleniu przepustnicy, można osiągnąć tylko przez szybkie zwiększenie przełożenia układu napędowego. Poniżej przedstawiono czasowe przebiegi wielkości charakteryzujących proces rozpędzania samochodu dla różnych wariantów sterowania układem napędowym (rys. 2.17b).

Rozpatrzono następujące warianty sterowania [125]:

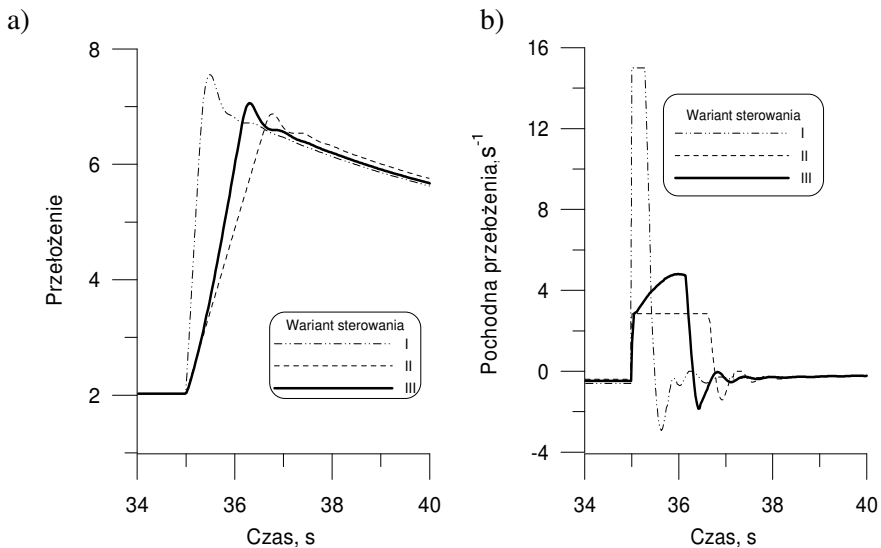
- stała wartości prędkości zmiany przełożenia ($\frac{di}{dt}$ – pochodna przełożenia) niezależnie od chwilowych warunków ruchu i wynosi $v=15$ 1/s (I wariant);
- wartość prędkości zmiany przełożenia jest ustalana każdorazowo po zmianie położenia przepustnicy w oparciu o model dynamiczny i utrzymywana na stałym poziomie przez cały czas trwania procesu przejściowego (II wariant);
- wartość prędkości zmiany przełożenia jest określana w sposób ciągły na podstawie modelu dynamicznego układu napędowego (III wariant).



Rys. 2.16. Parametry układu napędowego w stanie dynamicznym [125];
a) prędkość samochodu b) moc napędowa

W przypadku wariantu I moc napędowa chwilowo znacznie spada do wartości ujemnej (około 35 kW rys. 2.16b). Po osiągnięciu przez silnik znamionowej prędkości obrotowej, przełożenie osiąga wartość maksymalną, a następnie maleje (rys. 2.17a). Widoczny wyraźny chwilowy spadek mocy

napędowej skutkuje niekorzystnym opóźnieniem samochodu, bezpośrednio po zmianie uchylenia przepustnicy w pierwszym okresie rozpędzania. Taki wariant sterowania zapewnia wprawdzie uzyskanie maksymalnej mocy napędowej w najkrótszym czasie (rys. 2.16b), a tym samym najkrótszy czas rozpędzania (rys. 2.16a), ale jest niekorzystny z punktu widzenia komfortu jazdy. Komfort ten można scharakteryzować przez wskaźnik D, tj. pochodną przyspieszenia wzdłużnego (rys. 2.18b). W omawianym wariantcie, wskaźnik D początkowo spada do wartości ok. $-5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-3}$, a następnie rośnie do $8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-3}$. Różnica sięga więc aż 13 jednostek. W wariantcie II maksymalna wartość pochodnej przełożenia jest równa $2,85 \text{ s}^{-1}$. W wyniku tak znacznego ograniczenia prędkości zmiany przełożenia prędkość obrotowa silnika oraz moc narastają wolniej. Moc napędowa jest wprawdzie przez cały czas trwania procesu przejściowego dodatnia, jednak wartość znamionową osiąga zdecydowanie później (po ok. 2,25 s od uchylenia przepustnicy, wobec 1 s dla wariantu I).

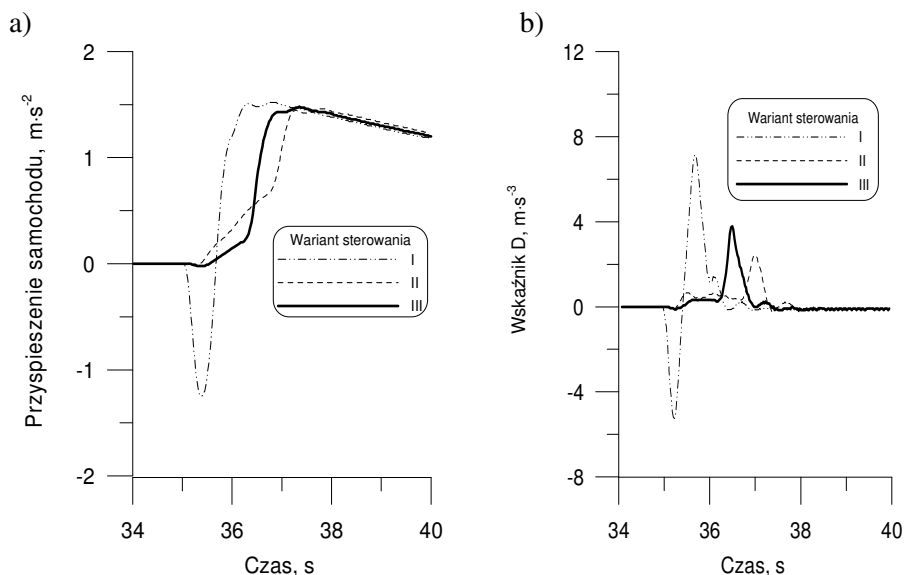


Rys. 2.17. Wyniki symulacji procesu rozpędzania [125]; a) przełożenie układu napędowego, b) pochodna przełożenia

Widoczna poprawa komfortu jazdy (pochodna przyspieszenia wzdłużnego nie przekracza $2,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-3}$), jest jednak powiązana ze spadkiem dynamiki procesu rozpędzania. Prędkość jazdy 100 km/h jest w tym przypadku osiągana po upływie 5,4 s, podczas gdy dla wariantu I następuje to już po 4,9 s, co skutkuje różnicą czasu 0,5 s. Na szczególną uwagę zasługuje III wariant sterowania. W tym przypadku uzyskuje się również

wysoki komfort jazdy (pochodna przyspieszenia wzdłużnego nie zmienia znaku, a jej wartość maksymalna nie przekracza $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-3}$), jednak maksymalna moc napędowa jest już osiągana po upływie 1,8 s. Skutkuje to skróceniem czasu rozpędzania w rozważanym przedziale prędkości do 5,2 s.

Przedstawiona analiza teoretyczna oraz przykładowe wyniki symulacji dowodzą, że dobór maksymalnej wartości pochodnej przełożenia w układzie przeniesienia napędu jest ważne ze względu na prawidłowy przebieg procesu przyspieszania, co zostało również przedstawione w pracy autora [79]. Szczególnie ważny jest wpływ wartości pochodnej zmiany przełożenia na właściwości jezdne, intensywność procesu rozpędzania oraz komfort jazdy. Nadmierna wartość pochodnej przełożenia skutkuje chwilowym spadkiem mocy napędowej.



Rys. 2.18. Wyniki symulacji procesu przejściowego [125];
a) przyspieszenie samochodu, b) wskaźnik D

W rezultacie spadku mocy napędowej przyspieszenie samochodu bezpośrednio po zwiększeniu uchylenia przepustnicy jest niewystarczające (rys. 2.18a). Dla przykładu wariant sterowania I, przyspieszenie chwilowo zmienia znak na ujemny. Jest to szczególnie niekorzystnie odbierane przez kierującego i odczuwane jako chwilowe pogorszenie właściwości jezdnych. Jednocześnie zmiana znaku pochodnej przyspieszenia i duże zróżnicowanie jej wartości świadczy o niewystarczającej płynności ruchu samochodu, jednoznacznej z obniżeniem komfortu jazdy. Ograniczenie wartości

pochodnej przełożenia skutecznie eliminuje te niedogodności. Jednak związany z tym wolniejszy przyrost mocy napędowej pogarsza dynamikę procesu rozpędzania, co przejawia się wydłużeniem czasu niezbędnego do osiągnięcia założonej prędkości końcowej.

Koncepcja zasobnikowego doładowania ma na celu poprawę dynamiki procesu rozpędzania przez zwiększenie momentu obrotowego silnika w początkowym okresie procesu przyspieszania. Ze względu na to, że w wariacie nr I chwilowy spadek mocy napędowej występuje w bardzo krótkim okresie czasu (rys. 2.18a), który nie przekracza 0,5 s, zdecydowano się na zastosowanie krótkotrwałego doładowania z zasobnika o wysokim ciśnieniu, jego koncepcja zostanie przedstawiona w dalszej części pracy.

2.6. Kompensacja niedostatku siły napędowej

2.6.1. Założenia ogólne

Zagadnienie ruchu samochodu można analizować w oparciu o przedstawiony w rozdziale 2.2 system **KSO**, dla którego w większości przypadków istnieje szeregowy układ sterowania napędem. Rozbudowa systemu o układ napędowy z przekładnią mechaniczną o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły, daje nowe możliwości w zakresie generowania i kontroli siły napędowej [10, 11, 29, 36, 53, 55, 76, 79, 111, 115, 124, 125, 126, 130, 145]. Szczególnie wyniki badań otrzymane przez Serrarensa [131], Vroemena [145], Bosa [12], Ide [48], Jantosa [58] wykazały, iż na drodze implementacji zintegrowanych nowych algorytmów sterowania takim samochodowym układem napędowym możliwe jest osiągnięcie w konsekwencji dobrych wskaźników ekonomicznych (zużycie paliwa) oraz emisyjnych. Według opinii wielu autorów osiągnięto to przez automatyzację układu napędowego o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły, współpracującego z silnikiem i kierowcą.

Dla kierowcy nadal głównym elementem sterującym układem napędowym jest położenie pedału przyspieszenia. Jednak moc silnika i przełożenie układu napędowego mogą być dostosowywane do chwilowych warunków ruchu w procesie rozpędzania samochodu. Rozpatrywany problem układu napędowego z kompensacją niedostatku siły napędowej wymaga uwzględnienia wielu powiązań funkcjonalnych występujących w rzeczywistym układzie napędowym.

W przypadku analizowanego procesu rozpędzania i dla rozpatrywanego układu napędowego, z przekładnią mechaniczną bezstopniową o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły, kierowca oddziałuje na zadaną prędkość liniową pojazdu wyłącznie za pomocą pedału przyspieszenia. Proces rozpędzania kontroluje wyłącznie przez wskazanie prędkościomierza na panelu kontrolnym, które jest jego sprzężeniem zwrotnym dla procesu sterowania.

Takie sterowanie układem napędowym jest możliwe w procesie rozpędzania z małą dynamiką. W przypadku szybkich zmian zapotrzebowania mocy, działanie układu staje się nieefektywne. Żądanie przez kierowcę zwiększenia mocy układu napędowego wymaga od silnika szybszego wzrostu momentu obrotowego i prędkości obrotowej wału korbowego silnika. W tym przypadku moc napędowa zgodna z równaniem (2.4), jest pomniejszona wskutek działania momentu bezwładności. Powstanie momentu bezwładności w układzie napędowym jest powodem niedostatku siły napędowej na kołach w początkowej fazie procesu przejściowego.

Siła napędowa na kołach F_n występująca w obszarze styku koła napędzanego z nawierzchnią wynosi:

$$F_n = \frac{(M_o - M_b) \cdot i_c \cdot \eta_p}{r_d} \leq (F_n)_{gr}. \quad (2.30)$$

Zatem zależy ona od:

- od momentu obrotowego (M_o) oraz jego przebiegu w polu pracy silnika,
- od momentu bezwładności silnika (M_b),
- od przełożenia całkowitego (i_c) w układzie napędowym,
- od rodzaju zastosowanego układu napędowego (budowy, architektury) wpływającego na sprawność (η_p) przenoszonego momentu, a więc sprawność całego układu napędowego,
- od promienia dynamicznego koła (r_d).

W układzie napędowym w sposób aktywny, można oddziaływać na dwie zmienne sterujące układem napędowym, tj. momentem obrotowym silnika oraz przełożeniem układu napędowego, które determinują prędkość obrotową silnika.

W procesie rozpędzania samochodu konieczne jest zwiększenie mocy użytecznej silnika, dla zachowania zdolności przyspieszania pojazdu. Zgodnie z równaniem (2.26), przyrost mocy użytecznej jest możliwy w wyniku zwiększenia momentu obrotowego i prędkości obrotowej silnika. Przy czym zwiększenie momentu obrotowego silnika jest ograniczone przez wartość dostępnego zapasu momentu obrotowego na charakterystyce silnika (patrz rozdział 4.3.2 rys. 4.22). Ze względu na niedobór siły napędowej należy dążyć do pozyskania, w tej fazie, jak największego momentu obrotowego, a jeśli to możliwe wyższego niż wynika to z krzywej charakterystyki zewnętrznej. Natomiast faza zwiększenia prędkości obrotowej silnika powinna następować po wzroście momentu. Zależy ona od przełożenia UPN i wiąże się z przyrostem bezwładności mechanicznej silnika, a w procesie przyspieszania ze spadkiem przyspieszenia liniowego. Ponadto w stanie dynamicznym uwzględnić należy opóźnienie w odpowiedzi na zmianę sygnału sterowania, wywołaną przede wszystkim przez

bezwładność mechaniczną silnika, wynikającą z dużej masy elementów ruchomych silnika.

Rozpatrywany problem przyrostu siły napędowej w procesie przyspieszania nabiera szczególnego znaczenia w układach napędowych pojazdów, w których możliwa jest praca według strategii sterowania zorientowanej na ograniczenie zużycia paliwa, czyli maksymalną efektywność pracy silnika. Taka praca UN wiąże się z pracą silnika przy małej prędkości obrotowej wału korbowego (małe przełożenie UPN) i dużym momencie obrotowym przy określonej prędkości ruchu pojazdu. W rezultacie zapas momentu obrotowego (mierzonego od charakterystyki zewnętrznej – M_{zw}) jest mały, co zgodnie z równaniem:

$$M_{zw} - M_{op} = J_1 \dot{\omega}_s, \quad (2.31)$$

ogranicza możliwość uzyskania przyspieszenia wału korbowego, a tym samym uzyskanie istotnego przyrostu mocy silnika w krótkim czasie. Zatem zapas momentu obrotowego można przyjąć za wielkość kryterialną przy wyborze podstawowych współrzędnych stanu silnika, ze względu na zdolność przyspieszania samochodu.

Zwiększenie mocy jednostki napędowej jest możliwe przez zwiększenie prędkości obrotowej silnika, jak i jego momentu obrotowego. Ze względu na m.in. procesy bezwładności, zmiany obydwu wielkości charakteryzują się pewną inercyjnością [8, 19, 27, 31, 35, 60, 62, 66, 69, 81, 85, 92, 103, 105, 107, 146, 150]. Jednak bezwładność mechaniczna UN, związana z przyrostem prędkości obrotowej silnika, wywiera istotnie większy, niekorzystny wpływ na przebieg procesu przejściowego, w porównaniu z akumulacją przepływowo-cieplną, decydującą o inercji procesu generowania momentu obrotowego.

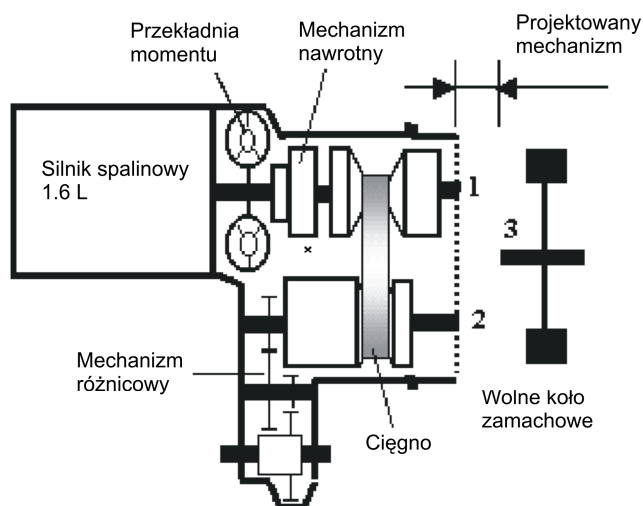
Z tego powodu szybki wzrost mocy w UN powinien być osiągnąć przede wszystkim wskutek wzrostu stopnia zasilania silnika (jego momentu obrotowego), a dopiero w przypadku niewystarczającego zapasu momentu obrotowego może być uzupełniany przyrostem prędkości obrotowej silnika.

W wielu zagranicznych ośrodkach badawczo-naukowych [12, 29, 33, 39, 47, 48, 63, 64, 65, 94, 108, 124], prowadzone są prace zmierzające do poprawy sprawności UN. Problem jest rozpatrywany dwukierunkowo. Pierwszy kierunek dotyczy modernizacji jednostki napędowej (np. instalowania dodatkowych źródeł energii – IMA Honda). Drugi jest związany z modernizacją UPN przez zamianę sposobu sterowania lub instalowanie rekuperatorów energii np. bezwładników. Takie rozwiązania UN w literaturze noszą nazwę układów o zerowej inercji (*ZeroInertia*) i są w pewnym sensie rodzajem hybrydowych układów przeniesienia napędów [76]. Zastosowanie tego typu rozwiązań, pozwala na uzyskanie poprawnego

przebiegu momentu obrotowego w układzie napędowym w procesie rozpędzania pojazdu. Rozwiązania tego typu wymagają jednak dużych modyfikacji układu przeniesienia napędu oraz zwiększają masę samochodu i jego cenę.

2.6.2. Modyfikacje układu przeniesienia napędu

Spośród wielu badań prowadzonych nad opracowaniem układu o zmniejszonej bezwładności na uwagę zasługują prace Vroermena [145], Serrarensa [130] oraz Franka [29], które nie tylko wskazują na problem chwilowego niedoboru siły napędowej na kołach, ale proponują również sposób jego rozwiązania. Dla przykładu Serrarens i Vroermen, zmodyfikowali układ przeniesienia napędu z przekładnią CVT przez zastosowanie bezwładnika w postaci bezwładnika (*fly wheel*) o znacznym biegunowym momencie bezwładności. To koło zamontowano poza przekładnią, a jako element łączący przekładnię CVT z wolnym kołem posłużyła przekładnia planetarna. Opracowana koncepcja UN pozwoliła na odzyskanie energii hamowania w procesie zwalniania pojazdu i oddanie jej w pierwszej fazie procesu przyspieszania (rys. 2.19).



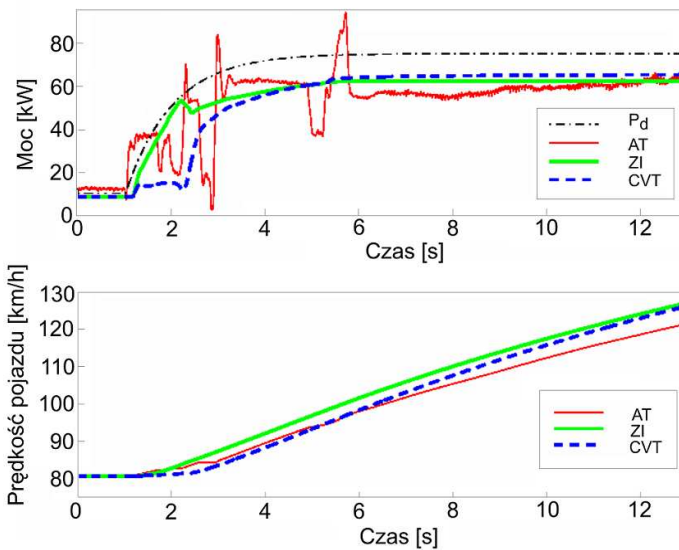
Rys. 2.19. Schemat UN z kompensacją bezwładności [145]

Na rysunku (rys. 2.20a) porównano wyidealizowany przebieg mocy w układzie napędowym podczas rozpędzania (P_d) z jej odpowiednikiem w rzeczywistym układzie napędowym. Porównano proponowane rozwiązanie przedstawione przez Vroermena i innych tj. przekładnię CVT z użyciem bezwładnika (ZI) z:

- konwencjonalną przekładnią (CVT);
- przekładnią automatyczną (AT).

Na skutek doprowadzenia do UN większego momentu napędowego z bezwładnika nie wystąpił efekt niedostatku siły napędowej, a samochód rozpędza się szybciej w pierwszym okresie wzrostu prędkości liniowej samochodu (rys. 2.20b). W tym okresie rzeczywisty przebieg mocy napędowej dla przekładni (ZI – linia zielona) jest zbliżony do przebiegu teoretycznego (P_d – linia przerywana z kropką). Zarówno przekładnia CVT jak i przekładnia automatyczna AT w tym okresie znacząco odbiegają od przebiegu teoretycznego.

Zastosowane rozwiązanie powoduje polepszenie bilansu energetycznego samochodu, co przekłada się na zmniejszenie zużycia paliwa oraz możliwość realizacji funkcji w UN typu „stop and go”.



Rys. 2.20. Proces rozpędzania pojazdu ze zmodernizowaną przekładnią CVT od określonej prędkości 80 km/h do 120 km/h: przebieg mocy napędowej, b) prędkości liniowej samochodu [130]

Rozwiązanie to ma też wady w postaci znacznej komplikacji układu przeniesienia, wzrostu masy samochodu, przerostu budowy algorytmów sterowania, co sprawia, że nie został powszechnie wprowadzony do użytkowania.

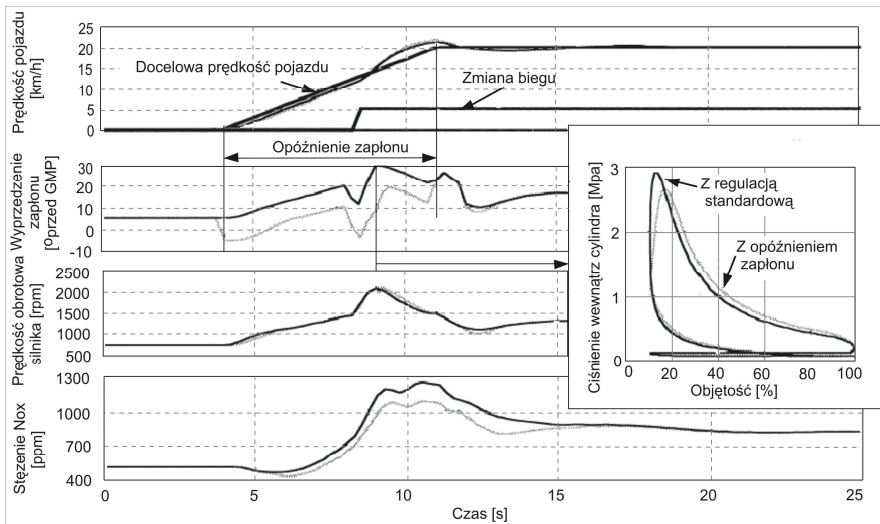
2.6.3. Modyfikacje jednostki napędowej

Współrzędne punktu pracy silnika, najkorzystniejsze ze względu na sprawność energetyczną, przy określonym zapotrzebowaniu mocy, są jednoznacznie zdeterminowane. Jednak wymagana moc na kołach jest ściśle określona wyłącznie w przypadku śledzenia zadanego profilu prędkości. Jest to przypadek wyjątkowy, związany z badaniami homologacyjnymi. W ruchu rzeczywistym realizowany profil prędkości jest rezultatem wzajemnego oddziaływania wielu czynników.

Stąd wniosek, że *zapotrzebowanie mocy na kołach samochodu nie jest jednoznacznie określone i nie musi, w sposób zdeterminowany, wynikać z położenia pedału przyspieszenia.*

To spostrzeżenie legło u podstaw interpretacji sterującego działania kierowcy w nowy, odmienny sposób. Wychylenie pedału przyspieszenia jest traktowane jako żądanie zmiany wartości mocy silnika, przy czym wymagany jej przyrost może być zarówno dodatni, jak i ujemny. Dodatkowo wartość mocy nie jest jednoznacznie uzależniona od wartości prędkości samochodu. Uchylenie przepustnicy, czas wtrysku, kąt wyprzedzenia zapłonu, fazy rozrządu, zmienny wznios zaworów czy ciśnienie powietrza doładowującego, to podstawowe parametry regulacyjne silnika determinujące jego moc, a więc również siłę napędową doprowadzoną do kół.

Z badań opisanych w pracy [108] wynika, że aby osiągnąć znaczące nagłe zmiany chwilowej mocy silnika w obrębie jego charakterystyki, można wykorzystać do tego celu sterowanie zapłonem silnika. To rozwiązanie zastosowano w koncernie Mitsubishi, w którym zmodyfikowano UN pojazdu z przekładnią CVT przez zmianę logiki sterowania silnikiem ZI. Cechą charakterystyczną tego układu napędowego jest zaprojektowany specjalnie dla niego algorytm adaptacyjnego sterowania wyprzedzeniem zapłonu. Efekt działania takiego układu przedstawiono na rysunku 2.21.



Rys. 2.21. Przykład przebiegu procesu rozpędzania z kontrolą zapłonu [108]

W ten sposób można wpłynąć na proces spalania w cylindrze, uzyskując przede wszystkim poprawę emisji substancji szkodliwych oraz możliwość pracy UN według strategii sterowania z kontrolą zapłonu. Niestety rozwiązanie to nie wpływa znacząco na zmianę dynamiki procesu rozpędzania.

Doładowanie jest jednym z podstawowych sposobów pozwalającym na uzyskanie większego momentu obrotowego z jednostki napędowej pojazdu. W literaturze [60, 62, 105, 152] znanych jest wiele układów doładujących silnik spalinowy w sposób ciągły (np. układy sprężarkowe), względnie okresowy (np. układy zasobnikowe).

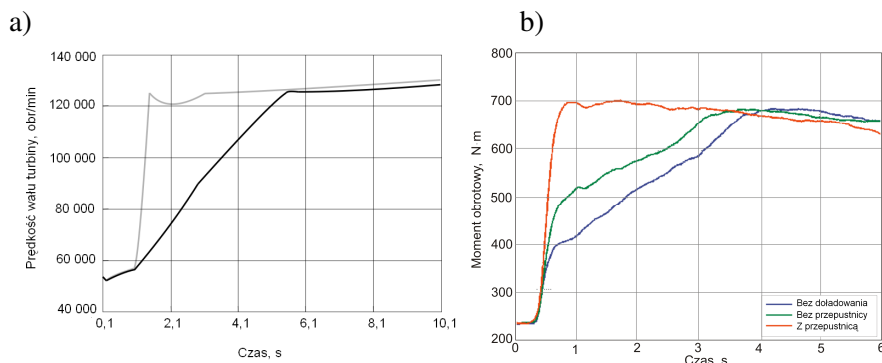
Wspomniane układy sprężarkowe, pomimo ich powszechnego wykorzystania w zasilaniu silników spalinowych, cechuje szereg ograniczeń i wad. Poważniejsze z nich to niedostosowanie wydajności turbiny do prędkości obrotowej silnika (za dużo powietrza przy dużych prędkościach obrotowych silnika) oraz efekt tzw. turbodziury powstały w chwili gwałtownego przyrostu prędkości obrotowej silnika, szczególnie uciążliwy dla silników o zapłonie samoczynnym. Innym, równie ważnym ograniczeniem występującym przy doładowaniu silnika spalinowego o zapłonie iskrowym jest możliwość wystąpienia nieprawidłowego procesu spalania w cylindrze, wywołanego zbyt wysokim ciśnieniem doładowania. Prowadzi to do zjawiska spalania stukowego, które może doprowadzić do uszkodzenia silnika. Dlatego w wielu ośrodkach badawczych są prowadzone liczne prace zmierzające do poprawy działania przede wszystkim zespołu

turbosprężarek [27, 31, 35, 85]. Jak podaje Merkisz [97], w doładowaniu upatruje się jeden z kierunków dalszego rozwoju silników spalinowych.

Prace rozwojowe można podzielić na trzy kategorie charakteryzujące się:

- zmienną charakterystyką turbosprężarki,
- układami kombinowanymi,
- łączeniem turbosprężarek w stopnie.

Interesującym rozwiązaniem jest układ przedstawiony w pracy [107] dla silnika o zapłonie samoczynnym, w którym zastosowano układ kombinowany składający się z turbosprężarki oraz zasobnika ze sprężonym powietrzem. W chwili przyrostu prędkości obrotowej silnika, gdy prędkość obrotowa sprężarki jest niewystarczająca i powstaje efekt tzw. turbodziury, doprowadza się dodatkowe powietrze z zasobnika przez specjalny układ regulacji napływu powietrza do cylindra. W ten sposób istnieje możliwość doprowadzenia dodatkowej ilości powietrza i paliwa do procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym. W wyniku zastosowania doładowania silnika o zapłonie samoczynnym uzyskuje się szybszy i większy przyrost momentu obrotowego silnika (rys. 2.22b) oraz większą wydajność zespołu turbosprężarki w pierwszym okresie wzrostu prędkości obrotowej silnika (rys. 2.22a).



Rys. 2.22. Zmiana parametrów silnika po doładowaniu: a) porównanie prędkości obrotowej turbosprężarki, b) porównanie przebiegu momentu obrotowego silnika z turbosprężarką i układem doładowania [107]

Zastosowanie układu doładowania zasobnikowego w silniku turbo- doładowanym o zapłonie samoczynnym, z dodatkową przepustnicą w kolektorze dolotowym silnika przymykaną na czas doładowania powietrzem z zasobnika, pozwoliło na skrócenie czasu rozpędzania turbosprężarki (linia szara rys. 2.22a) w tym przypadku o około 3,5 s wcześniej w porównaniu z tradycyjnie turbodoładowanym silnikiem (linia czarna rys. 2.22a). Szybszy przyrost prędkości obrotowej turbosprężarki wpływa również korzystnie na

przebieg momentu obrotowego silnika. Na rysunku 2.22b porównano krzywe momentu obrotowego uzyskane w wyniku działania proponowanego układu doładowania dla dwóch wariantów tj.:

- linia czerwona; układ doładowania zasobnikowego z dodatkową przepustnicą w kolektorze dolotowym, którą zamontowano w celu zwiększenia wydajności układu doładowania zasobnikowego,
 - linia zielona; układ doładowania zasobnikowego bez dodatkowej przepustnicy w kolektorze dolotowym,
- oraz linia niebieska dla silnika turbodoładowanego niemodyfikowanego, tj. bez dodatkowego układu doładowania zasobnikowego.

Zastosowany układ doładowania z dodatkową przepustnicą w kolektorze dolotowym pozwolił na szybsze uzyskania maksymalnego momentu obrotowego silnika, w tym przypadku około 700 N·m o 3,5 s wcześniej w porównaniu z tradycyjnie turbodoładowanym silnikiem. Zastosowany układ pozwolił na likwidację efektu tzw. „turbodziury”, a więc redukcji opóźnienia reakcji silnika turbodoładowanego na żądanie zwiększonej mocy.

Wobec dużego znaczenia problemu niedostatku siły napędowej w procesie przyspieszania oraz braku szerzej akceptowalnego rozwiązania przy niewystarczających danych doświadczalnych podjęto badania własne.

3. PROBLEM BADAWCZY I ZAKRES PRACY

Analiza stanu wiedzy oraz wyniki badań własnych autora dotyczących przebiegu siły napędowej, pozwoliły na stwierdzenie, że stopień identyfikacji i opis przebiegu procesu rozpędzania samochodu osobowego nie został w pełni dokonany, a liczba publikacji jest stosunkowo niewielka. Uznano zatem za celowe uzupełnienie i rozszerzenie istniejącego stanu wiedzy w zakresie identyfikacji przebiegu siły napędowej w procesie rozpędzania. *Głównym problemem* wymagającym rozwiązania, jest przejściowy niedostatek siły napędowej w procesie rozpędzania w początkowym okresie. Niedostatek siły napędowej, zdaniem autora, wynika głównie ze zjawiska bezwładności mas w układzie napędowym samochodu.

Założono, że możliwe jest uzyskanie większej wartości mocy w układzie napędowym, które korzystnie wpłynie na właściwości dynamiczne samochodu osobowego i jego zdolność przyspieszania. Zatem *zadaniem układu napędowego jest dostarczenie siły napędowej do kół napędowych samochodu, a w przypadku jej chwilowego niedostatku należy skorzystać z proponowanego układu krótkotrwałego doładowania zasobnikowego.*

W związku z czym w pracy sformułowano trzy cele: naukowy, techniczny, aplikacyjny.

Naukowym celem pracy było opracowanie teoretycznych podstaw dla układu napędowego kompensującego niedostatek siły napędowej w początkowym okresie rozpędzania samochodu osobowego. Realizacja tego celu wymagała analizy obecnego stanu wiedzy oraz szeregu badań eksperymentalnych.

Technicznym celem pracy było zaproponowanie układu krótkotrwałego doładowania silnika o zapłonie iskrowym na potrzeby konkretnego silnika, a na jego podstawie zaproponowanie koncepcji układu napędowego z kompensacją niedostatku siły napędowej w początkowym okresie rozpędzania samochodu osobowego.

Aplikacyjnym celem pracy było zaprojektowanie, wykonanie i zweryfikowanie układu krótkotrwałego doładowania silnika o zapłonie iskrowym o pojemności skokowej $1,242 \text{ dm}^3$. Założeniem było zwiększenie stopnia napełnienia cylindrów świeżym ładunkiem o obniżonej temperaturze pozwalającej na uzyskanie wyższej mocy pozwalającej na szybsze rozpędzenie silnika i pokonanie jego sił bezwładności w procesie rozpędzania.

Osiągnięcie założonych celów wymagało zrealizowania wieloetapowych zadań obejmujących:

- analizę układu napędowego i przeprowadzenie badań symulacyjnych;
- badania drogowe układu napędowego;

- identyfikację parametrów silnika w warunkach statycznych i dynamicznych;
- identyfikację parametrów układu przeniesienia napędu;
- opracowanie i zamodelowanie układu krótkotrwałego doładowania silnika o zapłonie iskrowym;
- badania symulacyjnego zjawisk zachodzących w kolektorze dolotowym;
- badania stanowiskowego układu krótkotrwałego doładowania na stanowiskowym Symulatorze Drogowego Obciążenia Silnika;
- opracowanie koncepcji układu napędowego z kompensacją niedostatków siły napędowej.

Tak obszerny zakres zrealizowanych zadań wynika ze znacznej złożoności rozpatrywanego problemu i konieczności realizacji badań empirycznych. Zakres badań, zastosowane metody badawcze i strukturę pracy w sposób schematyczny przedstawiono na rys. 3.1.

Na podstawie analizy literatury oraz własnego doświadczenia autora sformułowano następującą tezę główną pracy:

„istnieje możliwość rozwiązania problemu niedostatków siły napędowej w procesie rozpędzania, przez zastosowanie układu krótkotrwałego doładowania silnika, w sposób zapewniający osiągnięcie korzystnych właściwości dynamicznych układu napędowego samochodu osobowego w porównaniu z uzyskiwanymi w rozwiązaniach tradycyjnych”.

Geneza problemu	Analiza obecnego stanu wiedzy i określenie tendencji rozwojowych układu napędowego kompensującego niedostatek siły napędowej	1
	Badania symulacyjne układu napędowego Określenie problemu badawczego Cel naukowy	2
Problem badawczy	Główna teza, cele i zakres pracy	3
Badania eksperymentalne Opracowanie układu krótkotrwałego doładowania	Badania drogowe układu napędowego Analiza chwilowego przyspieszenia samochodu Badania stanowiskowe silnika	4
	Założenia, koncepcja i wykonanie układu krótkotrwałego doładowania Cel techniczny i aplikacyjny	5
	Badania modelowe i symulacyjne	5
	Badania weryfikacyjne układu krótkotrwałego doładowania w warunkach stanowiskowych	5
Wnioski	Koncepcja układu napędowego z kompensacją niedostatku siły napędowej w procesie rozpędzania samochodu osobowego	5
	Podsumowanie	6

Rys. 3.1. Struktura pracy

4. BADANIA IDENTYFIKACYJNE UKŁADU NAPĘDOWEGO

4.1. Pomiar chwilowego przyspieszenia wzdłużnego samochodu

4.1.1. Pośredni pomiar przyspieszenia

Zasada pomiaru chwilowego przyspieszenia metodą pośrednią opiera się na wykorzystaniu zależności funkcyjnej, pomiędzy mierzoną bezpośrednio wielkością prędkości liniowej samochodu względnie drogi a szukaną wartością przyspieszenia wzdłużnego. Wadą tej metody jest znaczny udział składowej losowej w sygnale przyspieszenia niezależnie od przyjętego sposobu pomiaru. Poniżej podano przykłady związane z pomiarem przyspieszenia metodą pośrednią:

- za pomocą czujnika radarowego,
- za pomocą odbiornika GPS,
- za pomocą czujników optycznych,
- za pomocą czujników umieszczonych w układzie napędowym samochodu, tj. czujnika prędkości koła, nadajnika prędkości liniowej.

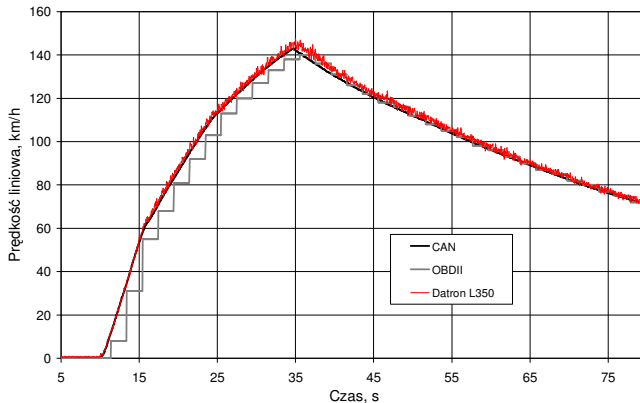
Ponadto zmierzony sygnał musi zostać poddany obróbce matematycznej, najczęściej jednokrotnemu lub dwukrotnemu różniczkowaniu. Natomiast zaletą tego sposobu pomiaru jest prosty oraz łatwy dostęp do sygnałów prędkości liniowej samochodu, a szczególnie w przypadku korzystania z czujników umieszczonych w układzie napędowym, podłączonych do pokładowej sieci transmisyjnej (magistrali CAN BUS).

Pomiar tą metodą jest wiarygodny, jeśli nie występuje poślizg kół względem podłoża. Poniżej przedstawiono zarejestrowany przykładowy przebieg procesu rozpędzania i wybiegu metodą pośrednią dla samochodu osobowego Citroen C5 (rys. 4.1).

Rejestrowano prędkość liniową samochodu, jednocześnie trzema metodami:

- pierwszą: za pomocą czujników umieszczonych w układzie napędowym, przez wykorzystanie informacji pokładowego systemu diagnostycznego OBDII, który jest źródłem informacji o tym, co dzieje się z układem napędowym samochodu w trakcie jazdy, jak: (prędkość liniowa, prędkość obrotowa wału korbowego silnika, położenie przepustnicy, podciśnienie w kolektorze dolotowym itp.). Pomimo standaryzacji protokołów transmisji, głównym problemem związanym z działaniem tego systemu jest brak transmisji w czasie rzeczywistym. Rejestrowany jest sygnał o niskiej rozdzielczości przesyłany z opóźnieniem. W efekcie zarejestrowany sygnał nie jest ciągły. Kolejnym problemem związanym z tym pomiarem jest komunikacja standardu OBDII, która opiera się na zapytaniach i odpowiedziach, przy czym źródłem zapytań jest urządzenie

zewewnętrzne, a odpowiedzi udzielają poszczególne sterowniki sieci pokładowej, a więc istnieje również przesunięcie czasowe pomiędzy dwoma rejestrowanymi sygnałami w tym układzie. Liczba rejestrowanych sygnałów wpływa na uzyskaną szybkość komunikacji. W badanym przypadku uzyskano częstotliwość próbkowania 2 Hz dla jednego sygnału, a zakres pomiarowy prędkości liniowej pojazdu wynosił od 0 do 255 km/h z dokładnością 1 km/h;



Rys. 4.1. Przykładowy przebieg procesu rozpędzania od prędkości początkowej $V_p=0$ km/h dla samochodu osobowego, charakterystyka zmiany prędkości liniowej samochodu jako funkcja czasu

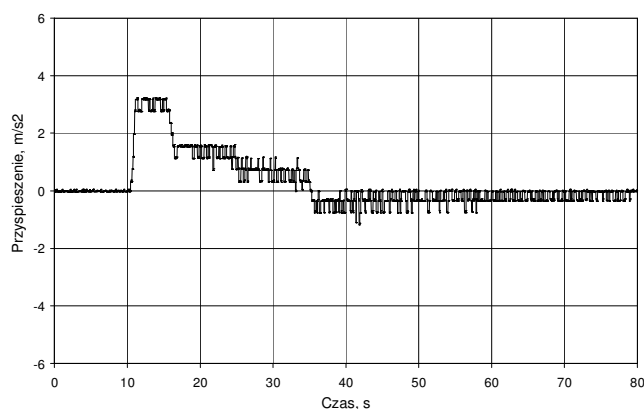
- drugą: za pomocą czujnika optycznego, który wraz z układem pomiarowym zamontowano dodatkowo w samochodzie. W tej metodzie wykorzystano urządzenie firmy Corrsys-Datron w postaci czujnika optycznego L-350, który umożliwia pomiar przebytej drogi metodą bezstykową z rozdzielczością 250 Hz przy rozdzielczości pomiarowej 1,5 mm i dokładności $\pm 0,2\%$. System za pomocą algorytmu cyfrowego oblicza również prędkość pojazdu w zakresie od 0,3 do 255 km/h. Rejestrowany sygnał przemieszczenia samochodu (drogi) jest o wysokiej rozdzielczości i przesyłany jest bez opóźnienia. Jednak sygnał prędkości liniowej pojazdu można uzyskać bez filtracji, z filtrem średniej kroczącej w zakresie od 8-512 ms lub filtrem cyfrowym impulsowym FIR w zakresie od 2-100 Hz. W efekcie końcowym przy filtrze 100 Hz uzyska się opóźnienie pomiaru prędkości 0,5 s, ale zarejestrowany sygnał jest ciągły;

- trzecią: za pomocą czujników umieszczonych w układzie napędowym, która wykorzystuje informacje z pokładowego systemu informatycznego magistrali CAN BUS. Bezpośrednie informacje przekazywane pomiędzy sterownikami sieci pokładowej samochodu z prędkości transmisji, w tym przypadku 500 Kbit/s, umożliwiały zapis transmitowanych parametrów z częstotliwością próbkowania 65 Hz. Rejestrowane są takie wielkości,

jak: prędkość liniowa pojazdu, prędkość obrotowa silnika, położenie przepustnicy, podciśnienie w kolektorze dolotowym, obciążenie silnika, zużycie paliwa, prędkość kąтова koła itp. Głównym problemem związanym z dostępem do informacji przesyłanych w obrębie sieci CAN jest nieznamość szczegółowego protokołu transmisji, tj. adresu ID, na jakim transmitowana jest określona zmienna i jaki został zastosowany sposób kodowania informacji. Poszczególne dane są transmitowane w układzie 8 bajtów w systemie szesnastkowym, przy czym informacje są przesyłane na jednym lub dwóch bajtach. Zakres zmiany na jednym bajcie wynosi od 0-255, a na dwóch od 0-65535. Ilość rejestrowanych sygnałów nie wpływa na uzyskaną częstotliwość zapisu, a zakres pomiarowy prędkości liniowej, rejestrowany z nadajnika prędkości ze skrzyni biegów, wynosił od 0 do 255 km/h z dokładnością 1 km/h. Natomiast przyspieszenie kątowe koła rejestrowano z nadajników prędkości układu ABS.

Różnice między wskazaniami wartości prędkości liniowej samochodu są niewielkie dla drugiej i trzeciej metody. Można zatem wnioskować o przydatności analizowanych metod pomiarowych pośrednich do określenia przyspieszenia samochodu metodą różniczkową. Natomiast metodę pomiaru prędkości opartą o system OBDII uznano za nieprzydatną, z powodu nieciągłego (schodkowego) kształtu przebiegu profilu prędkości liniowej samochodu.

W wyniku dostępu do informacji na magistrali CAN, zarejestrowano również przyspieszenie kątowe koła napędzanego, które po przeliczeniu na przyspieszenie wzdłużne przedstawiono na rysunku 4.2.



Rys. 4.2. Zarejestrowany sygnał przyspieszenia pojazdu w oparciu o przyspieszenie kątowe koła napędzanego

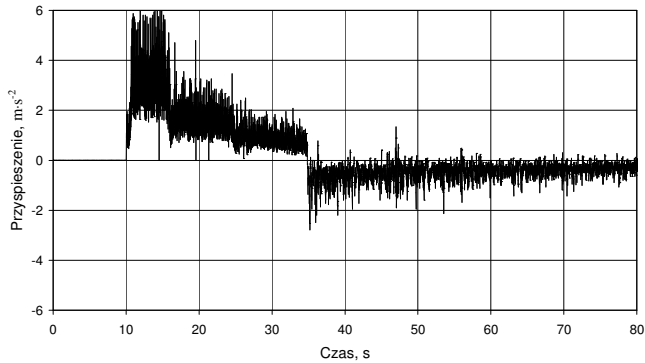
Wartość przyspieszenia wzdłużnego obliczono przy założeniu stałego promienia dynamicznego oraz braku poślizgu koła w obrębie styku z nawierzchnią drogi

$$a(t) = \varepsilon \cdot r_d \cdot \quad (4.1)$$

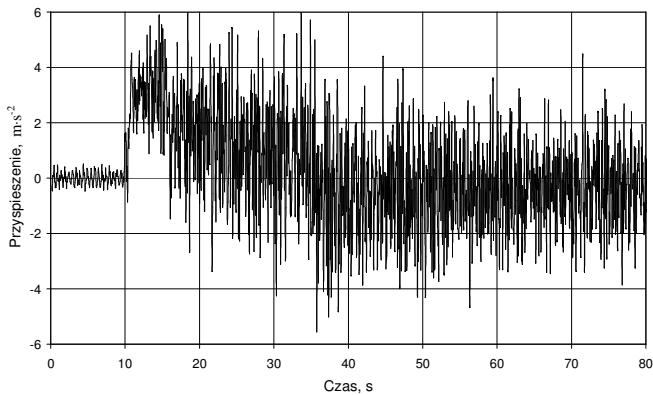
Przedstawiony przebieg ma charakter schodkowy i nie nadaje się do analizy dynamiki wzdłużnej samochodu na podstawie pomiaru przyspieszenia kątownego koła.

Obliczone przyspieszenie wzdłużne samochodu, w oparciu o wyniki pomiarów drugą i trzecią metodą, przedstawiono na rysunku 4.3.

a)



b)



Rys. 4.3. Obliczony przebieg sygnału przyspieszenia wzdłużnego: a) z magistrali CAN, b) z czujnika optycznego

Uzyskane przebiegi przyspieszenia wzdłużnego, pomimo że są obliczone według tego samego algorytmu, charakteryzują się znacznym szumem. Otrzymana wartość średnia przyspieszenia

$$x_{sr} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (4.2)$$

dla odcinka pomiarowego trwającego 8 s (od 16 do 24 s), jest stała i wynosi dla:

- czujnika z magistrali CAN – $a_{sr\text{ CAN}} = 1,764 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,
- czujnika optycznego Datron – $a_{sr\text{ DATRON}} = 1,793 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

Natomiast odchylenie standardowe (δ_x)

$$\delta_x = \sqrt{\frac{n \sum_{i=1}^n x_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n x_i\right)^2}{n(n-1)}}, \quad (4.3)$$

w tym okresie jest zróżnicowane i wynosi odpowiednio dla:

- czujnika z magistrali CAN – $\delta_{a\text{ CAN}} = 0,80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,
- czujnika optycznego Datron – $\delta_{a\text{ DATRON}} = 1,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,

i świadczy w obydwu przypadkach o znacznej niejednoznaczności pomiaru. Stąd w celu analizy sygnału należy zastosować filtr, który przekształci prezentowany sygnał przyspieszenia w inny sygnał niezawierający składowych szumu.

4.1.2. Bezpośredni pomiar przyspieszenia

Nowoczesne technologie wykorzystywane we wszystkich dziedzinach motoryzacji dają nowe możliwości w zakresie realizacji pomiaru przyspieszenia metodą bezpośrednią. Do pomiaru bezpośredniego przyspieszenia stosuje się czujniki, których wskazanie odpowiada wprost mierzonej wielkości chwilowego przyspieszenia. Zaletą tej metody jest szybkość pomiaru, jednak jest ona obciążona dużą niepewnością pomiarową. Do pomiaru przyspieszenia wykorzystuje się obecnie coraz częściej czujniki inercyjne przyspieszenia tzw. akcelerometry. Są one masowo produkowane, co sprawia, że ich cena jest niska i są dostępne. W akcelerometrach dominują dwa rodzaje sensorów [16, 71, 95]:

- iMEMS (*ang. integrated Micro-Electro-Mechanical System*), np. ADXL 202,
- konwekcyjne np. MXD 2020.

Produkcja z wykorzystaniem nowoczesnych technologii polega na wytwarzaniu czujników zintegrowanych z elektronicznym układem pomiarowym w postaci pojedynczego układu scalonego.

Przedstawione czujniki przyspieszenia różnią się budową wewnętrzną, jednak oba posiadają zwartą budowę z wyprowadzonymi złączami do zasilania i odbioru sygnału wyjściowego przyspieszenia w postaci analogowej lub cyfrowej. W jednej z prac autora [71] wyodrębniono trzy podstawowe czynniki mające wpływ na dokładność pomiaru przyspieszenia, które można przedstawić następująco:

- konstrukcyjny (szerokość pasma przenoszenia, poziom szumów własnych, szum układów kondycjonujących, sposób i miejsce zamontowania sensora),
- otoczenia (drżania układu pomiarowego pochodzące od nierówności drogi, wahania wzdłużne i poprzeczne układu pomiarowego),
- programowy (dryft sygnału wyjściowego, dokładność obliczeń, rozdzielczość pomiarowa).

Podczas bezpośredniego pomiaru przyspieszenia samochodu osobowego w teście drogowym na czujnik umieszczony w nadwoziu działają oprócz przyspieszenia ziemskiego związane z ruchem również:

- przyspieszenia wynikające z pracy silnika, które są przenoszone na karoserię przez jego zawieszenie oraz wspólne elementy zawieszenia nadwozia oraz układu napędowego. Następujące po sobie cykle pracy silnika wiążą się z chwilowymi zmiany prędkości obrotowej wału korbowego, co skutkuje powstawaniem drgań. Zakłócenia pochodzące od spalania w silniku spalinowym mają charakter impulsowy. Są to jednak wymuszenia, które należy rozpatrywać jako powiązane z masą układu korbowo-tłokowego silnika i sposobem zawieszenia silnika w nadwoziu. Wówczas ich charakter będzie złagodzony inercyjnym działaniem mas, a także wpływem elementów układu mocowania silnika. W efekcie przebieg drgań przenoszonych na nadwozie ma mniejszą amplitudę i jest bardziej zbliżony do sinusoidy [13, 15, 71, 72]. Zależy on od konstrukcji silnika, a amplituda drgań ma charakter okresowy i zależy od jego prędkości obrotowej;

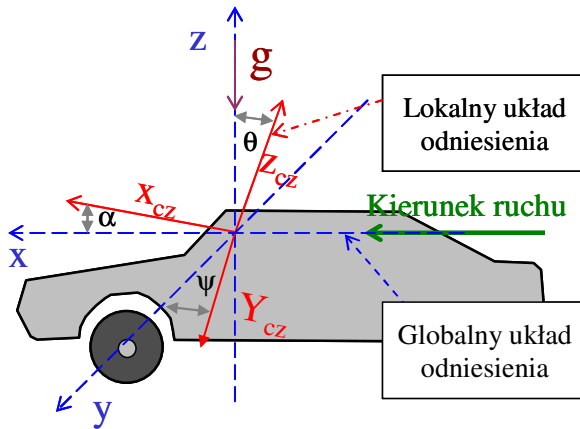
- bardziej złożony wpływ mają zakłócenia pochodzące z układu zawieszenia, które są wymuszone przez nierówności drogi. Amplituda i częstotliwość przyspieszeń generowanych przez układ zawieszenia na nadwozie samochodu zależą nie tylko od stanu nawierzchni, ale i jego prędkości liniowej. Ponadto istotny wpływ na ich charakter ma obciążenie samochodu, ciśnienie w ogumieniu, konstrukcja zawieszenia, jego sztywność i stan techniczny. Dodatkowo, przy wymuszeniu od nierówności jezdni, zarejestrowane zostanie jednocześnie przyspieszenie pochodzące od drgań wywołanych pokonywaniem nierówności oraz przyspieszenia samochodu jako całości w kierunku przeciwnym do przyspieszenia ziemskiego. Nieznaczące nierówności są subiektywnie obserwowane przez

kierowcę i mimo że wywołują amplitudę odchyień np. kokpitu są przez niego niezauważalne, to jednak przyspieszenia działające na samochód mogą być znaczne. Ponadto każde z kół, może poruszać się po różnych fragmentach nawierzchni jezdni o różnym profilu, co sprawia, że na nadwozie oddziałują różne co do kierunku i wartości siły przenoszone przez układ zawieszenia. Zakłócenia te mają najczęściej charakter stochastyczny. W takich warunkach dochodzi do wahań wzdłużnych oraz poprzecznych nadwozia wywołujących zmianę orientacji osi pomiarowych sensora.

Z tego względu przy bezpośrednim pomiarze przyspieszenia za pomocą czujnika umieszczonego w nadwoziu przyjęto następujące założenia:

- 1) przed testem drogowym, główna oś pomiarowa czujnika powinna być zorientowana w osi wzdłużnej samochodu a_x i być równoległa do kierunku ruchu,
- 2) pomocnicza oś pomiarowa a_y powinna być zorientowana prostopadłe do kierunku ruchu,
- 3) pomocnicza oś pomiarowa a_z powinna być zorientowana równoległe do kierunku przyspieszenia ziemskiego
- 4) samochód porusza się po płaskiej drodze, której powierzchnia powinna być prostopadła do kierunku działania przyspieszenia ziemskiego.

Przy takich założeniach występują dwa kartezjańskie układy współrzędnych. Jako układ globalny (niezmienny) w teście przyjęto kierunek ruchu samochodu i kierunek przyspieszenia ziemskiego, a jako układ lokalny nadwozie samochodu, w którym zamocowano sensor przyspieszenia. Obydwa układy są zorientowane tak samo, względem przyspieszenia ziemskiego i kierunku ruchu, tylko i wyłącznie, gdy samochód się nie porusza. W każdym innym przypadku ma się do czynienia z reorientacją układu współrzędnych sensora. Taki stan doprowadza do sytuacji, w której mierzone przyspieszenie nie jest równe przyspieszeniu rzeczywistemu samochodowi, lecz jego rzutowi na kierunek pomiarowy osi czujnika. Na główną oś pomiarową a_x działa również przyspieszenie ziemskie, którego wartość zależy od wartości kąta (α_p) pomiędzy tymi dwoma układami współrzędnych (rys. 4.4).

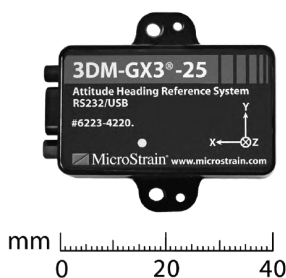


Rys. 4.4. Kąty Eulera oraz orientacja układów współrzędnych:
 X, Y, Z – globalny układ odniesienia, X_{cz}, Y_{cz}, Z_{cz} – lokalny układ odniesienia
 czujnika, α, ψ, θ – kąty Eulera

Kąty Eulera są to trzy kąty, za pomocą których można jednoznacznie określić orientację jednego układu względem drugiego. Zmianę tych kątów przedstawia się w zapisie macierzowym, co zostało przedstawione w pracy Merkisza [95] i innych [71, 158].

Podsumowując powyższe rozważania można wysunąć wniosek, że w celu dokładnego bezpośredniego pomiaru przyspieszenia samochodu należy skorzystać z trzyosiowego czujnika przyspieszenia przy znanych kątach odchylenia nadwozia względem globalnego układu odniesienia oraz poprawnie skonfigurowanego algorytmu filtracji przyspieszenia.

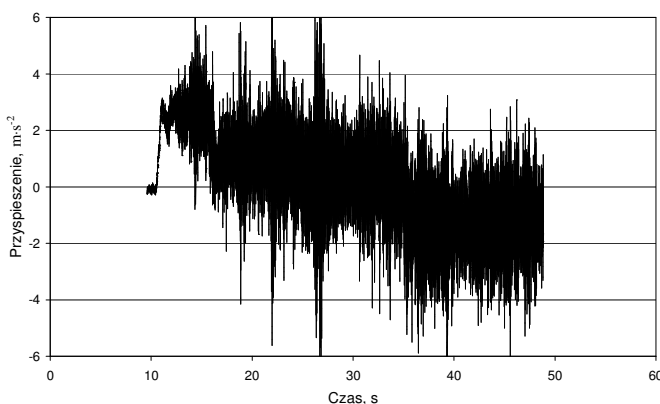
W roku 2009 firma MicroStrain wprowadziła na rynek zintegrowany czujnik do pomiaru przyspieszenia metodą bezpośrednią, który dodatkowo jest nieczuły na wpływ szumów własnych układów kondycjonujących, przez zastosowania zespołów czujników z wyjściem impulsowym PWM. Czujnik pomiarowy przyspieszenia typu 3DM-GX3®-25 (rys. 4.5), wykonany jest w technologii MEMS. Wyposażony jest w wewnętrzny cyfrowy algorytm obróbki mierzonego sygnału, który pracuje z częstotliwością 30 kHz tak, aby sygnał na wyjściu z czujnika był skalowany w jednostkach fizycznych i wysyłany do aplikacji rejestrującej z częstotliwością do 1 KHz.



Rys. 4.5. Czujnik przyspieszenia firmy MicroStrain wykonany w technologii MEMS

Posiada on pełną kompensację temperaturową i jest programowalny. Łączy w sobie trójosiowy akcelerometr do określenia przyspieszenia na poszczególnych osiach pomiarowych, trójosiowy żyroskop do określenia kątów Eulera, trójosiowy magnetometr do określenia pozycji czujnika oraz czujniki temperatury w celu kompensacji.

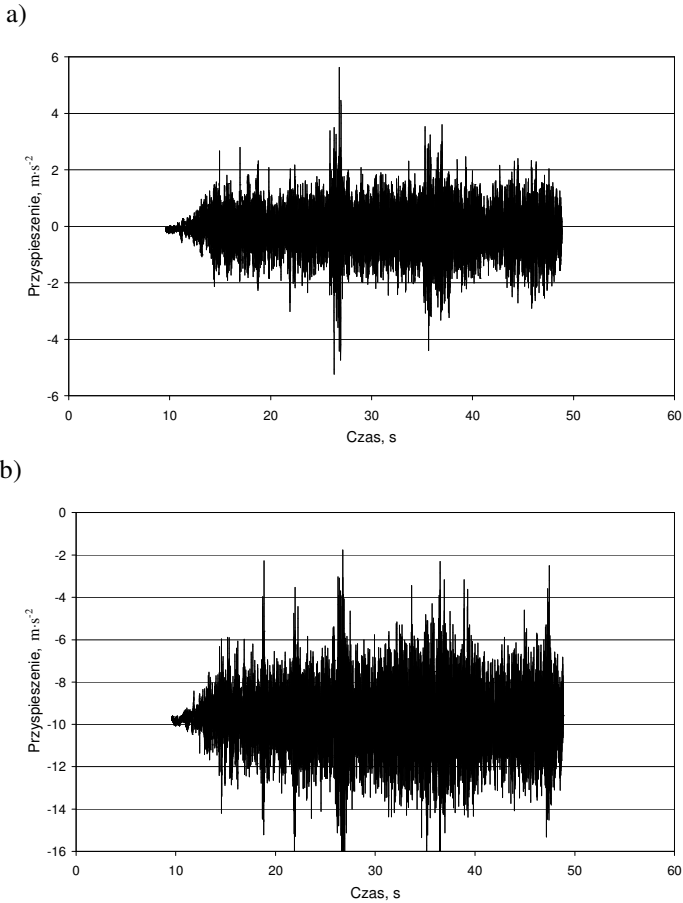
Czujnik ten wyposażono w wbudowany procesor, który dzięki algorytmowi syntezy pomiarów zapewnia statyczną i dynamiczną orientację jego osi pomiarowych.



Rys. 4.6. Przebieg przyspieszenia wzdłużnego samochodu w kierunku osi głównej pomiarowej zarejestrowany podczas rozpędzania

Dla przedstawionego na rysunku 4.1 profilu prędkości liniowej, rozpędzania i wybiegu samochodu osobowego, zarejestrowano przyspieszenia wzdłużne (rys. 4.6), poprzeczne (rys. 4.7a) oraz pionowe (rys. 4.7b).

Przyspieszenie było mierzone z częstotliwością zapisu 1 kHz, bez filtracji, co wymaga szybkich urządzeń rejestrujących o dużej pamięci masowej.



Rys. 4.7. Zarejestrowane przyspieszenie w osiach pomocniczych podczas próby rozpędzania: a) w osi poprzecznej, b) w osi pionowej

Podobnie jak w przypadku pomiarów pośrednich przyspieszenia w celu dalszej analizy powyższych przebiegów należy zastosować odpowiedni filtr.

4.1.3. Filtracja przyspieszenia wzdłużnego

Najprostszą metodą ograniczenia poziomu szumu w sygnale przyspieszenia jest zastosowanie filtru cyfrowego, który zbudowany jest jako algorytm lub proces obliczeniowy, w wyniku którego jedna sekwencja liczb (tzn. sygnał wejściowy) zamieniana jest w inną sekwencję (tzn. sygnał wyjściowy). Ogólnie *procesem filtracji* nazywa się operację przetwarzania sygnału w dziedzinie czasu, która polega na redukowaniu i odfiltrowywaniu niepożądanych składowych zawartych w sygnale wejściowym.

Do wad filtrowania cyfrowego można zaliczyć ograniczenie pasma mierzonych częstotliwości składowych sygnału przyspieszenia oraz wprowadzenie stałej czasowej pomiędzy sygnał oryginalny i filtrowany. Z tego powodu sygnał oryginalny powinien być mierzony z częstotliwością graniczną, która wynika z twierdzenia Kotelnikowa-Shannona, że sygnał ciągły może być ponownie odtworzony z sygnału dyskretnego, jeśli był próbkowany z częstotliwością co najmniej dwa razy większą od najwyższej składowej częstotliwości swego widma. Tę częstotliwość nazywa się częstotliwością Nyquista. Jeśli warunki opisane twierdzeniem Kotelnikowa-Shannona nie są spełnione, pojawia się zjawisko aliasingu. Polega ono na pojawianiu się w odwzorowanym sygnale dyskretnym zniekształceń w postaci dodatkowych składowych nieharmonicznych lub inaczej polega na nakładaniu bądź też maskowaniu widm [71].

Zaletą tego rozwiązania jest duża możliwość wyboru metody filtrowania, tak aby zapewnić:

- dynamikę, czyli jakość tłumienia filtra w paśmie zaporowym i wartość stałej czasowej,
- częstotliwość graniczną lub dwie częstotliwości graniczne, w przypadku filtra pasmowego,
- szerokość zbocza, czyli jak „szybko” filtr reaguje na zmianę sygnału wejściowego.

Należy tak dobrać filtr, aby sygnał filtrowany był jak najbardziej zbliżony do dynamicznych zmian mierzonego chwilowego przyspieszenia.

W pracy rozważono kilka typów filtrów spośród wielu możliwych do zastosowania, przy czym opisano trzy:

- średnią ruchomą (najczęściej stosowany):

$$y_n = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (4.4)$$

gdzie: y_n – wartość n -tej próbki sygnału filtrowanego,

x_i – wartość i -tej próbki sygnału mierzonego,

n – liczba próbek sygnału oryginalnego podlegających uśrednieniu.

- cyfrowy, odpowiednik filtra RC pierwszego rzędu:

$$y_n = ax_n + by_{n-1}, \quad (4.5)$$

gdzie: y_n – wartość n -tej próbki sygnału filtrowanego,

x_n – wartość n -tej próbki sygnału oryginalnego,

a, b – współczynniki określające stałą czasową filtra.

- filtr Butterwortha, określony funkcją transmitancji:

$$T_d(\Omega) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_{gr}}\right)^{2N}}} \quad (4.6)$$

gdzie: N – jest rzędem filtra,

Ω_{gr} – jest częstotliwością graniczną,

Ω – jest częstotliwością kątową.

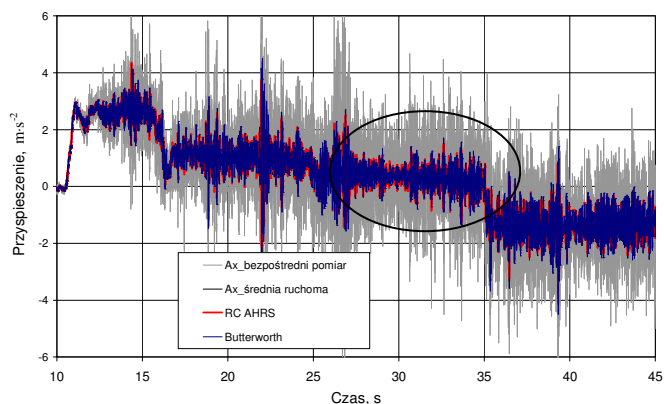
W dwóch pierwszych filtrach, w przeciwieństwie do filtra Butterwortha, możliwe jest wykorzystanie arytmetyki stałoprzecinkowej, a większość obliczeń odbywa się z wykorzystaniem liczb całkowitych. Jest to korzystne z punktu widzenia implementacji filtra na system mikroprocesorowy. Natomiast w celu obliczenia filtra Butterwortha, na potrzeby pracy wykorzystano program Matlab oraz polecenie programu wywołujące funkcję filtra BUTTER (N, W_n), gdzie N – wylicza filtr n -tego rzędu dolnoprzepustowy, a W_n – oznacza częstotliwość odcięcia w przedziale $0,0 < W_n < 1,0$, gdzie $1,0$ odpowiada połowie częstotliwości próbkowania.

W przypadku filtracji szumów pomiarowych z czujnika przyspieszenia istotnym problemem jest uzyskanie wyjściowego sygnału, który będzie możliwie wiernie odwzorowywał zmiany przyspieszenia samochodu. Zastosowanie filtra dolnoprzepustowego powoduje przesunięcie fazowe sygnału filtrowanego w stosunku do oryginalnego oraz ograniczenie pasma pomiarowego [71]. To zjawisko utrudnia dokładne odwzorowanie szybkozmiennych przyspieszeń działających na samochód.

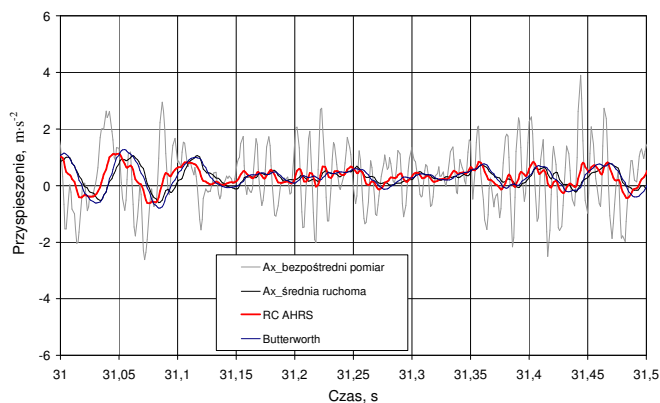
Do oceny wpływu filtracji szumów pomiarowych w zależności od rodzaju zastosowanego filtra, wykonano doświadczenie. Dobrano parametry filtrów w taki sposób, aby uzyskać 50% redukcję wartości międzyszczytowych amplitudy szumu, przy czym przyspieszenie działające na sensor miało stałą dodatnią wartość równą około $0,75 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. W wyniku przeprowadzonej analizy działania filtrów stwierdzono, że żaden z analizowanych filtrów nie był w stanie wyeliminować całkowicie szumu.

Sygnały po filtracji mają zredukowany szum wartości międzyszczytowych. Filtrowane sygnały są opóźnione w czasie w stosunku do sygnału pierwotnego przyspieszenia. Z analizowanych filtrów najmniejszym opóźnieniem charakteryzował się filtr RC (rys. 4.8b).

a)



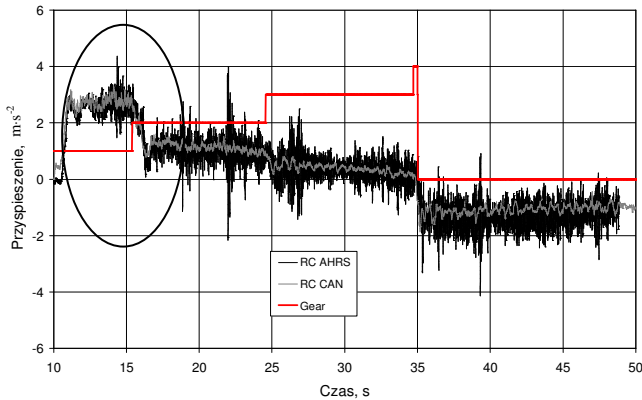
b)



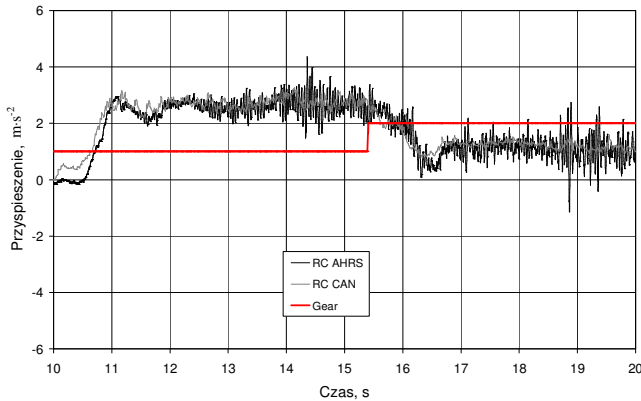
Rys. 4.8. Porównanie chwilowych przebiegów sygnału przyspieszenia dla próby rozpędzania oraz efekt działania filtrów: a) przebieg sygnału pierwotnego oraz przefiltrowanego, b) fragment przebiegu

Dla tych samych parametrów filtra RC (rys. 4.8a), porównano przebieg przyspieszenia zmierzony metodą pośrednią z magistrali CAN i bezpośrednio z czujnika przyspieszenia AHRS. Porównane chwilowe przyspieszenia a_x zmierzone w kierunku wzdłużnym oraz obliczone z prędkości pojazdu na podstawie sygnału z czujnika magistrali CAN mają podobny przebieg i oddają charakter procesu. Jednak stwierdzono przesunięcie czasowe pomiędzy tymi dwoma sygnałami (rys. 4.9b).

a)



b)



Rys. 4.9. Porównanie chwilowych przebiegów sygnału przyspieszenia dla próby rozpędzania i wybiegu w wyniku działania filtra RC: a) przebieg całego procesu, b) fragment przebiegu

Przebieg przyspieszenia wzdłużnego samochodu, otrzymany metodą pośrednią w początkowej fazie rozpędzania, wyprzedza sygnał przyspieszenia zmierzony bezpośrednio z czujnika pomiarowego, natomiast w procesie zwalniania sytuacja jest odwrotna. Wyraźnie to jest widoczne podczas zmiany biegów (około 15 s procesu rozpędzania), co świadczy o wpływie bezwładności masy samochodu oraz poślizgu koła na procesy przyspieszania. Ponadto wartość przyspieszenia mierzona metodą bezpośrednią, pomimo filtracji, charakteryzuje się znacznie większym szumem, zarówno w fazie rozpędzania jak i wybiegu, przy niezmiennym przełożeniu oraz uchyleniu przepustnicy. Także stwierdzono wyraźne zakłócenia przyspieszania wzdłużnego pochodzące od nierówności nawierzchni jezdni (rys. 4.9).

Powyższe rozważania prowadzą do wniosku, że dokładne określenie przyspieszenia samochodu metodą bezpośrednią nie jest możliwe na podstawie tylko pomiaru przyspieszenia wzdłużnego. W celu określenia rzeczywistego przyspieszenia musi być mierzone przyspieszenie we wszystkich osiach oraz znane chwilowe położenie kątowe nadwozia względem drogi.

Do analizy dynamiki samochodu, związanej z przyspieszeniem i przebiegiem siły napędowej, wystarczający jest pomiar przyspieszenia metodą pośrednią na podstawie rejestracji sygnału, z czujnika prędkości liniowej samochodu z magistrali CAN.

4.2. Badania drogowe

4.2.1. Narzędzia pomiarowe i samochody badawcze

W badaniach drogowych wykorzystano samochody osobowe, z których każdy charakteryzował się odmienną konstrukcją układu napędowego:

1. Samochód testowy A (Citroen C5), wyposażony w silnik benzynowy z wielopunktowym zewnętrznym wtryskiem paliwa, o pojemności 2946 cm³, mocy 150 kW i momencie obrotowym 285 N·m, wyposażony w elektronicznie sterowaną przepustnicę. Układ przeniesienia napędu wyposażony jest w 5-biegową skrzynię biegów sterowaną automatycznie lub sekwencyjnie. Prędkość maksymalna 240 km/h.

2. Samochód testowy B (Seat Ibiza), wyposażony w silnik benzynowy z wielopunktowym zewnętrznym wtryskiem paliwa, wyposażony w elektronicznie sterowaną przepustnicę, o pojemności 1390 cm³, mocy 60 kW i momencie obrotowym 130 N·m, układ przeniesienia napędu wyposażony w 5-biegową manualną skrzynię biegów. Prędkość maksymalna 180 km/h;

3. Samochód testowy C (Seat EXEO), wyposażony w silnik benzynowy z wielopunktowym wewnętrznym wtryskiem paliwa, wyposażony w elektronicznie sterowaną przepustnicę, układ turbodoładowania, o pojemności 1984 cm³, mocy 150 kW i momencie obrotowym 280 N·m, układ przeniesienia napędu wyposażony w 6-biegową manualną skrzynię biegów. Prędkość maksymalna 241 km/h;

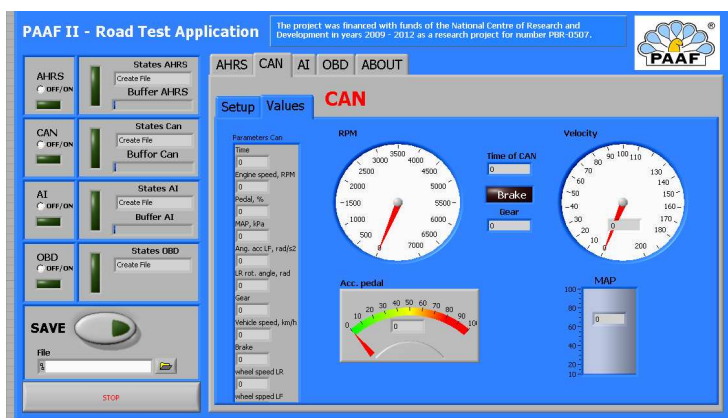
4. Samochód testowy D (Fiat Punto II) wyposażony w silnik benzynowy z wielopunktowym zewnętrznym wtryskiem paliwa, wyposażony w elektronicznie sterowaną przepustnicę, o pojemności 1242 cm³, mocy 59 kW i momencie obrotowym 119 N·m, układ przeniesienia napędu wyposażony w bezstopniową skrzynię biegów sterowaną automatycznie lub sekwencyjnie. Prędkość maksymalna 165 km/h.

Na potrzeby realizacji pomiarów w badaniach drogowych, stworzono przenośny system rejestracji danych pomiarowych o nazwie PAAF2, którego

autor jest współtwórcą. System ten służy do rejestracji najważniejszych wielkości kinematycznych charakteryzujących ruch badanego samochodu osobowego i pracuje w środowisku LabViewu. Umożliwia on rejestrację parametrów kinematycznych w dziedzinie czasu, z następujących systemów:

- z pokładowego systemu diagnostycznego OBDII:
 - prędkość obrotową silnika, obr/min,
 - uchylenie przepustnicy, %,
 - podciśnienie w kolektorze dolotowym, kPa;
 - prędkość liniową, km/h;
- z karty pomiarowej NI 6212:
 - prędkość [km/h] oraz drogę [m] z głowicy optycznej Corrsys Datron L350,
 - uchylenie przepustnicy, %,
 - pedał przyspieszenia, %.
- z układu pomiaru przyspieszenia z wielofunkcyjnego czujnika 3DM-GX3-25:
 - kierunki magnetyczne osi X, Y, Z,
 - przyspieszenie osi X, Y, Z, $m \cdot s^{-2}$
 - kąt obrotu osi pomiarowych, X, Y, Z, rad,
- z pokładowej sieci transmisji danych opartego na magistrali CAN BUS:
 - prędkość obrotową silnika, obr/min,
 - uchylenie przepustnicy, %,
 - podciśnienie w kolektorze dolotowym, kPa;
 - przyspieszenie koła, $rad \cdot s^{-2}$,
 - przebytą drogę koła, m,
 - numer biegu,
 - prędkość liniową, km/h;
 - status pedału hamulca,
 - zużyte paliwo, g.

Dzięki elastycznemu systemowi pomiarowemu, aplikacja PAAF2, umożliwia swobodny wybór sposobu zapisu parametrów w zależności od użytego samochodu badawczego. Odczyt parametrów z systemu OBDII, po odpowiednim skonfigurowaniu, był możliwy niezależnie od badanego samochodu testowego. W tym systemie rejestrowano cztery parametry z uwagi na wydłużający się czas transmisji pomiędzy kolejnymi pomiarami. Natomiast rejestracja z sieci CAN mogła nastąpić dopiero po skonfigurowaniu układu pomiarowego do danego typu samochodu. Główne okno aplikacji, umożliwiające obsługę programu, przedstawiono na rysunku 4.10.



Rys. 4.10. Główne okno sterujące programu PAAF2

Pomiar głównej wielkości, tj. prędkości liniowej został scharakteryzowany w podrozdziale 4.1.

Największe możliwości, w zakresie swobody wyboru parametru i liczby rejestrowanych parametrów, przedstawiał tor pomiarowy oparty na rejestracji informacji przepływających między sterownikami pokładowej sieci transmisji danych CAN BUS.

Różnorodność producentów samochodów oraz stosowanych układów, z których zbudowano pokładową sieć transmisji danych CAN powoduje, że pomimo standaryzacji, różnią się one szczegółami wykonania i nie są w pełni kompatybilne. Dotyczy to zarówno fizycznej strony transmisji danych, tj. poziomu napięcia, formowania ramki transmisji, struktury sieci czy użytego układu nadajnik/odbiornik (ang. transceiver), jak i strony informatycznej [32, 56, 88, 95, 157]. Pomimo obszernych dokumentacji serwisowych informacje na temat protokołów transmisji używanych w magistralach CAN nie opisują poszczególnych paczek danych. Szczegółowo są opisane procesy diagnostyczne w oparciu o standard transmisji danych OBDII [32, 95, 96, 157]. Natomiast dostęp bezpośrednio do parametrów magistrali danych jest utrudniony. Pomimo że wielu producentów wyprowadza linie magistrali CAN do złącza diagnostycznego OBDII na piny 6 i 14, to i tak nie we wszystkich przypadkach transmisja tych parametrów jest dostępna. W wielu przypadkach informacje z magistrali CAN są przekazywane przez sterownik, który współpracuje z układem diagnostycznym OBDII i przekazuje odpowiednio przygotowane dane w tym standardzie.

Jednak można również odczytać transmisję z magistrali CAN przez bezpośrednie podłączenie się do linii magistrali, tworząc następny punkt węzłowy sieci. Odczyt danych z magistrali CAN ma wiele zalet, spośród których najistotniejszym z punktu widzenia analizy procesu rozpędzania

samochodu, jest transmisja parametrów układu napędowego w czasie rzeczywistym z czasem poniżej 8 ms. W porównaniu z odczytem w standardzie OBDII wartość ta jest kilkadziesiąt razy mniejsza. Do rejestracji parametrów z magistrali CAN wykorzystano urządzenie firmy SYS-TEC, które znajduje się na wyposażeniu Katedry Pojazdów Drogowych i Rolniczych Politechniki Opolskiej i współpracuje bezpośrednio z programem LabView. W celu obsługi transmisji w programie PAAF2 wykonano dedykowaną zakładkę o nazwie CAN.

W tabeli 4.1 przedstawiono sposób podłączenia urządzenia SYS-TEC do samochodów testowych oraz innej marki.

Tabela 4.1.

Sposób podłączenia interfejsu SYS-TEC

Marka/Typ	paliwo	UPN	Sposób podłączenia
Hyundai i35	benzyna	manualny	gniazdo OBDII
Hyundai i10	benzyna	manualny	gniazdo OBDII
Seat Exeo 2,0 TSI	benzyna	manualny	gniazdo OBDII
Seat Ibiza 1,4 MPI	benzyna	manualny	bezpośrednio magistrala CAN
Citroen C5	benzyna	automatyczny	bezpośrednio magistrala CAN
Citroen C6	olej napędowy	manualny	gniazdo OBDII
Mercedes B180	olej napędowy	manualny	bezpośrednio magistrala CAN
Fiat Punto II	benzyna	automatyczny	bezpośrednio magistrala CAN
Fiat Stillo	olej napędowy	manualny	gniazdo OBDII
VW Golf	benzyna	manualny	bezpośrednio magistrala CAN

Trudnością w tego typu pomiarach jest identyfikacja protokołu transmisji, tj. wyseparowanie z protokołu transmisji pola danych, a następnie jego dekodowanie. Należy podkreślić, iż pola danych przesyłane magistralą CAN są różne dla różnych marek, a nawet w obrębie jednej marki pola te też ulegają zmianie, a uzależnione jest to od wersji i wyposażenia danego modelu. Zmianie podlega zarówno identyfikator urządzenia jak również zakres przesyłanych danych. Dla przykładu uchylenie przepustnicy w samochodzie Seat Ibiza 1,4 MPI jest kodowanie na adresie 280h

(heksagonalnie) na bajcie 4, na tym samym adresie jest w samochodzie Seat Exeo 2.0 TSI, natomiast w samochodzie Citroen C5 ta informacja jest na adresie 208h na bajcie 6.

4.2.2. Metodyka badań drogowych

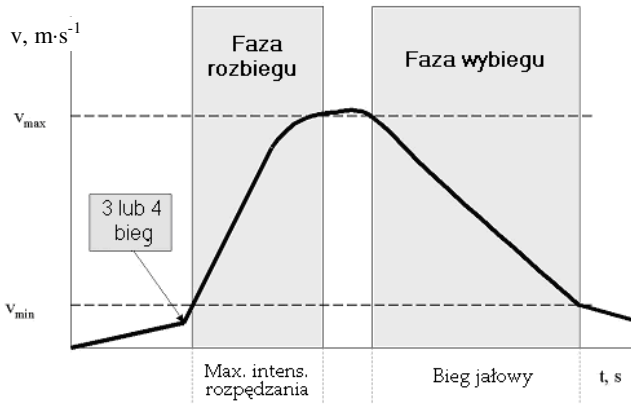
Badania drogowe przeprowadzono w celu analizy zjawisk związanych z procesem rozpędzania samochodu osobowego. Siłę napędową działającą w procesie rozpędzania równoważą siły oporów ruchu, tj. oporów toczenia, oporów aerodynamicznych oraz występujące okresowo opory wzniesienia i powstające przy zmiennej prędkości opory bezwładności mas. Określenie chwilowych wartości siły napędowej i mocy układu napędowego wymaga wyznaczenia wartości oporów ruchu, czyli toczenia F_t , aerodynamicznego F_p , wzniesienia F_w lub ich sumarycznej wartości. Do określenia sił oporu ruchu jest niezbędna wiedza na temat wartości parametrów konstrukcyjnych samochodu, spośród których można wyróżnić takie, które wyznacza się na podstawie prostych pomiarów oraz takie, których określenie wymaga złożonych procedur badawczych. Parametrami, które można wyznaczyć w prosty sposób są m.in.: masa samochodu, pole powierzchni czołowej oraz biegunowy moment bezwładności kół jezdnych. Pozostałe wielkości takie jak współczynnik kształtu nadwozia oraz współczynnik oporu toczenia kół wymagają specjalistycznego stanowiska badawczego lub przeprowadzenia specjalnych procedur estymacji. Na ogół te metody są kosztowne, a wyznaczone parametry oddają rzeczywiste wartości w sposób przybliżony.

Przy założonych uproszczeniach, można analizować przebieg siły napędowej w układzie napędowym samochodu doświadczalnie, wykonując odpowiednie procedury w badaniach drogowych. Przy czym należy uwzględnić, że korzystne jest wykonanie wszystkich procedur w trakcie jednego testu drogowego. Z analizy równania ruchu (2.4), możemy wnioskować dla drogi poziomej, że siła napędowa samochodu jest równoważona przez siły oporów ruchu oraz powstającą siłę bezwładności w warunkach zmiennej prędkości liniowej.

Na tej podstawie założono, że w przypadku wykonania testu drogowego polegającego na rozpędzaniu, a następnie wybiegu swobodnego podczas jednej próby, wartość chwilowego przyspieszenia samochodu na początku i końcu próby powinna wynosić taką samą wartość. W fazie rozpędzania z pełną intensywnością, przy założeniu wykonania próby na drodze o zerowym lub znanym współczynniku nachylenia, wytworzona siła napędowa jest wprost proporcjonalna do mierzonego chwilowego przyspieszenia wzdłużnego samochodu. Wartość chwilowego przyspieszenia zależy od chwilowej wartości nadwyżki siły napędowej i od nieznanymi w danej chwili oporów ruchu uzależnionych od konstrukcji samochodu. W chwili, gdy bezpośrednio po rozpędzeniu samochodu w tych samych

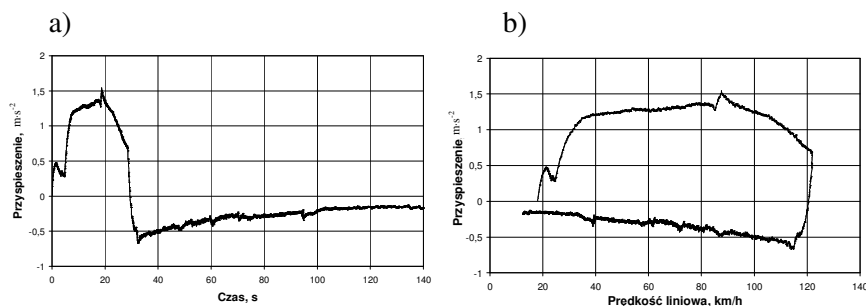
warunkach ruchu i otoczenia, dokonamy swobodnego wybiegu z odłączonym silnikiem od układu przeniesienia napędu, to wówczas wartość zmierzonego chwilowego przyspieszenia zależna jest tylko od wartości sumarycznych sił podstawowych oporów ruchu [46]. Zgodnie z równaniem ruchu samochodu, powstaje wówczas siła bezwładności, która jest wprost proporcjonalna do zmierzonego chwilowego przyspieszenia. Zatem znając wartość chwilowego przyspieszenia oraz masę samochodu, możemy wnioskować o przebiegu siły napędowej na kołach.

Uwzględniając powyższe rozważania przyjęto następujący przebieg teoretyczny testu drogowego, który przedstawiono schematycznie na rysunku 4.11, a w rzeczywistości przedstawiony został na rysunku 4.1.



Rys. 4.11. Profil prędkości przyjęty w teście drogowym

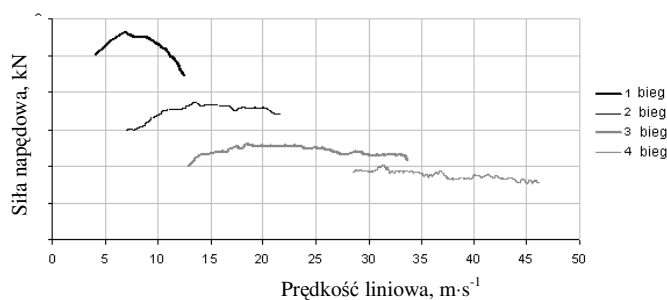
Dla profilu prędkości przedstawionego na rysunku 4.1 zarejestrowano zmianę przyspieszenia i prędkości jako funkcję czasu dla stałego przełożenia w UPN, co przedstawiono na rysunku 4.12.



Rys. 4.12. Zmiana chwilowego przyspieszenia wzdłużnego samochodu jako funkcja: a) czasu, b) prędkości liniowej

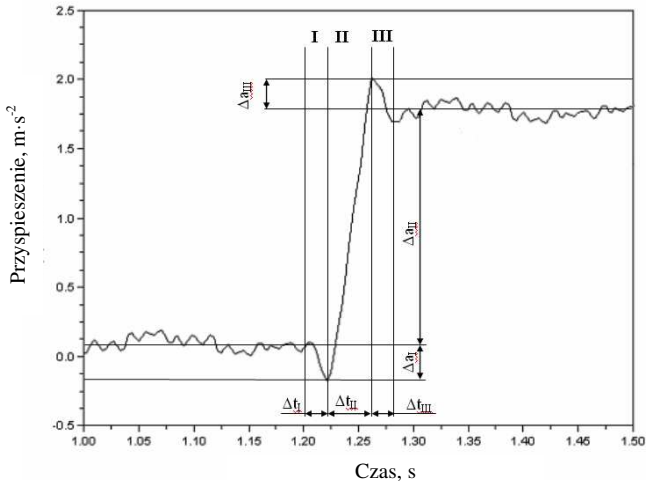
Dla przykładu przebieg siły napędowej w teście drogowym dla poszczególnych biegów przedstawiono na rysunku 4.13. Im niższa wartość przełożenia w UPN i wyższa prędkość samochodu, tym mniejsza wartość siły napędowej a tym samym przyspieszenie.

Dla rozpatrywanego profilu prędkości dokonano pomiaru siły napędowej, za pomocą urządzenia o nazwie PAAF (ang. *Power Acceleration And Force* – Moc Przyspieszenie i Siła), szczegółowo opisanego w pracy [71]. Urządzenie to umożliwia badanie konstrukcji układów napędowych i ocenę właściwości dynamicznych samochodu na podstawie pomiaru przyspieszenia w zdefiniowanym powyżej teście drogowym. Zostało ono skonstruowane i wykonane w Politechnice Opolskiej oraz uzyskało ochronę patentową [113, 155].



Rys. 4.13. Zmiany siły napędowej jako funkcja prędkości liniowej samochodu na wybranych biegach

Zmiany siły napędowej, w początkowym okresie procesu rozpędzania po gwałtownym wymuszeniu przez pedał przyspieszenia, można określić przez pomiar chwilowego przyspieszenia wzdłużnego. Zachodzące wówczas złożone zjawiska dynamiczne są szczególnie intensywne w krótkim czasie od gwałtownego naciśnięcia pedału przyspieszenia, co przedstawiają wyniki badań drogowych na rys. 4.14.



Rys. 4.14. Przebieg przyspieszenia w początkowym okresie rozpędzania

Analiza jakościowa przebiegu czasowego przyspieszenia wzdłużnego samochodu (rys. 4.14) pozwoliła na wyodrębnienie trzech stref charakterystycznych:

- Strefa I, odpowiadająca przedziałowi czasu zaraz po naciśnięciu pedału przyspieszenia, która jest przedmiotem analizy w niniejszej pracy,
- Strefa II to monotonicznie narastające przyspieszenie,
- Strefa III, stabilizacja wartości przyspieszenia.

Do tak określonych stref przyporządkowano parametry określające zmiany przyspieszenia wzdłużnego samochodu (rys. 4.12):

- t_I – czas trwania przegięcia w strefie I,
- a_I – największa wartość spadku przyspieszenia w strefie I,
- t_{II} – czas narastania przyspieszenia w strefie II,
- a_{II} – przyrost przyspieszenia w strefie II
- t_{III} – czas trwania przegięcia w strefie III,
- a_{III} – największa wartość przyrostu przyspieszenia w strefie III.

Przebiegi zmian przyspieszenia jako funkcji czasu poddano analizie jakościowej. We wszystkich badanych przebiegach występuje wyraźna strefa liniowego narastania przyspieszenia. W pracy [132] opisano proces przyspieszania za pomocą metody średniej siły przyspieszającej, traktując ją jako reprezentatywną dla całego procesu rozpędzania. Przedstawione tam równania empiryczne odwzorowują uśrednione przebiegi rozpędzania i towarzyszące im zmiany parametrów układu napędowego, jednak w przypadkach odbiegają one od rzeczywistości.

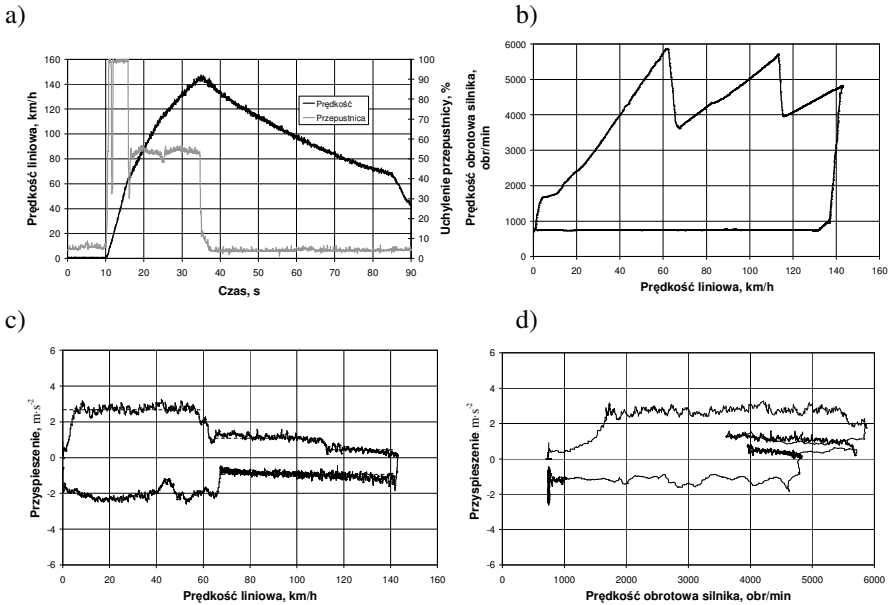
Analizując proces rozpędzania można wyróżnić dwa przebiegi krzywej przyspieszenia występującymi przed i po strefie liniowego przyrostu przyspieszenia, które to zakłócają przebieg siły napędowej. W pracach [73, 74, 76, 79, 92, 124, 126, 130, 131, 145] jako główny czynnik wpływający na taki przebieg sygnału przyspieszenia wzdłużnego w procesie rozpędzania, wskazuje się bezwładność układu napędowego i bezwładność masy samochodu, która powoduje niedostatek siły napędowej na kołach w początkowym okresie rozpędzania (strefa pierwsza) oraz niestabilność wartości przyspieszania wzdłużnego w strefie trzeciej. Na szczególną uwagę zasługuje składowa siły bezwładności w pierwszej strefie, która będzie przedmiotem analizy w dalszej części pracy.

Badania drogowe przeprowadzono w celu poznania zjawisk zachodzących w procesie rozpędzania przy wykorzystaniu metody identyfikacji czynnej, tj. obserwacji pracy układu napędowego w warunkach dynamicznych. Program tych badań opracowano w taki sposób, aby obejmował szeroki zakres warunków pracy układu napędowego jak i typu konstrukcji układu napędowego. Badania drogowe częściowo przeprowadzono, ze względu na warunki bezpieczeństwa, w warunkach poligonowych oraz warunkach rzeczywistego ruchu drogowego.

Ponieważ punkt ciężkości badań stanowi proces rozpędzania w jego pierwszym okresie po gwałtownym wymuszeniu go pedałem przyspieszenia, ocenę zmian przyspieszania wzdłużnego w procesie rozpędzania przeprowadzono z wykorzystaniem samochodów o zróżnicowanej konstrukcji układu napędowego. Takie założenie wymagało wyposażenia samochodu testowego w uniwersalne urządzenia pomiarowe, które ma mieć zastosowanie do różnej konstrukcji układów napędowych.

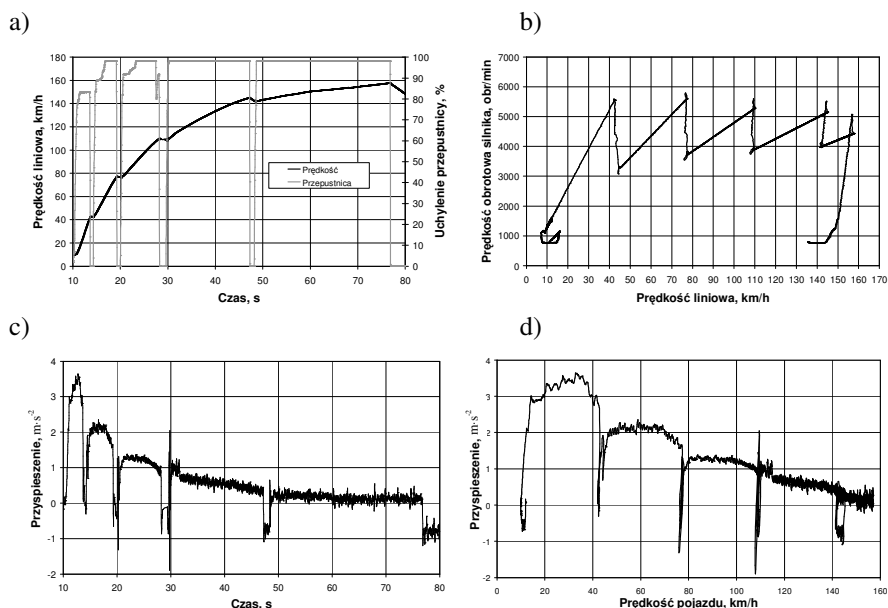
4.2.3. Wyniki badań drogowych

Badania prowadzono w rzeczywistych warunkach ruchu, na nawierzchni utwardzonej od stałej prędkości obrotowej wału korbowego silnika około 1800 obr/min dla próby rozpędzania przez biegi oraz próby elastyczności. Zmiany podstawowych wielkości w procesie rozpędzania przez biegi pokazano na rysunkach od 4.15 do 4.17.



Rys. 4.15. Zmiana parametrów w procesie rozprędzania i wybiegu dla samochodu testowego A: a) prędkości liniowej oraz uchylenia przepustnicy w czasie, b) prędkości obrotowej silnika jako funkcja prędkości liniowej, c) przyspieszenia jako funkcja prędkości liniowej, d) przyspieszenia jako funkcja prędkości obrotowej silnika

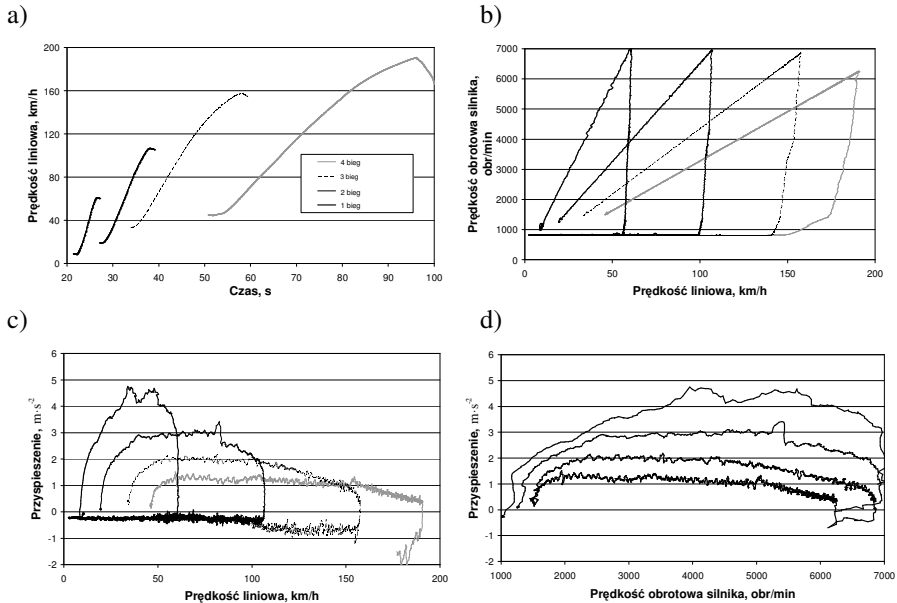
W przypadku samochodu testowego A, do prędkości 20 km/h utrzymywany jest poślizg na przekładni hydrokinetycznej przejawiający się mniejszym przyrostem przyspieszenia. Od tej prędkości liniowej samochodu następuje blokada sprzęgła hydrokinetycznego, a prędkość obrotowa wału korbowego silnika jest wprost proporcjonalna do jego prędkości liniowej. Po przekroczeniu tej prędkości utrzymywana jest prawie stała wartość przyspieszenia na kolejnych biegach. Przy większej prędkości liniowej przyspieszenie nieznacznie maleje i jest to związane z wyczerpywaniem się zapasu siły napędowej i pracy silnika na krzywej charakterystyki zewnętrznej.



Rys. 4.16. Zmiana parametrów w procesie rozpędzania dla samochodu testowego B: a) prędkości liniowej oraz uchylenia przepustnicy w czasie, b) prędkości obrotowej silnika jako funkcja prędkości liniowej, c) przyspieszenia wzdłużnego w czasie, d) przyspieszenia wzdłużnego jako funkcja prędkości liniowej

Opisane strefy (chwilowe zmniejszenie przyspieszenia wzdłużnego, a następnie jego gwałtowny przyrost dla biegu pierwszego) po gwałtownym otwarciu przepustnicy, pokazano na rysunku 4.15c i 4.16c. Przy kolejnych zmianach biegów również występują fazy z chwilowym zmniejszeniem przyspieszenia wzdłużnego, poniżej wartości średniej dla danego biegu. Próby powtarzano wielokrotnie dla każdego samochodu badawczego.

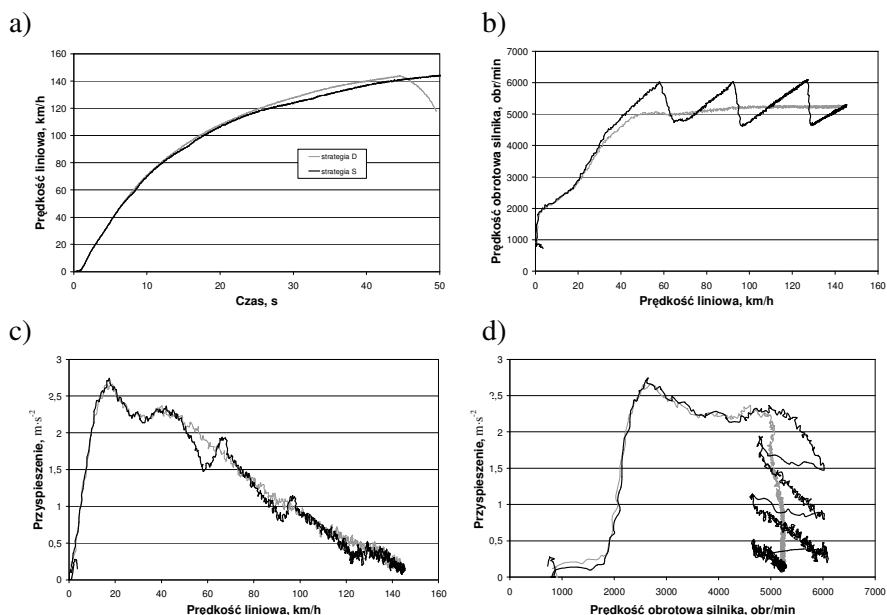
Próba elastyczności jest standardową metodą badania zdolności rozpędzania samochodu, od prędkości początkowej niezerowej, z pełną intensywnością. Próby przeprowadzono po gwałtownej, skokowej zmianie uchylenia przepustnicy do wartości maksymalnej (100%), dla stałego przełożenia w układzie napędowym, przy arbitralnie przyjętej początkowej prędkości obrotowej silnika, która zapewniała stabilną pracę układu napędowego (rys. 4.17).



Rys. 4.17. Zmiana parametrów w próbie elastyczności rozpędzania na poszczególnych biegach dla samochodu testowego C: a) prędkości liniowej w czasie, b) prędkości obrotowej silnika jako funkcja prędkości liniowej, c) przyspieszenia jako funkcja prędkości liniowej, d) przyspieszenia jako funkcja prędkości obrotowej silnika

W próbie elastyczności również można wyróżnić charakterystyczne strefy przyspieszania. Strefę pierwszą charakteryzuje spadek chwilowego przyspieszenia, przy czym im większe przełożenie w układzie przeniesienia napędu, tym większy przyrost chwilowego przyspieszenia oraz większe jego zakłócenia. Taki przebieg chwilowego przyspieszenia jest zgodny z wcześniej opisanymi założeniami, z których wynika, że znaczący przyrost przyspieszenia w strefie II, jest poprzedzony w strefie I chwilowym spadkiem jego wartości.

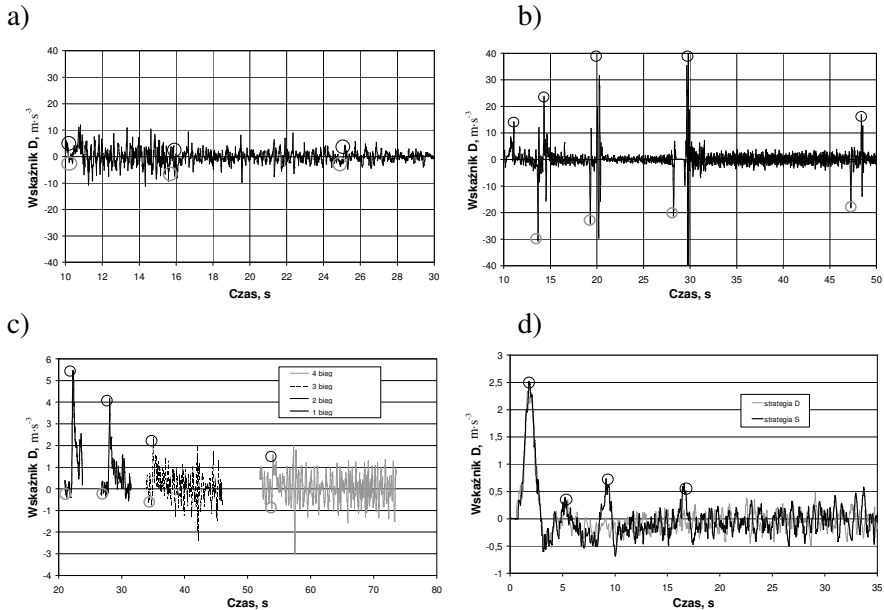
Podobne zjawisko zaobserwowano w przypadku rozpędzania samochodu wyposażonego w bezstopniowy układ przeniesienia napędu. Początkowa faza procesu przyspieszania charakteryzuje się również spadkiem przyspieszenia, następnie gwałtownie rośnie jak w przypadku stopniowych skrzyni biegów. Jednak po wzroście nie następuje stabilizacja przyspieszenia, a jego spadek, który w tym przypadku jest uzależniony od chwilowej wartości przełożenia. Także porównano przebieg rozpędzania dla dwóch strategii sterowania takim układem napędowym (rys. 4.18).



Rys. 4.18. Zmiana parametrów w procesie rozpędzania dla samochodu testowego D dla dwóch strategii sterowania (D – „Drive”, S – „Sekwencja”): a) prędkości liniowej w czasie, b) prędkości obrotowej silnika jako funkcja prędkości liniowej, c) przyspieszenia jako funkcja prędkości liniowej, d) przyspieszenia jako funkcja prędkości obrotowej silnika

Wartość przełożenia w automatycznym układzie przeniesienia napędu w strategii sterowania „Drive” maleje, pomimo utrzymania stałej wartości prędkości obrotowej silnika. W rezultacie moc silnika nie zmienia się (stała prędkość obrotowa silnika oraz stałe uchylenie przepustnicy), a spadek wartości przyspieszenia jest spowodowany malejącym zapasem siły napędowej, co zostało opisane w pracach [52, 71, 72, 74, 76, 81, 83, 92, 124, 126].

Następnie dokonano analizy ilościowej fazy rozpędzania z wykorzystaniem pochodnej przyspieszenia (ang. *Jerk*) określającego w sensie fizycznym przyspieszenie drugiego stopnia [$\frac{m}{s^3}$], który określono jako wskaźnik dynamiki (wskaźnik D).



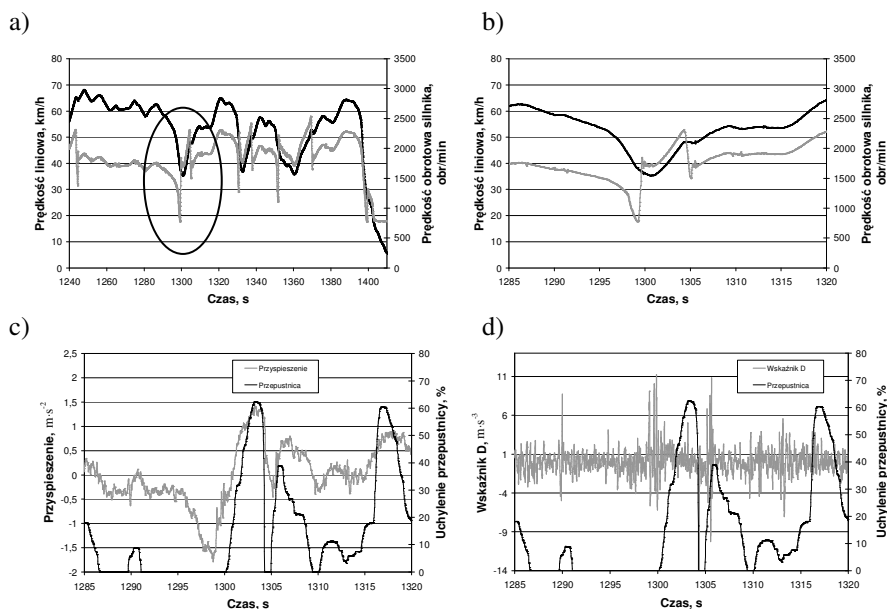
Rys. 4.19. Szybkość zmiany przyspieszenia w procesie rozpędzania dla: a) samochodu testowego A, b) samochodu testowego B, c) samochodu testowego C, d) samochodu testowego D

Zmiany wskaźnika D dla procesu rozpędzania samochodu przez biegi, w początkowym okresie rozpędzania charakteryzują się znaczącym jego przyrostem. Największe zmiany występują podczas stosowania manualnej zmiany biegów (rys. 4.19b), są one znacznie większe w porównaniu z automatycznym układem przeniesienia napędu. Interesujący jest również przebieg zmian wielkości kinematycznych w tej fazie procesu rozpędzania dla próby elastyczności (rys. 4.19c), charakterystyczne jest regularne zmniejszenie zmiany przyrostu przyspieszenia wzdłużnego. Podobne zmiany występują dla UPN wyposażonego w przekładnię CVT, osiągając również w tym przypadku najmniejsze wartości przyrostu wskaźnika D. Ten UPN jest wyposażony w przekładnię hydrokinetyczną, która jest blokowana po przekroczeniu prędkości liniowej pojazdu 40 km/h. Taka sytuacja ma miejsce w 4 sekundzie procesu rozpędzania i jest związana wystąpieniem charakterystycznego szarpnięcia w UPN, który jest niekorzystny z punktu widzenia komfortu jazdy.

W opracowaniach [7, 12, 30, 31, 124, 125] pochodna przyspieszenia wzdłużnego, wskaźnik D, jest określany jako wskaźnik komfortu. W analizowanych procesach rozpędzania jako najbardziej komfortowe należy uznać UN wyposażone w automatyczne układy przeniesienia napędu.

Przedstawiona analiza teoretyczna oraz przykładowe wyniki badań drogowych dowodzą, że przebieg wskaźnika D wartości pochodnej przyspieszenia wzdłużnego samochodu jest ważny dla prawidłowego przebiegu procesu rozpędzania oraz komfortu jazdy.

Kolejnym obszarem w procesie rozpędzania związanym ze znaczącymi zmianami przyspieszenia wzdłużnego jest proces przejściowy występujący po zmianie przełożenia na wyższe w stopniowym układzie przeniesienia napędu (rys. 4.20).



Rys. 4.20. Zmiana parametrów ruchu w czasie w procesie rozpędzania samochodu testowego B: a) prędkości liniowej oraz prędkości obrotowej silnika, b) powiększenie fragmentu rysunku „a” zakreślonego elipsą, c) przyspieszenie oraz uchylenia przepustnicy, d) wskaźnika D oraz uchylenia przepustnicy

Na rysunku 4.20a zaznaczono obszar zmiany przełożenia w kierunku wyższej wartości przełożenia, połączone ze zmianą uchylenia przepustnicy. Zarejestrowane przebiegi wskazują, że znaczące zmiany wskaźnika D (rys. 4.20c) następują w wyniku zmiany wartości przełożenia, jak również po zmianie uchylenia przepustnicy w kolektorze dolotowym. Zmiany wskaźnika D oraz zakres jego zmiany jest uzależniony od chwilowego zapasu siły napędowej i bezwładności układu napędowego. Podobne wyniki otrzymano dla innych zrealizowanych prób rozpędzania.

Z przedstawionych badań wynika, że bezpośrednio po zmianie uchylenia przepustnicy, przebieg przyspieszenia jest bardzo nieregularny, co wpływa niekorzystnie na siłę napędową. Początkowo w strefie I

przyspieszenie pojazdu maleje, pomimo wzrostu stopnia zasilania silnika, po czym monotonicznie przyrasta. Zjawisko to potwierdzają przytoczone wcześniej prace oraz wyniki badań własnych.

4.3. Badania stanowiskowe silnika

4.3.1. Sterowanie silnikiem o zapłonie iskrowym

W większości silników o zapłonie iskrowym, moc silnika jest regulowana uchylaniem przepustnicy usytuowanej w przewodzie dolotowym. Przez sterowanie oporem przepływu powietrza kierowca decyduje o napełnieniu cylindrów świeżym ładunkiem, przez co wpływa na wytworzony moment obrotowy i moc silnika. Dodatkowo jako czynniki uzupełniające proces sterowania mocą silnika, można uznać wpływ innych parametrów, jak np. kąta wyprzedzenia zapłonu, stopnia recyrkulacji spalin, składu mieszaniny palnej, czasu wtrysku, ciśnienia ładowania, wznios zaworów i fazy rozrządu. Zapewnione musi być przy tym minimum zużycia paliwa oraz przestrzeganie norm wynikających z przepisów ograniczających emisję substancji szkodliwych w spalinach [9, 21, 30, 38, 70, 92, 97, 98, 99, 123, 144].

Bardzo ważnym elementem w układzie sterowania silnika jest sposób interpretacji sygnału z pedału przyspieszenia, który w większości silników jest bezpośrednio odpowiedzialny za napełnienie i znacząco wpływa na pozostałe parametry układu sterowania silnika. Dla współczesnych silników jest to realizowane za pomocą elektronicznie sterowanej przepustnicy (ETC – ang. Electronic Throttle Control). Umożliwia to dowolne kształtowanie relacji między pedałem przyspieszenia a uchYLENIEM przepustnicy. Wybór tej zależności może zapewnić znaczące korzyści polegające na polepszeniu właściwości dynamicznych silnika szczególnie w procesie gwałtownego uchYLENIA przepustnicy [70, 81, 83, 86, 126]. Jednocześnie działanie takiego układu można uzupełnić, wprowadzając szereg dodatkowych funkcji kontrolnych, mających wpływ na przebieg siły napędowej na kołach jak np. wspomaganie zmiany biegów. W takim przypadku w chwili zmiany biegu, w momencie wyciśnięcia pedału sprzęgła, automatycznie jest ograniczane uchYLENIE przepustnicy.

W opracowaniach dotyczących systemów sterowania mocą silników spalinowych szczególne znaczenie przypisuje się zjawiskom powstałym w następstwie skokowego otwarcia przepustnicy [8, 18, 38, 66, 70, 81, 83, 121, 126, 136, 146, 148]. W pracach autora dokonano [124, 126] opisu zjawisk towarzyszących procesowi uchYLENIA przepustnicy a związanych z napełnieniem cylindrów i dawkowaniem paliwa w celu zwiększenia mocy silnika w stanach dynamicznych. Podstawowym celem tych i innych prac było sformułowanie modelu zużycia paliwa w warunkach drogowych.

Jednak nie analizowano wpływu wielu zjawisk na przyspieszenie wzdłużne i niedostatek siły napędowej w procesie rozpędzania. W celu ustalenia wpływu sposobu regulacji uchylenia przepustnicy na moc i moment obrotowy silnika dokonano identyfikacji czynnej charakterystyk silnika, w stanie ustalonym oraz dynamicznym.

4.3.2. Badanie silnika w stanie ustalonym

Pomimo postępu w modelowaniu matematycznym silnika, w badaniach symulacyjnych układu napędowego samochodu, często są wykorzystywane charakterystyki sporządzone w oparciu o dane doświadczalne. Technika cyfrowa sprawia, że charakterystyki te najczęściej są zapisywane w postaci macierzy, w pamięci komputera czy też sterownika [125]. Wiarygodna reprezentacja liczbowa (macierzowa) wymaga jednak przetwarzania danych doświadczalnych, które często nie spełniają warunku równomiernego, o dostatecznej gęstości, rozkładu w przestrzeni zmiennych stanu. Istnieje przy tym problem doboru liczby i rozkładu punktów doświadczalnych. Ze względu na dokładność odwzorowania jest pożądana duża liczba punktów doświadczalnych, szczególnie zagęszczonych w obszarze silnej, nieliniowej zmiany wartości rozpatrywanej wielkości. Wzrost liczby punktów doświadczalnych zwiększa jednak znacząco koszty uzyskania charakterystyki [75, 77, 88]. Stąd na podstawie własnych badań stanowiskowych, opisanych w pracach autora [78, 90] opracowano metodę modelowania i odwzorowania charakterystyki silnika o zapłonie iskrowym z wykorzystaniem sztucznych sieci neuronowych.

Zasadniczą trudnością w identyfikacji parametrów silnika, na danych doświadczalnych, jest wieloetapowość zachodzących w nim procesów przetwarzania energii, charakteryzujących się m.in. cyklicznością, nie stacjonarnością i silną nieliniowością oraz zjawiskami akumulacji. W badaniach identyfikacyjnych wykorzystano silnik z samochodu testowego D, taki sam w jaki był wyposażony jeden z samochodów badawczych. Podstawowe dane techniczne silnika typu 188A5000 przedstawiono w tabeli nr 4.2.

Tabela 4.2.

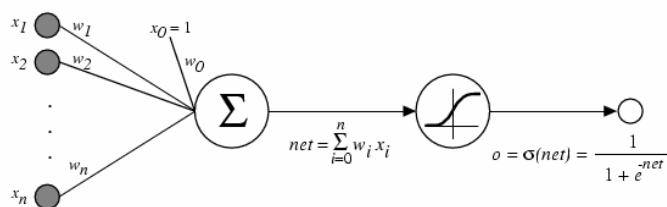
Podstawowe dane silnika doświadczalnego

Silnik	16-zaworowy
Typ	188A5000
Średnica cylindra (mm)	70,8
Skok tłoka (mm)	78,86
Pojemność skokowa (cm ³)	1242
Stopień sprężania	10,6
Moc znamionowa (kW przy obr/min)	59 przy 5900
Moment maksymalny (Nm przy obr/min)	119 przy 3900

W oparciu o badania stanowiskowe stanu ustalonego silnika i procedurę pomiarową oraz wartości średnie z każdego punktu pomiarowego powstał zbiór danych dyskretnych w całym zakresie jego pracy. Te dane wykorzystano do odwzorowania i modelowania charakterystyki ogólnej silnika.

Znane są różne sposoby obróbki danych służące do odwzorowania charakterystyki silnika. Jednym ze znanych, opisanym w literaturze, jest wieloetapowy sposób obróbki danych. Odwzorowanie charakterystyk silnika tym sposobem wiąże się z koniecznością wielokrotnego przetwarzania danych pomiarowych, które zarejestrowane dla każdej krzywej charakterystyki prędkościowej, są poddawane aproksymacji wielomianami 3. stopnia, przy wykorzystaniu metody najmniejszych kwadratów. W oparciu o uzyskane wielomiany regresji, generuje się wektory liczbowe składające się z wielu elementów, stanowiące zagęszczoną reprezentację liczbową każdej krzywej charakterystyki prędkościowej. W kolejnym etapie, tak uzyskane wektory, zapisuje się w trójkolumnowym pliku. Otrzymany plik przekształca się do macierzy, przy wykorzystaniu metody funkcji sklepanych, na podstawie których wykreśla się charakterystyki ogólne (izoparametryczne) silnika.

Natomiast odwzorowanie charakterystyk silnika za pomocą sieci neuronowych nie wymaga wieloetapowej obróbki danych pomiarowych. W pracy wykorzystano sieć typu *backpropagation* z radialną funkcją aktywacji neuronu, której przebieg informacji jest jednokierunkowy. Dane z terminali wejściowych przekazywane są do warstwy ukrytej, a następnie do warstwy wyjściowej sieci. W tym samym czasie informacje o błędzie przekazywane są w przeciwnym kierunku tak, aby zmieniać wartości współczynników wagowych sieci w celu likwidacji niedokładności [4]. Algorytm działania metody przedstawiono na rysunku 4.21,



Rys. 4.21. Algorytm działania sieci *backpropagation*

gdzie $\sigma(x)$ jest funkcją signum zapisaną w postaci

$$\frac{1}{1 + e^{-x}}. \quad (4.7)$$

Algorytm ustala współczynniki wagowe wielowarstwowej sieci o określonej liczbie neuronów i połączeń pomiędzy nimi, wykorzystując w tym celu minimalizację błędu kwadratowego pomiędzy wartościami wyjściowymi sieci a docelowymi wartościami tych wyjść. Trening rozpoczyna się od zsumowania błędów E we wszystkich terminalach wyjściowych sieci [3].

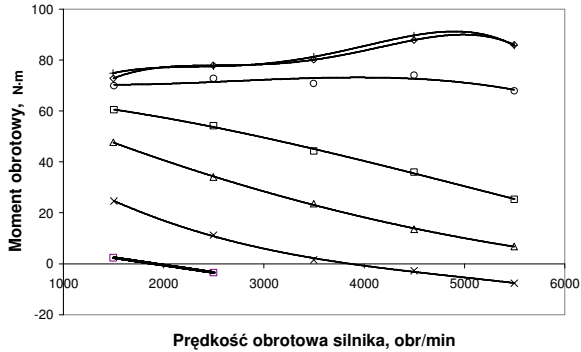
$$E(\vec{w}) \equiv \frac{1}{2} \sum_{d \in D} \sum_{k \in wy} (t_{kd} - o_{kd})^2. \quad (4.8)$$

gdzie: wy – zbiór wszystkich terminali wyjściowych sieci

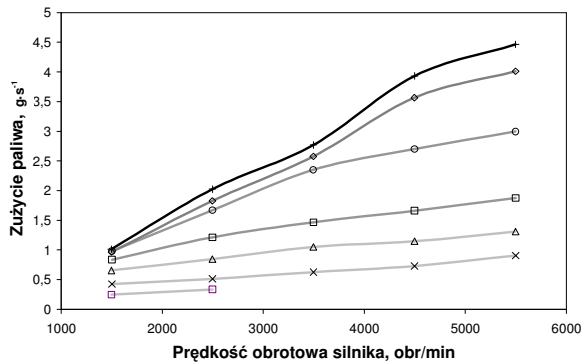
t_{kd}, o_{kd} – docelowe i wyjściowe wartości powiązane z k -tym terminalem wyjściowym i treningiem d .

Sztuczną sieć neuronową wygenerowano i wytrenowano przy użyciu biblioteki *Neural Network Toolbox* z pakietu *Matlab*. Przedstawiona sieć *radialbasis* charakteryzuje się dwoma wejściami, jednym wyjściem i 9 neuronami w warstwie ukrytej. Parametry wejściowe to prędkość obrotowa oraz moment obrotowy silnika, a parametry wyjściowe odpowiednio wybierane, tj. moc silnika, strumień paliwa, stężenie CO, HC i NO_x.

a)



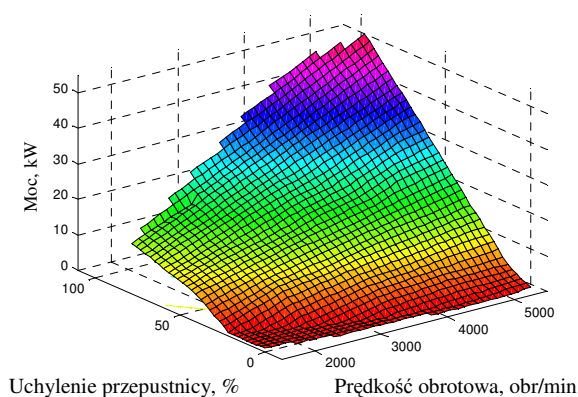
b)



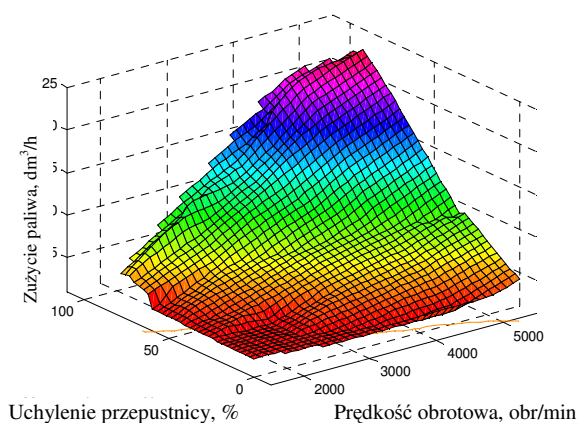
Rys. 4.22. Charakterystyka prędkościowa silnika przy różnym uchyleniu przepustnicy dla: a) momentu obrotowego, b) zużycia paliwa

Ze zbioru pierwotnych danych pomiarowych wygenerowano charakterystykę częściową (rys. 4.22) dla momentu obrotowego silnika oraz zużycia paliwa jako funkcję jego prędkości obrotowej, która ma zastosowanie do analizy właściwości dynamicznych i energetycznych samochodu w badaniach symulacyjnych. Charakterystyka częściowa momentu obrotowego obejmuje również ujemne wartości dla określonych uchyień przepustnicy oraz przecina oś odciętych przy coraz większej prędkości obrotowej silnika.

a)



b)



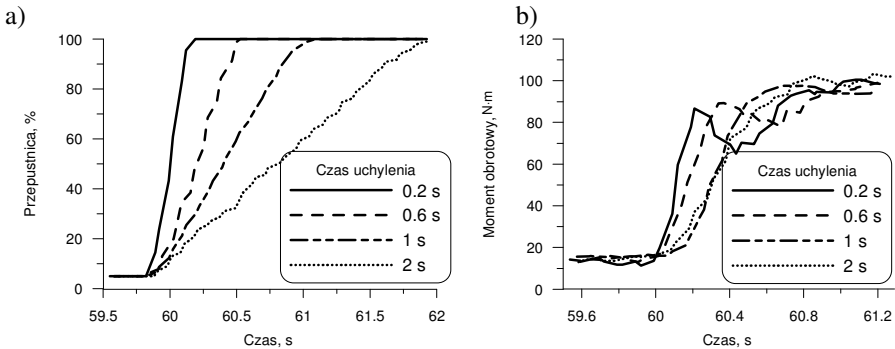
Rys. 4.23. Charakterystyki ogólne silnika: a) mocy, b) zużycia paliwa

W obszarze charakterystyki ogólnej silnika, w stanie ustalonym para podstawowych współrzędnych stanu, moment obrotowy oraz prędkość obrotowa silnika, jednoznacznie wyznacza położenie punktu pracy silnika. Wartość mocy maksymalnej jest ograniczona krzywą mocy dla pełnego zasilania silnika. Moc wymaganą w procesie rozpędzania samochodu, można uzyskać w punkcie pracy charakterystyki silnika powyżej oporów podstawowych dla określonej prędkości liniowej samochodu, dla której jest spełniony warunek ze wzoru (2.4), tj. występuje zapas siły napędowej. Stąd ważny jest wybór uchylenia przepustnicy oraz przełożenia UPN determinujący prędkość obrotową silnika. Pozostałe charakterystyki ogólne silnika przedstawiają moc i zużycie paliwa (rys. 4.23). Ich analiza jest

bardzo ważna z punktu widzenia strategii sterowania i wskaźników emisyjnych, co zostało opisane w pracach [78, 88, 124, 125].

4.3.3. Uchylenie przepustnicy jako parametr sterowania silnikiem

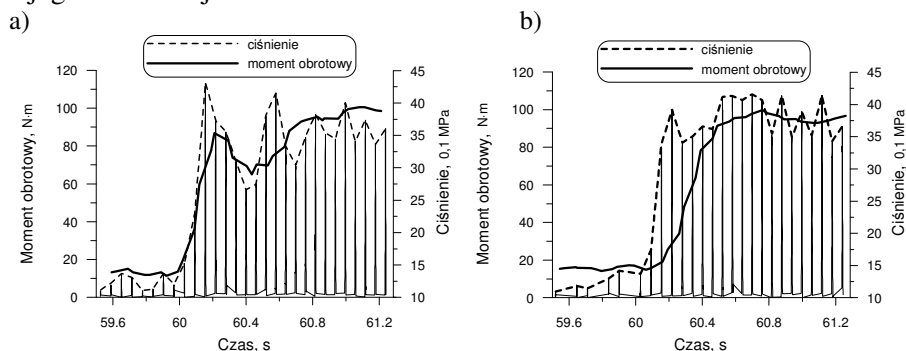
W badaniach stanowiskowych, dokonano identyfikacji wpływu sposobu regulacji uchylenia przepustnicy na przebieg rozpędzania samego silnika na hamowni silnikowej. Silnik poddano obciążeniu wynikającemu z rzeczywistych warunków ruchu, tj. samochodu osobowego jadącego z prędkością liniową wynoszącą około 36 km/h ze stałym przełożeniem w UPN, co odpowiada prędkości obrotowej silnika wynoszącej około 1800 obr/min. Następnie w sposób stopniowy zwiększano uchylenie przepustnicy w zakresie od 10 do 100 % z różną prędkością (rys. 4.24).



Rys. 4.24. Czasowe przebiegi prędkości ruchu przepustnicy (a) i odpowiadające im przebiegi momentu obrotowego silnika (b)

Szybki wzrost wartości momentu obrotowego silnika następuje przy najkrótszym czasie uchylenia przepustnicy, przy którym następuje jednak chwilowy, lecz istotny spadek jego wartości. W miarę wydłużania czasu uchylenia przepustnicy, a więc spowolnienia jej ruchu, moment obrotowy silnika wzrasta tylko nieznacznie wolniej. Jednocześnie obserwuje się coraz mniejszy wtórny spadek jego wartości, który przy czasie uchylenia 1 s nie występuje. Warto natomiast zauważyć, że w przypadku czasu otwierania wynoszącego 1 s, uzyskuje się stabilną wartość momentu obrotowego o ok. 0,5 s wcześniej niż w przypadku gwałtownej zmiany położenia przepustnicy (czas otwierania 0,2 s). Dalsze zmniejszanie prędkości ruchu przepustnicy sprawia, że moment obrotowy silnika narasta coraz wolniej. Ze względu na to, że w opisywanych badaniach moment obrotowy mierzono przy użyciu momentomierza tensometrycznego, zamontowanego pomiędzy wałem korbowym silnika a hamulcem elektrodynamicznym, zakładano początkowo, że wyżej przedstawione zmiany jego przebiegu mogą wynikać nie tylko z powodu zmiany uchylenia przepustnicy. W celu sprawdzenia

przyczyny obserwowanych zmian, równoległe w trakcie badań rejestrowano przebieg zmian ciśnienia w jednym z cylindrów silnika testowego (rys. 4.25), które porównano z przebiegiem momentu obrotowego silnika. Podobny charakter obu linii jest potwierdzeniem generowania przebiegu momentu obrotowego przez zjawiska zachodzące w silniku, a wynikające z jego konstrukcji.



Rys. 4.25. Porównanie przebiegu zmian ciśnienia indykowanego oraz momentu obrotowego dla dwóch różnych czasów uchylania przepustnicy; a) $t=0,2$ s, b) $t=1,0$ s

Zjawiska występujące w stanach dynamicznych pracy silnika związanych z przyrostem napełnienia wymagają stosowania elektronicznego sterowania przepustnicą. Stąd uchylenie przepustnicy w nowoczesnych silnikach spalinowych o zapłonie iskrowym, stanowi dodatkowy parametr w systemie sterowania układu napędowego.

Bezwładność mechaniczna silnika

Przy rozpatrywaniu dynamiki układu silnik-układ przeniesienia napędu, niezbędna jest znajomość wartości masowego momentu bezwładności silnika. Obliczeniowo określenie tej wielkości bywa kłopotliwe i nie zawsze jest możliwe. W praktyce moment bezwładności silnika można określić doświadczalnie na hamowni silnikowej, wykorzystując układ silnik spalinowy-hamulec elektrodynamiczny i stosując metodę wybiegu. Istota tej metody jest opisana w literaturze [19, 20] i nazwana mianem próby podwójnego wybiegu. W niniejszej pracy do określenia momentu bezwładności wykorzystano metodę wybiegu połączoną z pomiarem strat własnych silnika.

Zgodnie z prawem Newtona:

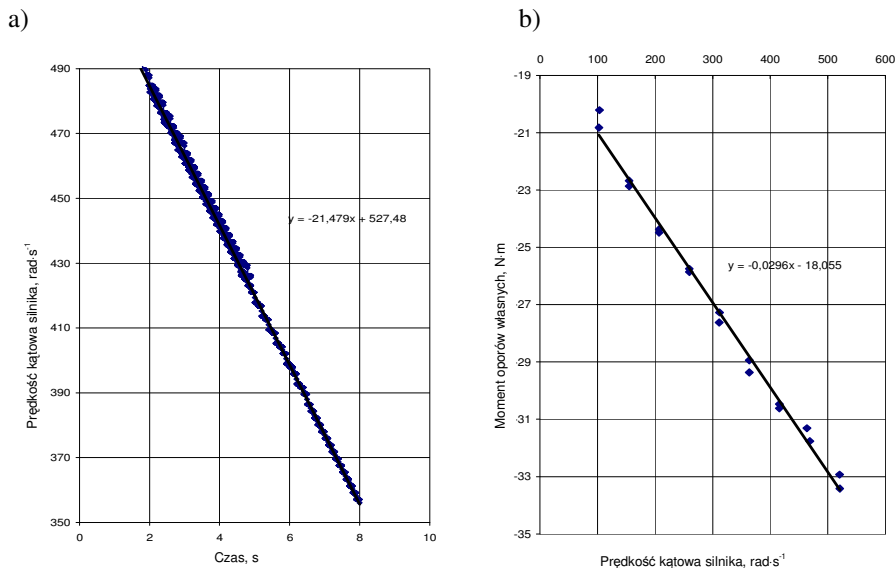
$$M_{st_sil} = J_s \cdot \varepsilon \quad (4.9)$$

gdzie: M_{st_sil} – moment oporów toczenia silnika w fazie wybiegu,

J_s – masowy moment bezwładności silnika,

$\varepsilon = d\omega/dt$ – opóźnienie kątowne prędkości kątowej silnika.

Zastosowana metoda wymaga dokładnego pomiaru opóźnienia kąowego silnika bezpośrednio po wyłączeniu zapłonu, jak i pomiaru momentu strat własnych silnika. Poniżej przedstawiono charakterystykę wybiegu silnika zaraz po wyłączeniu zapłonu (rys. 4.26a) oraz momentu oporów własnych silnika (rys. 4.26b).



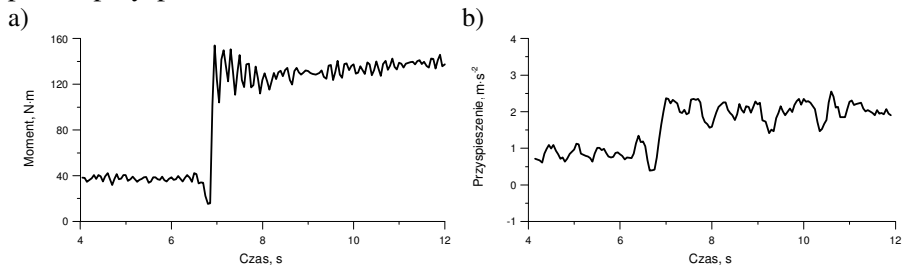
Rys. 4.26. Charakterystyka badanego silnika: a) wybieg silnika, b) oporów własnych

Obliczony masowy moment bezwładności dla badanego silnika na hamowni silnikowej wynosi $J_s = 0,163 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

4.4. Wpływ regulacji mocy silnika na przebieg momentu obrotowego w badaniach drogowych

Opisane powyżej badania identyfikacyjne i stanowiskowe silnika, określające wpływ sposobu regulacji kąta uchylenia przepustnicy w kolektorze na moc i moment silnika, zweryfikowano w badaniach drogowych [81, 83, 86, 91, 126]. Dla określenia wpływu stopnia uchylenia przepustnicy na powstający moment obrotowy w układzie napędowym samochodu, zrealizowano proces rozpędzania samochodu w warunkach drogowych przy niezmiennym przełożeniu UPN. Moment obrotowy silnika przekazany do układu przeniesienia napędu rejestrowano za pomocą momentomierza zainstalowanego za skrzynią biegów na wale napędowym. Próbę

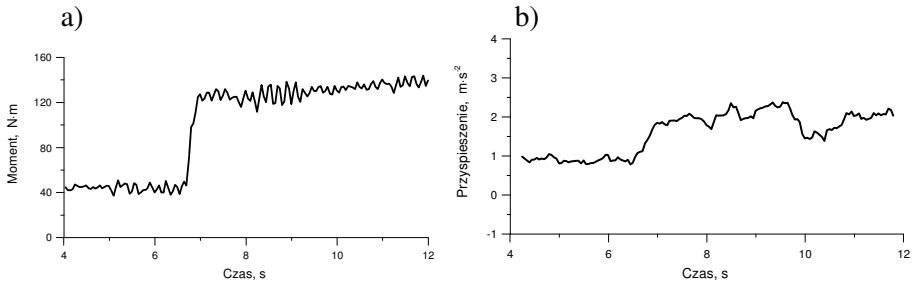
rozpędzania samochodu przeprowadzono dla klasycznego układu napędowego wyposażonego w stopniową skrzynię biegów, od stałej początkowej prędkości obrotowej wału korbowego silnika (około 1800 obr/min) na biegu bezpośrednim. Porównano proces rozpędzania samochodu niewyposażonego w układ regulacji prędkości uchylenia przepustnicy z tym samym samochodem, który następnie wyposażono w taki układ. Układ ten składał się z elektronicznego zespołu przepustnicy oraz programowalnego ECU, za pomocą którego istniała możliwość regulacji prędkości uchylenia przepustnicy. Na rysunku 4.27 przedstawiono przebieg momentu obrotowego oraz przyspieszenia wzdłużnego samochodu dla gwałtownego uchylenia przepustnicy, bez układu regulacji uchylenia przepustnicy w którym uchylenie przepustnicy jest wprost proporcjonalne do uchylenia pedału przyspieszenia.



Rys. 4.27. Przebiegi czasowe dla nie regulowanej prędkości uchylenia przepustnicy w kolektorze: a) moment obrotowy, b) przyspieszenie wzdłużne

Wyniki badań z programowaną prędkością uchylenia przepustnicy pokazano na rysunku 4.28, którą ograniczono do $75^\circ/\text{s}$, co wynikało z badań stanowiskowych.

Przeanalizowano pierwszy okres procesu przyspieszania, mający wpływ na powstającą siłę napędową na kołach. Wprowadzenie programowanej prędkości ruchu przepustnicy, powoduje zmniejszenie amplitudy odchylenia momentu napędowego i przyspieszenia wzdłużnego samochodu. To rozwiązanie jednak wprowadza spadek dynamiki rozpędzania i jest sprzeczne z uzyskaniem szybkiego przyrostu siły napędowej podczas np. manewru wyprzedzania.



Rys. 4.28. Przebiegi czasowe dla regulowanej prędkości uchylecia przepustnicy w kolektorze: a) moment obrotowy, b) przyspieszenie liniowe

Wszystkie samochody badawcze były wyposażone w układ elektronicznie sterowanej przepustnicy, który eliminuje niekorzystny wpływ bezpośredniego sterowania uchyleciem przepustnicy przez kierowcę [126].

Poszukuje się sposobu pozwalającego na uzyskanie szybkiego przyrostu mocy silnika podczas rozpędzania samochodu szczególnie w jego pierwszym okresie, gdzie dochodzi do ograniczenia przyspieszenia i niedostatku siły napędowej na kołach.

5. DOŁADOWANIE KRÓTKOTRWAŁE SILNIKA O ZAPŁONIE ISKROWYM

5.1. Założenia dla układu doładowania

W przypadku doładowania silników o zapłonie iskrowym, problem jest bardziej złożony, gdyż ilość ładunku dostarczana do cylindra musi być ściśle kontrolowana z powodu możliwości wystąpienia nieprawidłowego procesu spalania w cylindrze. Zwiększenie stopnia napełnienia cylindrów świeżym ładunkiem może doprowadzić do spalania stukowego. Jednym ze sposobów uniknięcia tego zjawiska jest obniżenie temperatury ładunku powietrza zasysanego przez silnik. W tym celu w układach wyposażonych w turbosprężarkę stosuje się chłodnicę powietrza. Takie rozwiązanie jest właściwe w przypadku układu doładowania o charakterze ciągłym.

Obniżenie temperatury również można uzyskać podczas rozprężania ładunku z wysokiego ciśnienia, które zastosowano w układzie krótkotrwałego doładowania silnika. W tym przypadku zasila się silnik powietrzem z zasobnika, w którym utrzymuje się ciśnienie na poziomie co najmniej 16 MPa. Gdy zachodzi potrzeba nagłego zwiększenia momentu obrotowego silnika, doprowadza się dodatkowe powietrze z zasobnika pod wysokim ciśnieniem, które przed wlotem do kolektora dolotowego jest rozprężane do ciśnienia około 0,3 MPa. Spadek temperatury powietrza doładowanego do kolektora powoduje obniżenie temperatury w całej objętości kolektora dolotowego, co zwiększa ilość powietrza dostarczanego do cylindrów silnika. Czas trwania doładowania ustalono na podstawie prac własnych [76, 83, 85, 87, 89, 124]. Chwilowy niedobór siły napędowej jest krótkotrwały i trwa około ośmiu cykli pracy silnika, co przy prędkości około 1800 obr/min daje mniej niż 0,3 s.

Przy projektowaniu układu krótkotrwałego doładowania należy wstępnie określić wielkości termodynamiczne silnika mające wpływ na zjawisko spalania stukowego oraz przeprowadzić odpowiednią analizę. Założono, że w przypadku doładowania dodatkowo podaje się 100% powietrza znajdującego się w cylindrze.

Przekształcając równanie Clapeyrona dla gazu doskonałego, równocześnie opisujące w przybliżeniu gaz rzeczywisty, można określić ilość powietrza znajdującego się w jednym cylindrze silnika testowego. Określając:

- pojemność jednego cylindra silnika testowego, która wyniosła
 $V_c = 0,3105 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$,
- uniwersalną stałą gazową $R = 8314,7 \text{ J}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$,
- temperaturę i ciśnienie końca napełniania to $T_{KN} = 300\text{K}$,
 $p_{KN} = 0,09 \text{ MPa}$,

- wykładnik przemiany politropowej (średni) $\chi=1,36$,
to można obliczyć liczbę moli powietrza znajdującego się w cylindrze

$$n_{cl} = \frac{p_{KN} \cdot V}{R \cdot T_{KN}} = 11,2 \cdot 10^{-3} \quad (5.1)$$

Dla określonych parametrów obliczono również temperaturę i ciśnienie końca suwu sprężania

$$T_{KS} = T_{KN} \cdot \varepsilon^{\chi-1}, \quad (5.2)$$

$$p_{KS} = p_{KN} \cdot \varepsilon^{\chi}, \quad (5.3)$$

Obliczone wartości wynoszą odpowiednio:

- $T_{KS} = 700$ K,
- $p_{KS} = 2,2$ MPa.

Temperaturę powietrza doładowywanego z zasobnika (T_D), jak przedstawiono w pracy [124], obliczono stosując wzory dla gazu doskonałego, przy czym błąd nie przekracza wówczas 1%. Jeśli odpowiednio temperatura $T_{Zb} = 300$ K i ciśnienie panujące w zbiorniku wynosi $p_{Zb} = 16$ Mpa, a ciśnienie końca rozprężania $p_{KS} = 0,3$ MPa, to korzystając z zależności

$$\frac{T_{Zb}}{T_D} = \left(\frac{p_{Zb}}{p_{KS}} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}}, \quad (5.4)$$

wyznaczono temperaturę dolotu wynoszącą (T_D) = 105 K, czyli jest to bardzo znaczący spadek temperatury. Taka temperatura jest osiągana tylko przy ujściu powietrza z reduktora ciśnienia układu doładowania. Powietrze ma następnie kontakt z gorącym układem dolotowym silnika. W konsekwencji doładowane powietrze powoduje spadek temperatury w całej objętości kolektora dolotowego średnio o 15 do 25 stopni. Uwzględniając 15-stopniowy spadek temperatury, z powyższej zależności (5.2), można obliczyć temperaturę końca suwu sprężania po doładowaniu (T_{KSD}) która wynosi 628 K. Jednocześnie realizacja procesu doładowania wpływa na podwyższenie ciśnienia w kolektorze podczas suwu napełnienia (p_{KND}) do wartości 0,13 MPa, tym samym ciśnienie podczas suwu sprężania po doładowaniu (p_{KSD}), z zależności 5.3, wynosi 2,58 MPa.

W wyniku doładowania uzyskano teoretycznie duży przyrost końcowych parametrów suwu sprężania. Dane te pozwalają obliczyć wymiary konstrukcyjne zasobnika powietrza w systemie krótkotrwałego doładowania. Doładowanie realizowane będzie tylko do chwili, gdy silnik osiągnie wystarczającą wartość momentu obrotowego w procesie przyspieszania, czas doładowania nie będzie dłuższy niż 1 s. Zakładając maksymalną prędkość obrotową silnika 6000 obr/min dla silnika czterosuwowego i czterocylindrowego, to w czasie 1 s potrzebnych będzie 200 dawek powietrza. Zatem całkowita liczba moli powietrza doładowanego

na jeden cykl doładowania, wyniesie $n_C = 2240 \cdot 10^{-3}$ mol. Korzystając z zależności (5.1) i przekształcając ją, po uwzględnieniu powyższych parametrów końca suwu napełnienia, można obliczyć całkowitą objętość powietrza doładowanego na jeden cykl doładowania, która wynosi $0,04084 \text{ m}^3$.

Przy doborze zbiornika należy przewidzieć pewną rezerwę objętości, która zagwarantuje wydajność systemu i odpowiednie parametry. Założono, iż rezerwa zasobnika wynosi 20% przy maksymalnej prędkości obrotowej silnika, co odpowiada objętości zasobnika około $0,049 \text{ m}^3$ powietrza rozprężonego.

Jak wspomniano wyżej, dużym zagrożeniem dla rozważanego doładowania silnika jest możliwość występowania spalania stukowego. Według [69, 108, 124] zjawisko spalania może wystąpić, gdy czas zapłonu mieszanki będzie krótszy od czasu narastania maksymalnego ciśnienia, za który przyjęto 10 ms. Dla oszacowania czasu zapłonu mieszanki po doładowaniu skorzystano ze wzoru opracowanego przez Livengooda i Wu, słusznego dla mieszanki paliwowo-powietrznej i paliwa o liczbie oktanowej określonej metodą badawczą wynoszącą 95 przy stopniu sprężania 9:1, w którym to wzorze (τ) jest opóźnieniem zapłonu w ms.

$$\tau = 17,68 \left(\frac{\text{liczba oktanowa}}{100} \right)^{3,402} \cdot p_{KSD}^{-1,7} \cdot e^{\left(\frac{3800}{T} \right)} \quad (5.5)$$

Po przyjęciu warunków parametrów procesu spalania określonych powyżej czas opóźnienia zapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej po doładowaniu może wynieść około $\tau=9,4$ ms. Powyższe sprawdzenie pokazuje, że w wyniku zastosowania krótkotrwałego doładowania, proces spalania przebiega na granicy spalania stukowego.

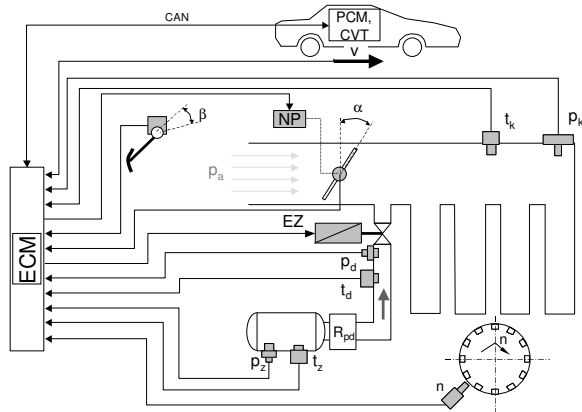
5.2. Koncepcja układu doładowania

Układ krótkotrwałego doładowania zasobnikowego zrealizowano na silniku badawczym zainstalowanym na hamowni silnikowej z wykorzystaniem Symulatora Drogowego Obciążenia Silnika (SDOS). SDOS opisany w pracach własnych [80, 83, 92, 124, 126] umożliwia badanie rzeczywistego silnika współpracującego z wirtualnym pojazdem, który obciążany jest momentem oporowym wynikającym z rzeczywistych warunków ruchu.

W układzie sterowania mocą silnika dokonano modernizacji polegających na:

- wyposażeniu układu dolotowego silnika w dodatkowy króciec doprowadzający sprężone powietrze z zasobnika wraz z wtryskiwaczem,
- wyposażeniu silnika w dodatkowy zasobnik sprężonego powietrza wraz z reduktorem i przewodami,
- modyfikacji układu sterowania przepustnicą,
- wyposażeniu w nowy układ sterowania doładowaniem,
- wprowadzeniu dodatkowych czujników.

Schemat ideowy proponowanego układu doładowania zasobnikowego silnika o zapłonie iskrowym przedstawiono na rysunku 5.1.



Rys. 5.1. Schemat ideowy proponowanego układu krótkotrwałego doładowania: p_a – ciśnienie zasysanego powietrza, p_z – ciśnienie w zasobniku, t_z – temperatura w zasobniku, p_d – ciśnienie w kanale dolotowym, t_d – temperatura w kanale dolotowym, R_{pd} – reduktor ciśnienia, EZ – wtryskiwacz powietrza, p_k – ciśnienie w kolektorze dolotowym, t_k – temperatura w kolektorze dolotowym, NP – nastawnik przepustnicy (ETC), α – kąt uchylenia przepustnicy, β – kąt uchylenia pedału przyspieszenia, n – prędkość obrotowa wału silnika, v – prędkość liniowa pojazdu, ECM – sterownik silnika i układu doładowania zasobnikowego, PCM – sterownik układu napędowego, CVT – sterownik przekładni bezstopniowej

W układzie krótkotrwałego doładowania silnika o zapłonie iskrowym zastosowano zasobnik sprężonego powietrza, w którym utrzymuje się ciśnienie na poziomie co najmniej 16 MPa. Powietrze z zasobnika jest podawane na reduktor ciśnienia, a następnie do wtryskiwacza, za pomocą którego powietrze jest wprowadzane do kolektora dolotowego za przepustnicę (rys. 5.2). Spadek temperatury w kolektorze dolotowym silnika wywołany przez rozprężające się powietrze z zasobnika zwiększa ilość powietrza w kolektorze dolotowym, co wymusza konieczność doprowadzenia skorygowanej, zwiększonej dawki paliwa. Wzrost stopnia sprężania powietrza w cylindrze przy zwiększonej dawce paliwa w chwili, gdy ma on przyspieszyć, skutkuje wzrostem momentu obrotowego, co

przyczynia się do powiększenia jego zapasu tak potrzebnego przy rozpędzaniu samochodu. Po zakończonym okresie doładowania układ sterowania silnika pracuje dalej według oryginalnego algorytmu sterowania.



Rys. 5.2. Widok: a) stanowiska badawczego SDOS, b) wtryskiwacza powietrza z króćcem dolotowym za przepustnicą

5.3. Badania układu doładowania

5.3.1. Badania symulacyjne zjawisk w kolektorze dolotowym

Liczba publikacji dotyczących badania zjawisk zachodzących w kolektorze jest znaczna, ale głównie jest ona ukierunkowana na minimalizację zużycia paliwa na podstawie badań stanowiskowych [9, 19, 30, 50, 61, 69, 81, 83, 86, 87, 124, 126, 132, 136, 150]. Tymczasem, przez rozwój nowoczesnych technik obliczeniowych, istnieją nowe metody analizy zjawisk zachodzących w kolektorze dolotowym. Te badania można przeprowadzić metodą symulacji cyfrowej, która jest efektywnym sposobem poznania zjawisk zachodzących w kolektorze dolotowym. Badania symulacyjne podjęto w celu szczegółowego poznania wpływu prędkości przepływu powietrza oraz zmiany ciśnienia w kolektorze dolotowym silnika wolnossącego z układem krótkotrwałego doładowania. Uzyskane wyniki obrazują przepływ powietrza w kolektorze oraz posłużyły jako wytyczne do badań stanowiskowych.

W tym celu opracowano model kolektora dolotowego w pakiecie FLUENT, służący do symulowania zjawisk fizycznych i analizy przepływów. Obliczenia wykonywane za pomocą tego pakietu bazują na metodzie skończonych objętości. Rozpatruje się dwuwymiarowy przepływ czynnika przez kolektor dolotowy, traktowany jako rura z umieszczoną przepustnicą (rys. 5.3), co zostało szczegółowo opisane w pracach [23, 89, 124]. Ruch czynnika, w tym przypadku powietrza, opisuje układ składający się z równania

$$\rho \nabla U \cdot U = -\nabla p + \nabla \mu_{ef} \cdot (\nabla U + \nabla U^T) + \frac{2}{3} \rho \nabla k \quad (5.6)$$

oraz równania ciągłości

$$\nabla \cdot U = 0 \quad (5.7)$$

gdzie: U – jest wektorem prędkości, ρ – gęstością płynu, k – energią kinetyczną turbulencji a μ_{ef} – lepkością efektywną.

Układ równań ruchu jest domknięty dla modelu turbulentnego. Do obliczeń symulacyjnych zastosowano standardowy model k - ε , gdzie lepkość turbulentną oblicza się z zależności

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (5.8)$$

natomiast energię turbulentną k oraz prędkość jej dyssypacji ε wyznacza się z równań transportu

$$\rho \nabla \cdot \varepsilon U = \nabla \cdot \frac{\mu_{ef}}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon + \frac{\varepsilon}{k} (c_1 \mu_{ef} G - c_2 \rho \varepsilon) \quad (5.10)$$

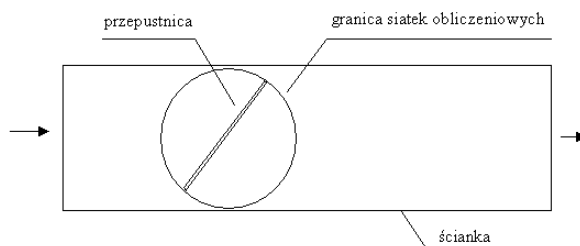
$$\rho \nabla \cdot k U = \nabla \cdot \frac{\mu_{ef}}{\sigma_k} \nabla k + \mu_{ef} G - \rho \varepsilon, \quad (5.11)$$

gdzie: c_1 , c_2 to stałe empiryczne, a σ_k i σ_ε to turbulentne liczby Prandtla/Schmidta dla k i ε .

Do obliczeń przyjęto następujące wartości stałych empirycznych

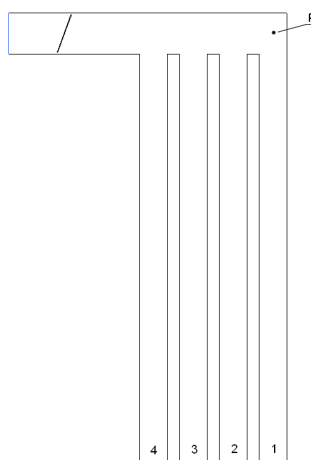
$$\sigma_k = 1,00; \sigma_\varepsilon = 1,30; c_1 = 1,44; c_2 = 1,92; c_\mu = 0,09. \quad (5.12)$$

Część układu dolotowego (obszar przepustnicy) został odtworzony w wymiarach rzeczywistych w programie GAMBIT (rys. 5.3), a następnie po dokonaniu dyskretyzacji obszaru obliczeniowego został on zaimportowany do programu FLUENT i określono warunki brzegowe [125].



Rys. 5.3. Schemat fragmentu układu dolotowego z obszarem przepustnicy

Widok odtworzonej geometrii układu dolotowego przedstawiono na rysunku 5.4.



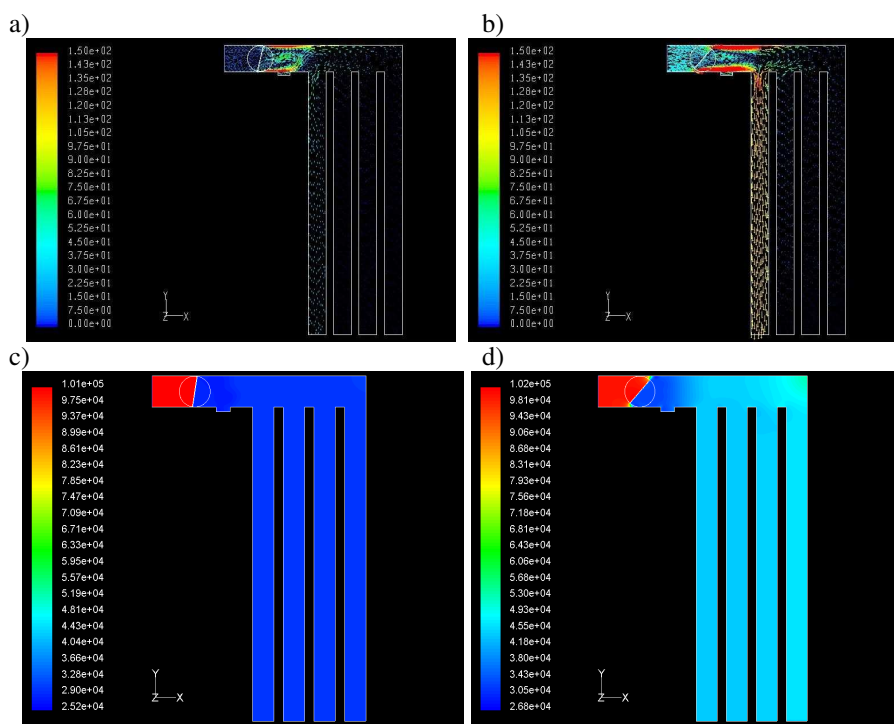
Rys. 5.4. Odtworzona geometria układu dolotowego:
P – część pojemnościowa kolektora

Następnie badaniom poddano ustalony i dynamiczny stan czynnika w układzie dolotowym silnika, w których analizowano przepływ powietrza w kolektorze dolotowym dla różnego uchylenia przepustnicy przy ustalonej prędkości obrotowej silnika. W stanach dynamicznych analizowano zjawiska przepływowe podczas gwałtownego zwiększenia obciążenia silnika, tj. przy stałej prędkości obrotowej i zmiennym uchyleniu przepustnicy oraz zasymulowano działanie układu krótkotrwałego doładowania w kolektorze dolotowym [12, 14, 16]. W wyniku symulacji wyznaczono rozkłady prędkości strug powietrza oraz ciśnień panujących w kolektorze dolotowym, a uzyskane dane porównano z wartościami eksperymentalnymi.

Przepływ ustalony (quasi-statyczny) symulowano przy prędkości obrotowej silnika równej $n=1800$ obr/min i stałym uchyleniu przepustnicy,

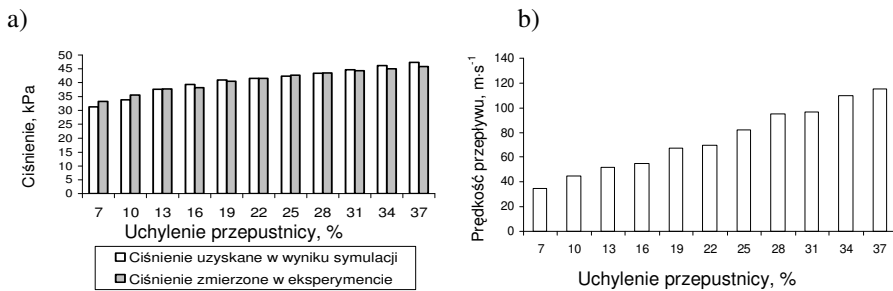
po czym zadawano kolejny stopień uchylenia przepustnicy uzyskując rozkłady kierunków i prędkości przepływu powietrza. Wyniki symulacji przedstawiono na rysunku 5.5 w postaci barwnych wektorów, każdemu z wybranych kolorów przypisana jest odpowiednia prędkość oraz kierunek przepływu. Wraz ze zwiększaniem uchylenia przepustnicy prędkość w kolektorze dolotowym wzrasta.

Przy dużych prędkościach przepływu strugi powietrza przez część pojemnościową kolektora dolotowego, dochodzi do zjawiska przepływu zwrotnego nad przewodami doprowadzającymi powietrze do poszczególnych cylindrów. To zjawisko występuje najbardziej intensywnie w przewodzie dolotowym czwartego cylindra i wynika z eżektorowego działania strugi przepływającego powietrza przy suwie dolotu w 1 i 2 cylindrze. Największe prędkości przepływu zaobserwowano w 1 i 2 przewodzie dolotowym, podczas gdy w pozostałych prędkości przepływu były średnio o około 0,5 m/s mniejsze.



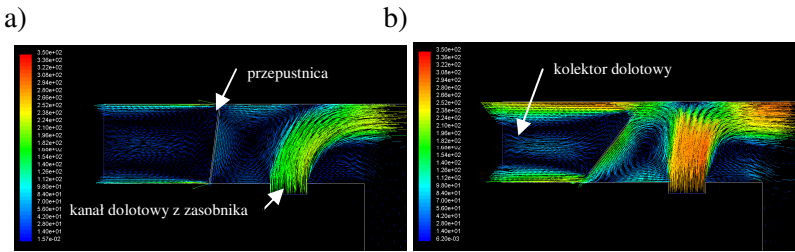
Rys. 5.5. Przepływ powietrza w kolektorze dla uchylenia przepustnicy:
 a) 7%, b) 37% – rozkład wektorów prędkości oraz kierunek przepływu powietrza,
 c) 7%, d) 37% – rozkład ciśnienia

Dla uchylenia przepustnicy w przedziale od 7% do 16% występują wyraźne wiry w części zespołu przepustnicy, które dla uchylenia powyżej 19% ulegają spłaszczeniu, ale nie zanikają. Zauważono również większe prędkości w obszarze przepływu pomiędzy zespołem przepustnicy a ścianką kolektora, z kolei mniejsze występują w osi poziomej przepływu bezpośrednio za przepustnicą. Te prędkości stopniowo zmniejszają się w dalszej części pojemnościowej kolektora nad poszczególnymi przewodami dolotowymi do cylindrów. Analizowano również rozkład ciśnienia panującego w kolektorze dolotowym dla różnego uchylenia przepustnicy. Jak widać ciśnienie rośnie wraz z uchyleniem przepustnicy. Wyniki porównano z ciśnieniami zmierzonymi na rzeczywistym silniku i zestawiono na wykresie (rys. 5.6). Największa różnica ciśnienia wyniosła 6%, co odpowiada wartości 2 kPa.



Rys. 5.6. Analiza wartości ciśnienia (a) oraz prędkości przepływu (b) przeprowadzona w oparciu o wyniki symulacji w kolektorze dolotowym dla różnego uchylenia przepustnicy

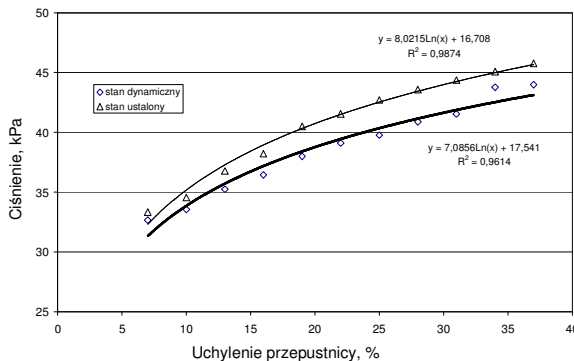
Wyniki symulacji stanu dynamicznego w układzie z krótkotrwałym doładowaniem przedstawiono na rysunku 5.7. Zarówno przy 7% jak i 37% uchyleniu przepustnicy można zauważyć wir tworzący się pomiędzy przepustnicą a kanałem doprowadzającym powietrze doładujące z wysokociśnieniowego zasobnika. Wynika to z większego strumienia masy powietrza przepływającego przez ten obszar. W przypadku uchylenia przepustnicy 37%, widać wyraźny przepływ powietrza w kierunku przepustnicy, co wynika z faktu, że ciśnienie w kolektorze dolotowym jest wyższe niż przed przepustnicą. Część powietrza doładującego silnik opuszcza kolektor tą drogą, którą obniża ciśnienie w kolektorze poniżej nominalnego ciśnienia doładowania. Zaobserwowano różnice prędkości przepływu powietrza z części pojemnościowej kolektora do poszczególnych przewodów dolotowych cylindra.



Rys. 5.7. Rozkład wektorów prędkości oraz kierunku przepływu powietrza przy doładowaniu silnika: a) 7% uchylenia przepustnicy, b) 37% uchylenia przepustnicy

Największe prędkości przepływu zaobserwowano w 1 i 2 przewodzie dołotowym, podczas gdy pozostałe prędkości przepływu były średnio o około 0,5 m/s mniejsze. W stanie dynamicznym zbadano układ krótkotrwałego doładowania, w którym obserwowano przepływ powietrza w kolektorze dołotowym po gwałtownym uchyleniu przepustnicy (ang. WOT – wide open throttle) z prędkością kątową wynoszącą 300 %.

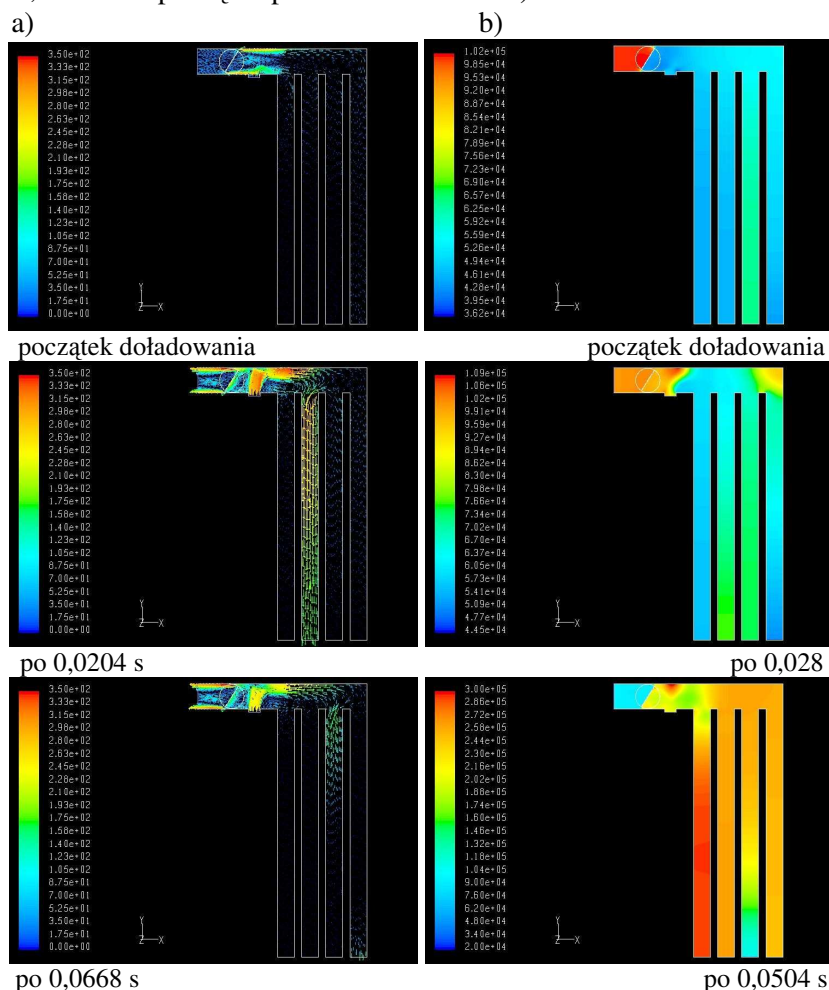
Przebieg ciśnienia w kolektorze dołotowym w wyniku gwałtownego otwarcia przepustnicy różni się od otrzymanego w stanie ustalonym i jest od niego niewiele wyższy (rys. 5.8). Otrzymany błąd statystyczny względny pomiędzy stanem dynamicznym a ustalonym nie przekracza 5%.



Rys. 5.8. Przebieg ciśnienia w kolektorze dołotowym dla kolejnych uchyień przepustnicy w stanie dynamicznym i ustalonym

Założono wstępnie, iż doładowanie krótkotrwałe powietrzem jest realizowane przy ciśnieniu bezwzględnym 0,3 MPa na wyjściu z butli i następuje dopiero po uzyskaniużądanego 37% uchylenia przepustnicy na czas trwania 12 cykli (rys. 5.9). Powietrze doładujące wywołuje wzrost prędkości strugi powietrza za przepustnicą. Następnie, po około 0,03 s od początku procesu doładowania, prędkość przepływu maleje i następuje zwiększenie ciśnienia w kanałach dołotowych. Jednocześnie w obszarze przepustnicy pojawia się zjawisko przepływu powietrza w kierunku wlotu

powietrza atmosferycznego, co powoduje obniżenie ciśnienia powietrza w kolektorze do około 0,2 kPa. Przepływ strumienia powietrza doładowującego skutkuje dużym zawirowaniem w obszarze nad przewodem doładowym 4 cylindra, a eżektorowe działanie strugi wywołuje zmianę kierunku przepływu w tym kanale. Powietrze zostaje cofnięte do części pojemnościowej kolektora, a ciśnienie w kanale obniża się do ok. 40 kPa (po 0,0044 s od początku procesu doładowania).



Rys. 5.9. Przebieg procesu doładowania w kolektorze w kolejnych krokach czasowych: a) rozkład wektorów prędkości oraz kierunku przepływu powietrza w procesie doładowania, b) zmiany ciśnienia dla procesu doładowania

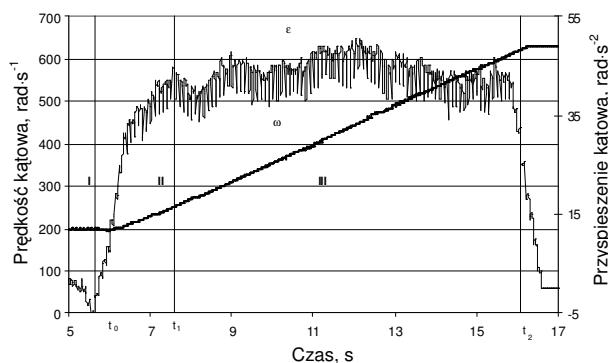
Po 0,0176 s od początku doładowania, ciśnienie kolektorze dolotowym zaczyna wzrastać, a po 0,028 s wyrównuje się z ciśnieniem panującym w pozostałej części kolektora. Przedstawione rozkłady ciśnienia w kolektorze dolotowym dla kolejnych kroków czasowych (rys. 5.9b) wskazują na zjawisko pulsowania ciśnienia występujące zarówno w procesie bez doładowania, jak i w procesie z doładowaniem. Wahaniami ciśnienia wynoszą do około 20 kPa w procesie bez doładowania, a w procesie z doładowaniem 40 kPa. Porównując przepływ w układzie dolotowym silnika bez i z doładowaniem, można stwierdzić, że przy przepływie z doładowaniem średnia prędkość przepływu w kanałach dolotowych nad zamkniętymi zaworami osiąga wartości od 50 m/s do 70 m/s, natomiast ciśnienie zmienia się około 120 do 180 kPa. Dla przepływu bez doładowania prędkość ta jest znacznie mniejsza i zmienia się z około 5 do 15 m/s, a ciśnienie w zakresie od 50 do 70 kPa. Przeprowadzone badania numeryczne pozwoliły na zobrazowanie procesu doładowania i wybranie opcji najbardziej efektywnej w rzeczywistym silniku. Ustalono, iż ulokowanie wlotu powietrza doładującego za przepustnicą jest słuszne przy zachowaniu odpowiedniego uchylenia przepustnicy, tak aby w trakcie procesu doładowania przepustnica była minimalnie otwarta i zapewniała stabilną pracę silnika. Ogranicza to zjawisko przepływu powietrza doładującego w kierunku wlotu kolektora dolotowego. Ponadto badania symulacyjne wykazały, że umiejscowienie czujnika ciśnienia bezpośrednio za przepustnicą jest niekorzystne, ze względu na duże zawirowania strugi występujące w tym rejonie. Umiejscowienie fabrycznego czujnika ciśnienia w strefie stagnacji przepływu, sprawia, że jego wskazania są bardziej obiektywne.

5.3.2. Badania stanowiskowe układu doładowania

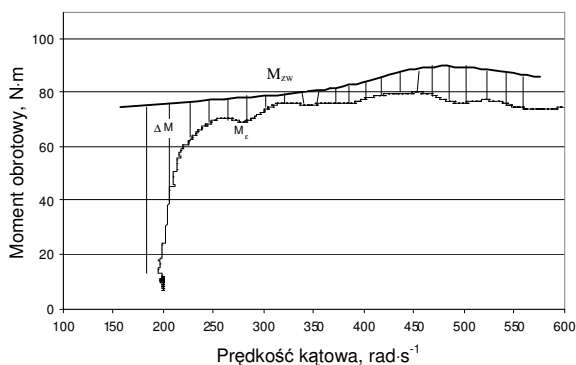
Bazowy silnik spalinowy

Wykorzystując wspomniany już SDOS, dokonano analizy stanów dynamicznych układu napędowego, skupiając się na procesie rozpędzania silnika po gwałtownym uchyleniu przepustnicy za pomocą układu ETC. Symulator wyposażono dodatkowo w układ do indykowania ciśnienie wewnątrz cylindra firmy AVL wyposażony w czujnik piezoelektryczny GM12D o zakresie pomiarowym od 0 do 200 bar. Silnik testowy poddano obciążeniu wynikającemu z rzeczywistych warunków ruchu. Ustalono warunki początkowe procesu rozpędzania, tj. położenie pedału przyspieszenia 17%, położenie przepustnicy 7%, obciążenie silnika dodatkowym stałym biegunowym momentem bezwładności wynoszącym $J_{SDOS} = 1,64 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, początkową prędkość obrotową silnika 1800 obr/min. Przebieg zmian parametrów silnika przedstawiono na rysunku 5.10.

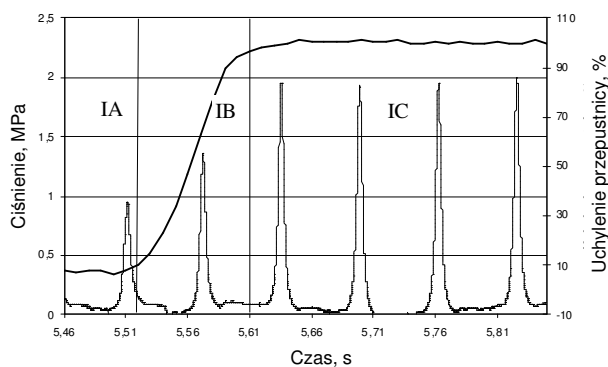
a)



b)



c)



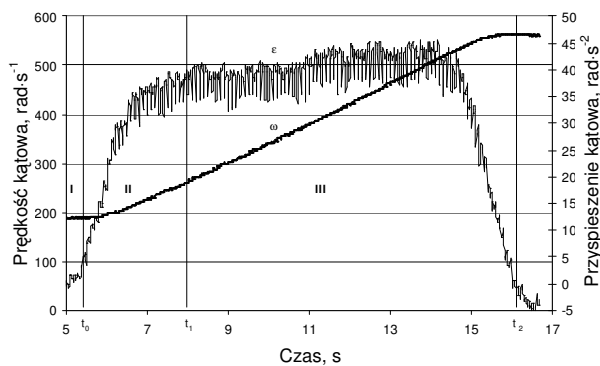
Rys. 5.10. Przebieg zmian parametrów w układzie napędowym podczas przyspieszania na SDOS: a) prędkość i przyspieszenie kątowe silnika, b) moment obrotowy silnika, c) zmiana ciśnienia wewnątrz cylindra podczas próby

W analizowanej próbie przyspieszania silnika można wyróżnić trzy strefy. W strefie I przepustnica jest uchylona (7%), silnik pracuje równomiernie pod obciążeniem z prędkością 1800 obr/min. Strefa druga związana jest z przyrostem uchylenia przepustnicy. Zmianę ciśnienia wewnątrz cylindra związaną z przyrostem uchylenia przepustnicy, pomiędzy strefą I i II przedstawiono na rysunku 5.10c. Maksymalne ciśnienie wewnątrz cylindra jest osiągane po dwóch cyklach pracy silnika (patrz zaznaczony okres IA, IB, IC), a czas rozpędzania silnika podczas próby ($t_2 - t_0$) wyniósł 11,5 s. Na uwagę zasługuje chwilowy spadek prędkości obrotowej silnika, który rozpoczyna drugą strefę (rys. 5.10a), powoduje to spadek przyspieszenia wału korbowego. Zmierzony podczas próby rozpędzania moment obrotowy jest mniejszy od otrzymanego w warunkach ustalonych linia pogrubiona na rysunku 5.10b dla krzywej zewnętrznej.

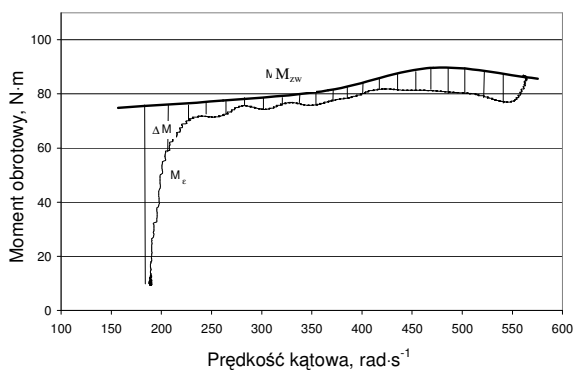
Następnie sprawdzono, jak będzie przebiegał proces rozpędzania silnika w tych samych warunkach początkowych, gdy zostanie doprowadzony do UN dodatkowy moment obrotowy (rys. 5.11). Doprowadzenie momentu obrotowego do UN za pomocą SDOS, o wartości około 25 Nm, wpłynęło na zmianę procesu rozpędzania. Osiągnięto krótszy czas rozpędzania, który wyniósł 10 s i zauważono, że najważniejsza zmiana zachodzi w początkowej fazie procesu przyspieszania. W analizowanej strefie I nie nastąpił spadek prędkości obrotowej silnika (rys. 5.11a), jego przyspieszenie kątowe narasta, bez charakterystycznego dla tradycyjnych układów napędowych chwilowego spadku.

Przedstawiona analiza UN w procesie przyspieszania wykazała, iż bardzo potrzebne jest wsparcie procesu rozpędzania dodatkowym momentem, co jest obecnie jednym z głównych kierunków rozwoju UN.

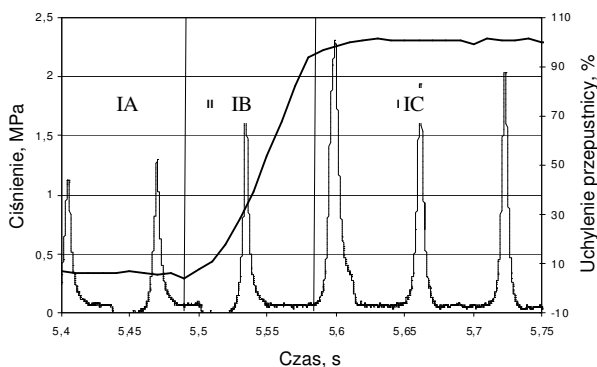
a)



b)



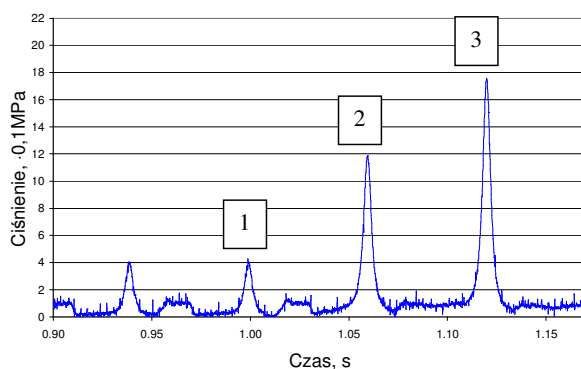
c)



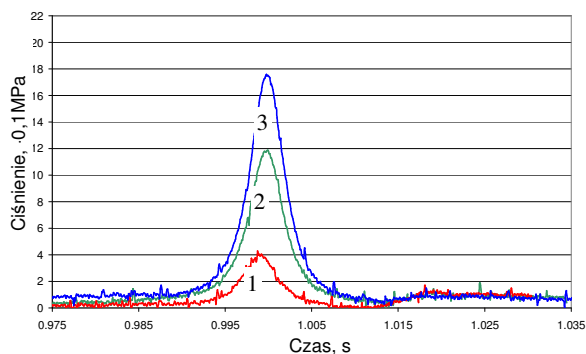
Rys. 5.11. Przebieg zmian parametrów w układzie napędowym podczas przyspieszania na SDOS: a) prędkość i przyspieszenie kątowe silnika, b) moment obrotowy silnika, c) zmiana ciśnienia wewnątrz cylindra podczas próby

Możliwości zwiększenia mocy silnika przez wzrost współczynnika napełnienia cylindrów w wyniku zastosowania krótkotrwałego doładowania zasobnikowego przeprowadzono początkowo w oparciu o analizę ciśnienia wewnątrz cylindra w silniku wolnossącym, opisanym w rozdziale 4. Jest to silnik, w który był wyposażony jeden z samochodów badawczych, użyty w badaniach drogowych oraz ten sam, w który jest wyposażony symulator SDOS, a którego parametry wykorzystano w badaniach symulacyjnych. W badaniach wstępnych obserwowano przebieg zmian ciśnienia wewnątrz cylindra silnika, przy napełnianiu go od SDOS przy braku zasilania w paliwo i wyłączonym zapłonie tj. dla niepracującego silnika.

a)



b)



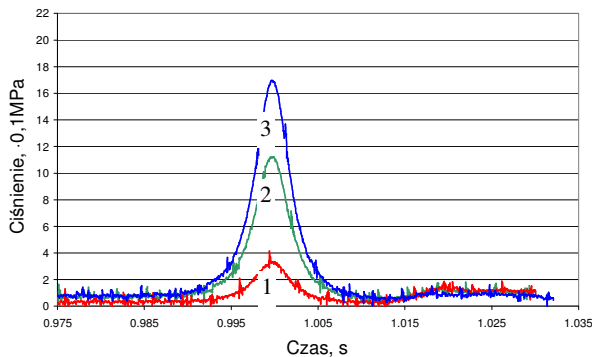
Rys. 5.12. Przebieg ciśnienia wewnątrz cylindra w silniku wolnossącym niepracującym przy prędkości obrotowej 1800 obr/min: a) dla zmiany uchylenia przepustnicy od 0 – 100%, b) porównanie kolejnych narastających ciśnień oznaczonych 1-2-3

Analizowano zmiany ciśnienia w tych punktach pracy silnika, w których najczęściej dochodzi do gwałtownego przyspieszania samochodu. Prędkości te ustalono na podstawie badań drogowych, na 1800, 2000 i 2300 obr/min. Podczas prób zmieniano również skokowo położenie

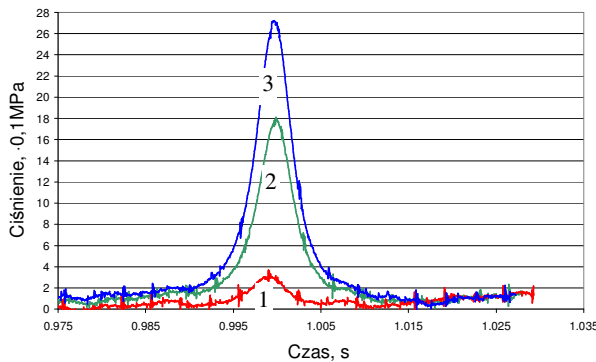
przepustnicy z różnych wartości początkowych (0, 15, 20, 30%) do wartości maksymalnej 100%. Wyniki badań przedstawiono wybiórczo na rysunku (rys. 5.12), ilustrującym zmianę ciśnienia wewnątrz cylindra dla prędkości 1800 obr/min przy otwarciu przepustnicy w zakresie 0-100%.

W tych samych warunkach, dla silnika niepracującego zastosowano doładowanie zasobnikowe, które zastosowano równocześnie z otwierającą się przepustnicą w okresie 1 s, a wybrane wyniki przedstawiono na rysunku 5.13. Zastosowanie doładowania o ciśnieniu 0,15 MPa (rys. 5.13a) skutkowało zbliżonym przebiegiem zmian ciśnienia wewnątrz cylindra, jak fazie gwałtownego uchylenia przepustnicy (rys. 5.12a). Wartość maksymalna ciśnienia wewnątrz cylindra pod koniec suwu sprężania osiągnęła w obu przypadkach podobną wartość około 1,8 MPa. Jednak zwiększenie ciśnienia doładowania z zasobnika do wartości 0,2 MPa podnosi już wartość maksymalnego ciśnienia wewnątrz cylindra o ponad 0,3 MPa.

a)



b)



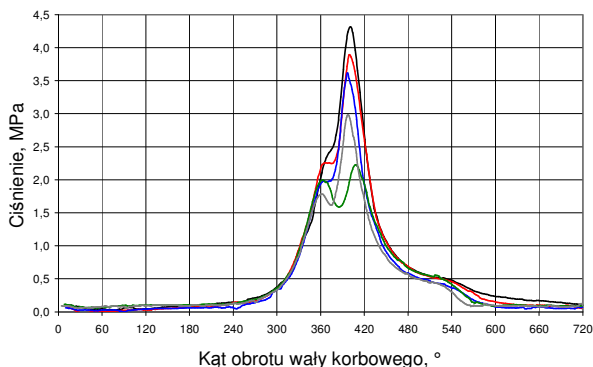
Rys. 5.13. Przebieg ciśnienia wewnątrz cylindra w silniku doładowanym przy prędkości obrotowej 1800 obr/min dla zmiany uchylenia przepustnicy od 0 do 100%, a) ciśnienie doładowanie 0,15 MPa, b) ciśnienie doładowanie 0,3 MPa

Kolejne zwiększenia ciśnienia doładowania z zasobnika, powodują wyraźne zwiększenie maksymalnego ciśnienia wewnątrz cylindra i tak dla wartości 0,3 MPa, ciśnienie maksymalne wewnątrz cylindra osiągnięte podczas próby wyniosło 2,7 MPa (rys. 5.13b), to jest o 9 jednostek więcej niż dla tradycyjnego silnika.

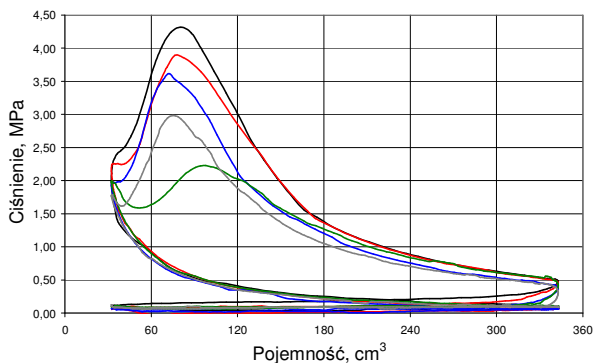
Osiągnięte ciśnienie maksymalne jest mniejsze od zakładanego w podpunkcie 5.1, które odpowiadało granicy spalania stukowego. Stąd można wnioskować, że przy doładowaniu 0,3MPa spalanie stukowe w pracującym silniku nie powinno wystąpić.

W tym celu przeanalizowano ciśnienie spalania wewnątrz cylindra silnika testowego dla charakterystyki zewnętrznej, dla której występuje maksymalne napełnienie tj. 100% uchylecia przepustnicy. Analizę prowadzono przy następujących prędkościach obrotowych wału korbowego silnika: 1500, 2500, 3500, 4500, 5500 obr/min. Regularny przebieg ciśnienia wskazuje, że spalanie stukowe nie występowało (rys. 5.14a i b).

a)



b)

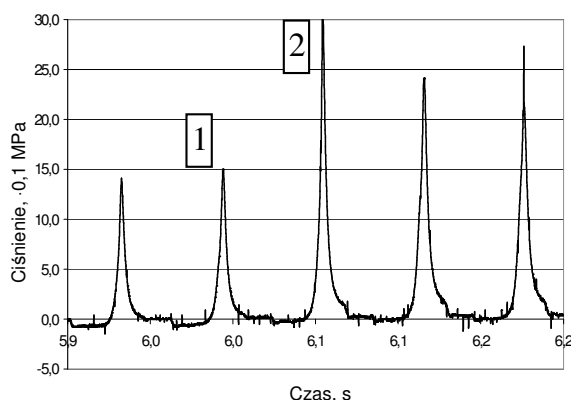


Rys. 5.14. Wykres indykatorowy dla pełnego otwarcia uchylecia przepustnicy: a) otwarty, b) zamknięty (linia czarna 5500 obr/min, linia czerwona 4500 obr/min, linia niebieska 3500 obr/min, linia zielona 2500 obr/min, linia szara 1500 obr/min)

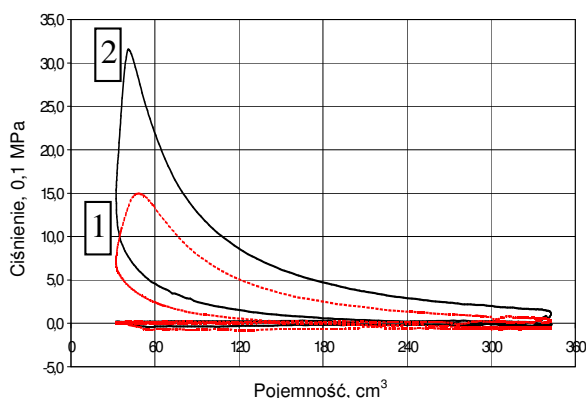
Badania silnika spalinowego z układem krótkotrwałego doładowania

Opisany układ krótkotrwałego doładowania w rozdziale 6 poddano badaniom przy użyciu SDOS, a wyniki porównano z otrzymanymi dla silnika wolnoścącego. Z badań symulacyjnych opisanych powyżej wynika, że najbardziej skuteczne jest doładowanie przy przymkniętej przepustnicy, w tym przypadku wynosiło ono 7%, co zapewniało stabilną pracę silnika pod obciążeniem przy prędkości obrotowej 1800 obr/min. Na rysunku 5.15 przedstawiano czasowy przebieg zmian ciśnienia wewnątrz cylindra oraz wykres indykatorowy dla dwóch kolejno następujących po sobie cyklach, dla silnika doładowanego powietrzem o wartości 0,3 MPa na zaworze wyjściowym z reduktora.

a)



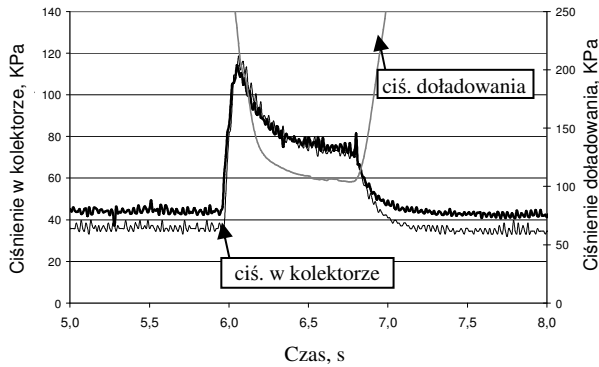
b)



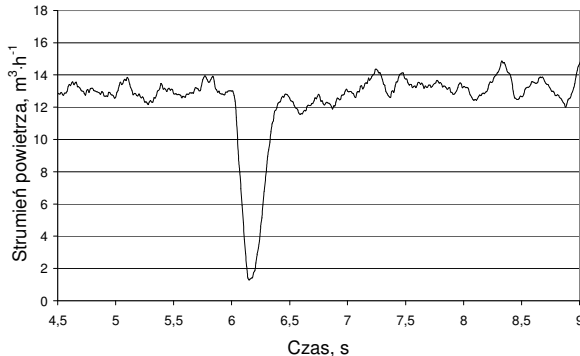
Rys. 5.15. Wykresy zmian ciśnienia wewnątrz cylindra dla krótkotrwałego doładowania: a) otwarty wykres indykatorowy, b) zamknięty wykres indykatorowy (linia czerwona – przed doładowaniem, linia czarna – po doładowaniu)

Wartość ciśnienia powietrza doładowywanego uległa obniżeniu po rozprężeniu w części pojemnościowej kolektora jednocześnie powodując wzrost ogólnego ciśnienia w całym kolektorze do poziomu około 120 kPa (rys. 5.16). Obserwowany zasysany strumień powietrza przez silnik na czas doładowania został ograniczony, a zarejestrowana wartość strumienia powietrza zasysanego przez silnik przed przepustnicą maleje do wartości bliskiej zeru (rys. 5.16b).

a)



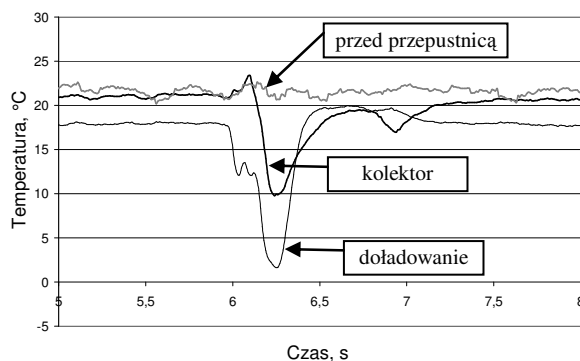
b)



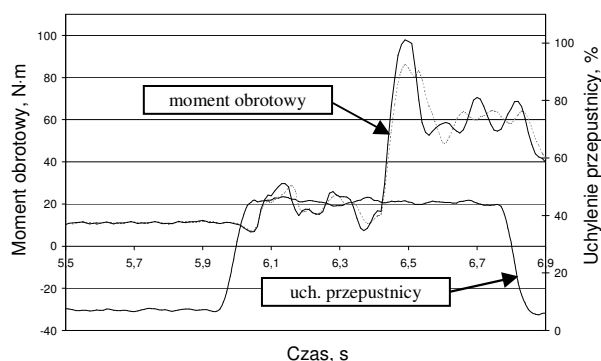
Rys. 5.16. Przebieg zmian parametrów silnika dla doładowania:
a) ciśnienie w kolektorze doładowym, b) strumień powietrza

Realizowany proces krótkotrwałego doładowania, zgodnie z założeniami spowodował obniżenie temperatury oraz zmienił przebieg uzyskanej wartości momentu obrotowego silnika (rys. 5.17).

a)

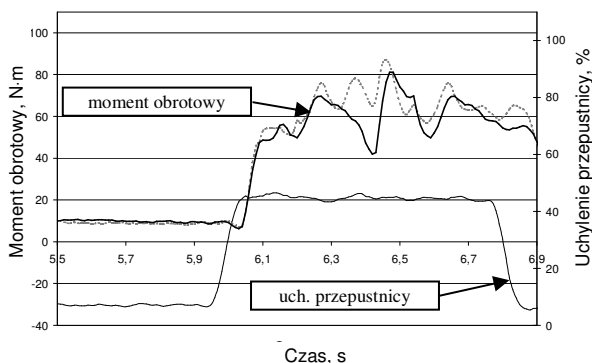


b)



Rys. 5.17. Przebieg zmian parametrów silnika dla doładowania bez korekcji dawki paliwa: a) temperatury w kolektorze dolotowym, b) moment obrotowy

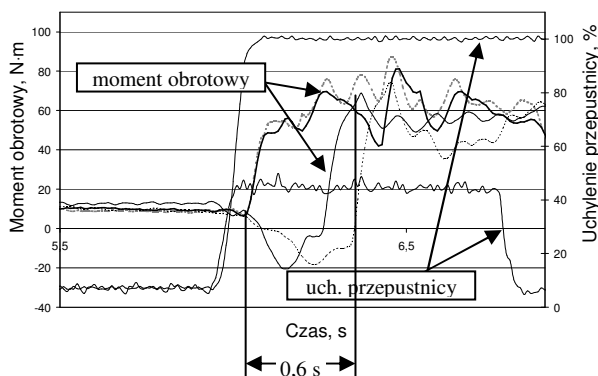
Przedstawiony proces krótkotrwałego doładowania realizowany przy wartości początkowej uchylenia przepustnicy wynoszącej 7% i końcowej 43% skutkuje obniżeniem temperatury, jednak przyrost momentu obrotowego silnika nie jest znaczący z powodu zbyt dużego zubożenia mieszanki paliwowo-powietrznej. Realizacja procesu doładowania wymagała korekty dawki wtryskniętego paliwa, którą osiągnięte przez modyfikację sygnału ciśnienia powietrza w kolektorze dolotowym. Wzbogacenie mieszanki paliwowo-powietrznej skutkowało odmiennym przebiegiem momentu obrotowego (rys. 5.18), po wzbogaceniu zaobserwowano nie tylko zmniejszenie oscylacji ale równocześnie jego szybszy wzrost.



Rys. 5.18. Przebieg zmian momentu obrotowego silnika przy doładowaniu z korekcją dawki paliwa

Ponadto osiągnięto wyższy moment obrotowy silnika niż dla tego samego punktu pracy w warunkach ustalonych. Zrealizowany proces krótkotrwałego doładowania z początkową wartością uchylenia przepustnicy wynoszącą 7% i końcową 43% odniesiono do wyników uzyskanych po gwałtownym uchyleniu przepustnicy od 7% do wartości maksymalnej wynoszącej 100%. W tym przypadku przyrost ciśnienia wewnątrz cylindra po gwałtownym uchyleniu przepustnicy jest mniejszy i rozciągnięty w czasie, a ciśnienie maksymalne w procesie przejściowym jest o 0,8 MPa mniejsze niż w silniku doładowanym. W pierwszym okresie rozpędzania silnika wolnoścącego zaobserwowano obniżenie momentu obrotowego silnika, który nie występuje w przypadku silnika doładowanego (rys. 5.18).

Dokonane modyfikacje układu zasilania silnika przez zainstalowanie układu krótkotrwałego doładowania, pozwoliło na uzyskanie w krótszym czasie pełnej wartości momentu obrotowego. Czas narastania momentu obrotowego uległ skróceniu o 0,6 s (rys. 5.19). Ponadto wartość momentu obrotowego silnika z doładowaniem i 43% uchyleniem przepustnicy w kolektorze dolotowym jest porównywalna z momentem otrzymanym dla 100% uchylenia przepustnicy



Rys. 5.19. Porównanie przebiegu momentu obrotowego w czasie dla silnika badawczego

Realizacja procesu doładowania w takich warunkach korzystnie wpłynęła na przebieg zmian ciśnienia wewnątrz cylindra, przez co uzyskano szybki przyrost momentu obrotowego silnika, bez charakterystycznego jego niedoboru. Zgodnie z przeprowadzoną analizą wskutek zastosowanego doładowania osiągnięto znaczące obniżenie temperatury powietrza doładowującego, jak również nie zaobserwowano podczas pracy silnika nieprawidłowego procesu spalania w postaci spalania stukowego.

5.4. Koncepcja układu napędowego z kompensacją niedostatków siły napędowej

Istota układu napędowego z kompensacją niedostatków siły napędowej polega na wykorzystaniu komponentów układu napędowego opisanych w rozdziale 4, składającego się z silnika spalinowego o zapłonie iskrowym, wyposażonego dodatkowo w układ krótkotrwałego doładowania oraz układ przeniesienia napędu z przekładnią mechaniczną o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły. Takie zestawienie układu napędowego pozwala na uniezależnienie prędkości obrotowej silnika od prędkości liniowej samochodu oraz zastosowanie w układzie sterowania mocą silnika, doładowania krótkotrwałego połączonego z elektrycznie sterowaną przepustnicą do chwilowego zwiększenia mocy silnika. Rozwiązanie to pozwala na swobodny wybór punktu pracy w obszarze charakterystyki ogólnej silnika i możliwość pozyskania większego momentu obrotowego silnika wykraczającego poza charakterystykę zewnętrzną.

W proponowanym układzie napędowym sterujące decyzje, zarówno o mocy silnika, jak i o przełożeniu w układzie przeniesienia napędu, muszą być podejmowane w sposób automatyczny przez sterownik, który jest podłączony do sieci pokładowej transmisji danych samochodu. Może on na bieżąco śledzić parametry układu napędowego oraz realizować zaawansowane algorytmy sterowania. Stąd niezależnie od szczegółowych rozwiązań konstrukcyjnych, sterownik w automatycznych układach napędowych pracuje zawsze według opracowanych strategii sterowania określonych w obszarze charakterystyki ogólnej silnika wyznaczonej w warunkach quasi-ustalonych. Sterownik przez ciągłą rejestrację parametrów ruchu i układu napędowego dobiera punkt pracy silnika według krzywej sterowania. Takie krzywe sterowania wymagają szczegółowej analizy charakterystyki ogólnej silnika, która została opisana w rozdziale 4. Przedmiotem tej analizy powinny być przede wszystkim te zależności, które mogą być przedmiotem sterowania realizowanego w czasie użytkowania samochodu. Złożoność problemu sterowania układem napędowym, jest zagadnieniem szerokim, stąd uwagę skoncentrowano tylko na tych zależnościach, które mają bezpośredni związek ze sterowaniem obciążeniem i prędkością obrotową silnika w pierwszym okresie procesu rozpędzania samochodu jadącego z określoną prędkością początkową. Tak aby pozyskać w procesie rozpędzania dodatkowy moment obrotowy z silnika, który powiększy dostępny zapas siły napędowej, należy:

- w pierwszej kolejności dokonać identyfikacji chwilowego punktu pracy układu napędowego pod kątem możliwości jego obciążenia w danych warunkach ruchu. Identyfikacja pozwala przyporządkować układowi napędowemu bezwzględne współrzędne punktu pracy oraz dobrać najkorzystniejszą drogę przyrostu mocy w układzie napędowym;
- przy obciążaniu silnika momentem obrotowym, dążyć do zastosowania krótkotrwałego doładowania z jednoczesnym wzrostem przełożenia w układzie przeniesienia napędu, taka operacja pozwoli na szybkie osiągnięcie przez silnik maksymalnego momentu obrotowego;
- po szybkim wzroście mocy silnika przejść do ostatniego etapu przyrostu siły napędowej, a więc zmiany wartości przełożenia w układzie przeniesienia napędu tak, aby uzyskać maksymalną dynamikę samochodu. Zmiana wartości przełożenia w układzie przeniesienia napędu jest ściśle kontrolowana przez sterownik układu za pomocą wskaźnika szybkości przyrostu przełożenia. Wskaźnik ten musi być ściśle dobrany do właściwości konstrukcyjnych danej przekładni.

Układ napędowy z kompensacją niedostatku siły napędowej oparty jest na opracowanym systemie krótkotrwałego doładowania silnika. Chwilowe zwiększenie stopnia napełnienia, a przez to mocy silnika, pozwala na pozyskanie większego momentu obrotowego silnika, który jest przeznaczony na kompensację bezwładności mechanicznej przy szybkim wzroście prędkości obrotowej silnika. Taki wzrost momentu obrotowego w układzie napędowym charakteryzuje się brakiem chwilowego spadku siły napędowej na kołach oraz uniknięciem efektu szarpnięcia, spowodowanego ujemnym przyspieszeniem samochodu.

6. PODSUMOWANIE

Dokonując podsumowania należy podkreślić, że główne cele pracy związane z rozwiązaniem problemu przejściowego niedostatku siły napędowej w procesie rozpędzania samochodu osobowego, zostały osiągnięte, a przeprowadzona analiza stanu wiedzy oraz wyniki badań własnych pozwoliły na opracowanie następujących wniosków:

- podstawową wielkością decydującą o dynamice i przebiegu procesu rozpędzania samochodu, o znanej masie i konstrukcji układu napędowego jest chwilowe przyspieszenie;
- dokładne określenie przyspieszenia samochodu metodą bezpośrednią nie jest możliwe na podstawie tylko pomiaru przyspieszenia wzdłużnego. W celu określenia rzeczywistego przyspieszenia musi być mierzone przyspieszenie we wszystkich osiach oraz znane chwilowe położenie kątowe nadwozia względem drogi;
- w analizie dynamiki samochodu, związanej z pomiarem chwilowego przyspieszenia i przebiegiem siły napędowej, wystarczający jest pomiar przyspieszenia metodą pośrednią na podstawie rejestracji sygnału prędkości liniowej samochodu osobowego z pokładowej sieci transmisji danych CAN BUS;
- mimo ciągłego postępu na drodze do podwyższania sprawności ogólnej silnika, istotne znaczenie ma sposób, w jaki jest dokonywany wybór chwilowego punktu pracy na jego charakterystyce ogólnej. Największy przyrost sprawności można osiągnąć, zwiększając stopień wykorzystania mocy. Z tego powodu, przy zwiększonym zapotrzebowaniu na siłę napędową, w procesie przyspieszania należy dążyć w pierwszej kolejności do wzrostu mocy silnika;
- możliwe jest określenie charakterystyk ogólnych silnika z bezpośrednich danych pomiarowych za pomocą sztucznych sieci neuronowych;
- na podstawie badań stanowiskowych silnika spalinowego o zapłonie iskrowym wykazano, wpływ sposobu uchylenia przepustnicy w kolektorze dolotowym na proces generowania momentu obrotowego silnika;
- na podstawie badań symulacyjnych układu przeniesienia napędu wykazano, wpływ prędkości zmiany przełożenia układu przeniesienia napędu na przebieg siły napędowej;
- zapotrzebowanie mocy silnika w układzie napędowym samochodu nie jest jednoznacznie określone i nie musi wynikać z położenia pedału przyspieszenia;
- zastosowanie krótkotrwałego doładowania zasobnikowego silnika wymaga zmiany strategii sterowania przepustnicą silnika w procesie rozpędzania;

- wskutek zastosowania krótkotrwałego doładowania zasobnikowego silnika osiągnięto, wzrost momentu obrotowego, znaczące obniżenie temperatury powietrza doładującego i nie zaobserwowano nieprawidłowego procesu spalania w silniku w postaci spalania stukowego.

Powyższe wnioski z badań własnych pozwoliły na określenie przyczyny niedostatku siły napędowej na kołach, szczególnie w pierwszej fazie przyspieszania pojazdu, objawiające się spadkiem dynamiki samochodu. Wskazano, że powstały niedostatek siły napędowej, jest powodem pogorszenia dynamiki samochodu odczuwalnego jako pogorszenie komfortu jazdy oraz zaproponowano sposób rozwiązania tego problemu. Polega on na zastosowaniu w układzie zasilania silnika krótkotrwałego doładowania zasobnikowego. Uzyskany w ten sposób dodatkowy moment obrotowy silnika jest wykorzystany na pokonanie oporów bezwładności silnika w procesie rozpędzania samochodu.

W samochodowym układzie napędowym podczas rozpędzania w pierwszej kolejności należy dążyć do zwiększenia stopnia wykorzystania mocy silnika przez zastosowanie układu krótkotrwałego doładowania zasobnikowego. Doładowanie silnika powinno być realizowane z jednoczesnym wzrostem przełożenia w układzie przeniesienia napędu, co pozwoli na szybkie osiągnięcie przez silnik punktu pracy mocy maksymalnej. Dopiero po osiągnięciu przez silnik punktu maksymalnej mocy celowe jest przejście do ostatniego etapu, tj. przyrostu siły napędowej, aby uzyskać maksymalną dynamikę samochodu.

Zrealizowanie przedstawionej koncepcji kompensacji niedoboru siły napędowej pozwoliło na konfigurację układu napędowego, składającego się z silnika spalinowego o zapłonie iskrowym, wyposażonego dodatkowo w układ krótkotrwałego doładowania oraz układ przeniesienia napędu z przekładnią mechaniczną o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły.

Proponowane krótkotrwałe doładowanie wymaga także zmiany strategii sterowania całym układem napędowym, w którym zakres oddziaływania kierującego człowieka na elementy sterujące, jest ograniczony do pełnej kontroli prędkości liniowej samochodu, ale jednocześnie pozbawia go możliwości bezpośredniego oddziaływania na generowany moment obrotowy silnika oraz rozwijane przełożenie w układzie przeniesienia napędu.

Udowodniono tezę pracy, że zastosowany układ krótkotrwałego doładowania, wsparty zmianą strategii sterowania przełożenia w układzie przeniesienia napędu w procesie rozpędzania, pozwoli na osiągnięcie korzystnych właściwości dynamicznych układu napędowego samochodu w porównaniu z uzyskiwanymi w rozwiązaniach tradycyjnych.

Ponadto prezentowane rozwiązanie układu krótkotrwałego doładowania zasobnikowego charakteryzuje się uniwersalnością i przejawia się m.in. tym, że może być stosowane również do innego typu silników oraz może

współpracować z innym niż opisanym w pracy układem przeniesienia napędu. Zaproponowane w pracy krótkotrwałe doładowanie silnika uzyskało ochronę patentową o numerze PL 207781 B1 pt. „Sposób doładowania silnika spalinowego i układ do doładowania silnika spalinowego” [114].

Również osiągnięto cele użytkowe, które cechuje ich praktyczność zastosowania oraz nowatorstwo konstrukcji. Opracowano przenośne urządzenie o roboczej nazwie PAAF (Power Acceleration and Force), za pomocą, którego m.in. jest możliwa ocena przebiegu siły napędowej w procesie rozpędzania samochodu osobowego w teście drogowym [71]. Urządzenie to również uzyskało ochronę patentową o numerze PL 207517 [113]. Na bazie zdobytych doświadczeń opracowano uniwersalne stanowisko do pomiaru siły uciągu pojazdu drogowego, które również zgłoszono do ochrony patentowej [156]. Uniwersalnością cechuje się również opracowany przenośny system pomiarowy, o roboczej nazwie PAAF2, służący do pomiaru parametrów roboczych układu napędowego samochodu osobowego różnej konstrukcji.

Tak obszerny zakres zrealizowanych zadań wynika z realizacji wieloletnich badań własnych autora i realizacji badań empirycznych. Powstały one w wyniku badań planowych, tj. prac badawczych finansowanych przez Komitet Badań Naukowych w latach 2001-2008 (szczególnie projekty zrealizowane w latach 2001-2002 pt. „Elektroniczna regulacja napętnienia w silniku ZI” oraz w latach 2005-2008 pt. „Samochodowy układ napędowy o zerowej inercji”), co pozwoliło dodatkowo na usystematyzowanie i uzupełnienie wiedzy o przebiegu procesu rozpędzania samochodu osobowego.

Należy podkreślić osiągnięcie wysokiego stopnia rozwoju nowoczesnych układów napędowych, nad którym nadal prowadzone są wielokierunkowo prace rozwojowe w wielu ośrodkach badawczych. Zaproponowane w pracy rozwiązanie problemu wpisuje się w nurt nowatorskich koncepcji, umożliwiających polepszenie właściwości dynamicznych układu napędowego, ale nie rozwiązuje wszystkich problemów i należy traktować jako bazę wyjściową. Pełne poznanie występujących zależności w poszczególnych etapach sterowania wymaga szczegółowego rozpoznania oraz opracowania szczegółowych wytycznych uwzględniających występowanie losowych warunków ruchu samochodu oraz obciążenia silnika. W związku z tym praca ta wytycza kierunki dalszych szeroko zakrojonych badań, których celem jest implementacja opisanego rozwiązania do realnego układu napędowego samochodu i przeprowadzenie stosownych badań drogowych. Jednak taki zakres prac wymaga kontynuowania prac i zespołu wysoko wykwalifikowanych pracowników.

LITERATURA

- [1] AMERICAN CONCRETE PAVEMENT ASSOCIATION: Pavement Surface Characteristics: A Synthesis and Guide, Draft Report, Washington, USA 2006, s. 79
- [2] ANDRZEJEWSKI R.: Dynamika pneumatycznego koła jezdnego, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2010, s. 173
- [3] Arbeits – und informationsunterlagen Fiat Punto Speedgear – Fiat Automobil AG, 2000
- [4] AUGUSTYNOWICZ A., JANTOS J., MAMALA J.: Koncepcja systemu wspomagania pracy kierowcy, Studia i Monografie nr 217 pod red. J. Jantos – Transport drogowy przyjazny środowisku, Politechnika Opolska, Opole 2008, s. 67- 77
- [5] AUGUSTYNOWICZ A., MAMALA J.: Modelowanie intencji kierowcy na potrzeby sterowania odstępem od poprzedzającego samochodu, International Scientific Conference Modern Safety Technologies in Transportation MOSATT 2005, Košice Słowacja 2005
- [6] AUGUSTYNOWICZ A.: Modelowanie typu kierowcy samochodu, Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole 2009, s. 128
- [7] BAUMANN J., TORKZADEH D. D., RAMSTEIN A., KINCKE U., SCHLEBL T.: Model-based predictive anti-jerk control, CONTROL ENGINEERING PRACTICE No. 14 (2006), Elsevier 2005, s. 259-266
- [8] BERNHARDT M., DOBRZYŃSKI S., LOTH E.: Silniki samochodowe, WKŁ Warszawa 1988
- [9] BIELACZYC P., MERKISZ J.: Cold Start emissions Performance towards Euro 3 and Euro 4, EAEC European Automotive Congress, Vehicle Systems Technology for the Next Century, Barcelona 1999, ss. 119 - 128
- [10] BIENIEK A., JANTOS J., MAMALA J.: Possibilities of driveability and fuel consumption improvement by advanced control power transmission system in passenger car, Transport Research Journal of Vilnius Giediminas, Technical University and Lithuanian Academy of Sciences, Vol. XXII No 4, 2007, s. 247-251, 2007
- [11] BIENIEK A., MAMALA J.: Improvement of CVT Powertrain Control Strategy and Driveability in Passenger Car, EAEC 2007 11 th European Automotive Congress, Budapeszt 2007, s. 251
- [12] BOOS M., VORNDRAN R.: The ZF CFT 20 E Continuously - Variable Transmission for Mid - Range Automobiles, SAE Paper nr 945028, 1994, s. 8

-
- [13] BROL S., MAMALA J., JANTOS J.: The measurement of the engine power with use of an accelerometer, III Międzynarodowa Konferencja PTNSS, Silniki Spalinowe, PTNSS-2009-SC-003, Opole 2009
- [14] BROL S., MAMALA J.: Application of Spectral and Wavelet Analysis in Power Train System Diagnostic, SAE 2010 Word Congress, USA 2010, Detroit, SAE Paper nr 2010 - 01 – 0250
- [15] BROL S., MAMALA J.: Assessment of passenger car driveability with use of two axis accelerometer mounted on car body, JOURNAL OF ULTRASOUND, Technologija, Kaunas 2006, No. 2 (59), ss. 31-35
- [16] BRZEŻAŃSKI M., JUDA Z.: Czujniki w pojazdach samochodowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009, s.148
- [17] CANUDAS-DE-WIT C., TSIOTRAS P., VELENIS E., BASSET M. AND GISSENGER G.: Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction, Vehicle System Dynamics, Vol. 39, ss. 189-226
- [18] CHŁOPEK Z., PIASECZNY L.: Badania procesów szybkozmiennych zachodzących w silniku spalinowym, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej ISSN 0860-889X, nr 2 (157) 2004, s. 148
- [19] CICHY M.: Badanie silników samochodowych w stanach nieustalonych za pomocą wymuszeń sygnałem zdeterminowanym, Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, Mechanika XIII, Gdańsk 1971, s.118
- [20] CICHY M.: Pomiar momentu bezwładności i oporów mechanicznych metodą wybiegu, Technika Motoryzacyjna 1969, nr 1, s. 4
- [21] CONSTANCIS P., LEORAT F.: Global Powertrain Control, FISITA'98, 1998, nr F98P506
- [22] DĘBICKI M.: Teoria samochodu, teoria napędu, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1972, s. 187
- [23] DOBROWOLSKI B., JANTOS J., LENC-BROL A., MAMALA J.: Research of computer simulated phenomena in an air intake manifold of the spark ignition engine in time of short time supercharging, III Międzynarodowa Konferencja PTNSS, Silniki Spalinowe, PTNSS-2009-SC-011, Opole 2009, s. 27-33
- [24] DRUTEN R., TILBORG P., ROSIELLE P., SCHOUTEN M.: Design and construction aspects of a zero inertia CVT for passenger cars, Seoul 2000, FISITA World Automotive Congress , F2000A058, s. 8
- [25] DUDZIAK J.: Przekładnie ciągłowe, PWN Warszawa 1997, s.135
- [26] DUGOFF H., FANCHER P.S., SEGEL N.: An Analysis of Tire Traction Properties and their Influence on Vehicle Dynamic Performance, SAE Paper 700877, s. 8

-
- [27] DZIUBAŃSKI S., JANTOS J., MAMALA J.: Wykorzystania energii spalin do napędu turbogeneratorsa w silniku ZI, Materiały konferencyjne, Międzynarodowa Konferencja Motoryzacyjna KONMOT - AUTOPROGRESS 2008, Szczawnica 2008, s. 6
- [28] FERENC M.: Podstawy automatyki, Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole 2008, s. 194
- [29] FRANK A.: Torque Delivery and Control Concepts for Dynamic System with Continuously Variable Transmissions, Proceedings of the International Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT'99, Eindhoven University of Technology, Eindhoven 1999, s. 15 - 20
- [30] FREDRIKSSON J., WEIEFORS H., EGARDT B.: Powertrain Control for Active Damping of Driveline oscillations, Vehicle System Dynamics, Vol. 37, No. 5, 2002, s. 359-376
- [31] FREI S.A., GUZELLA L., ONDER CH.H., NIZZOLA C.: Improved dynamic performance of turbocharged SI engine power trains using clutch actuation, CONTROL ENGINEERING PRACTICE No. 4 (2006), Elsevier 2006, s. 363-373
- [32] FRYKOWSKI B., GRZESZCZYK E.: Systemy transmisji danych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2010, s.256
- [33] FUJII T., KANEHARA S.: A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT-Part 1: Relation between Transmitted Torque and Pulley Thrust, SAE Paper 930666, s. 8
- [34] GAJEK A., JUDA Z.: Czujniki, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008, s. 244
- [35] GALINDO J., LUJAN J. M., SERRANO J. R., DOLZ V., GUILAIN S.: Design of an exhaust manifold to improve transient performance of high-speed turbocharged diesel engine, Experimental Thermal and Fluid Science 28 (2004), Elsevier 2004, s. 863-875
- [36] GALVAGNO E., VELARDOCCIA M., VIGLIANI A.: A model for a flywheel automatic assisted manual transmission, Mechanism and Machine Theory 44 (2006), Elsevier 2006, s. 1294-1305
- [37] GANGULI A., RAJAMANI R.: Tractable model development and system identification for longitudinal vehicle dynamics, Proceeding IMechE Vol. 218 Part D: Journal Automobile Engineering, s. 1077-1084
- [38] GERHARDT J., BENNINGER N., HEB W.: Torque-based system structure of an electronic engine management system (ME7) as a new base for drive train systems, FISITA'98, 1998, No. F98T624, s. 14
- [39] GOETZ M., LEVESLEY M.C.: Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmissions, Proceeding IMechE Vol. 219 Part D, Leeds, UK 2005, s. 951-963

-
- [40] GROSCH K.A.: The Relation between the Friction and Visco-Elastic Properties of Rubber. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, 274(1356), ss. 21-39.
- [41] HAMMARSTRÖM U., KARLSSON R., SÖRENSEN H.: Road surface effects on rolling resistance – coastdown measurements with uncertainty analysis in focus, VTI raport for UE project “Energy Conservation in Road Pavement Design, Maintenance and Utilisation (ECRPD)”, 2009,
- [42] HANEY P. The racing and high performance tire, USA: Society of Automotive Engineers, ISBN 0-9646414-2-9, s. 6
- [43] HARNED J., JOHNSTON L. AND SCHARPF G.: Measurement of Tire Brake Force Characteristics as Related to Wheel Slip (Antilock) Control System Design, SAE Transactions, Vol. 78, Paper 690214, ss. 909–925, 1969.
- [44] HEMPEL L.: Człowiek i maszyna, Model techniczny współdziałania, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1984, s. 158
- [45] HEPNER W., HETMAŃCZYK I.: Charakterystyki robocze przekładni automatycznej CVT przy wymuszeniu zdeterminowanym, VII Międzynarodowa Konferencja Naukowa Badania Symulacyjne w Technice Samochodowej, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji PAN, Lublin 1999, ss. 59 - 64
- [46] HETMAŃCZYK I.: Wyznaczanie podstawowych oporów ruchu na podstawie próby wybiegu, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, seria Mechanika z. 81, Opole 2005, ss. 17-27
- [47] HOIO Y., IWATSUKI K., OBA H., ISHIKAWA K.: Toyota Five Speed Automatic Transmission with application of modern control theory, SAE Paper 920610, 1992, s. 8
- [48] IDE T.: Effect of Power Losses of Metal V-Belt CVT Components on the Fuel Economy, International Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT’99, Eindhoven University of Technology, Eindhoven 1999, ss. 93 – 98
- [49] ISO 13473-(1-5): Characterization of pavement texture by use of surface profiles
- [50] IWATSUKI K., TANAKA S.: Power control system for vehicle, United States Patent, No. 5,065,319, USA 1991, s. 13
- [51] JO YOUNG WONG: Theory of ground vehicles, Second Edition, John Wiley & Sons, New York, USA 1993
- [52] JANTOS J., BROL S., MAMALA J.: Problems in assessing road vehicle driveability parameters determined with the aid of accelerometer, Best of The Best paper in 2007, SAE Transactions JOURNAL OF PASSENGER CAR: MECHANICAL SYSTEMS, Vols. 116, paper no 2007-01-1473, s. 1318-1324, ISBN 978-0-7680-1985-8, Warrendale (USA) : SAE International 2008, USA 2008

-
- [53] JANTOS J., KORNIK J., MAMALA J., SIŁKA W.: Driveability and fuel consumption improvement through integrated fuzzy logic control of powertrain with spark ignition engine and continuously variable transmission, FISITA World Automotive Congress, Barcelona, nr F2004F414, s. 8
- [54] JANTOS J., MAMALA J., DANIELCZOK A.: Neuronowe modelowanie samochodowego układu napędowego, Journal of Kones 2004, 30th International Scientific Conference On Internal Combustion Engines, Zakopane 2004, s. 8
- [55] JANTOS J., MAMALA J.: Control of friction degree in the continuously variable transmission in passenger car, Proceedings 8th INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON ADVANCED VEHICLE CONTROL, Taiwan 2006, ss. 841-844
- [56] JANTOS J., MAMALA J.: Identyfikacja protokołu transmisji magistrali CAN w pojazdach rolniczych, Czasopismo Inżyniera Rolnicza, Rok XI, 6(94) 2007, ss. 57-63
- [57] JANTOS J., PRAŻNOWSKI K, MAMALA J.: Automatic Gear Shift Unit, Journal Solid State Phenomena, Vols. 147-149, Mechatronic Systems and Materials III, ISSN: 1662-9779, Stafa-Zurich 2008, Switzerland
- [58] JANTOS J.: Zintegrowane sterowanie samochodowym, spalinowym układem napędowym o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły, Oficyna Wydawnicza Politechnika Opolska, Opole 2003, s. 139
- [59] KIM H., LEE J.: Analysis of Belt Behavior and Slip Characteristics for a Metal V-Belt CVT, Mechanism & Machine Theory, Vol. 29, No 6, 1994, ss. 865 - 876
- [60] KNEBA Z., MAKOWSKI S.: Zasilanie i sterowanie silników, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2004, s. 308
- [61] KORTE V., HANCOCK D., BLAXILL H.: Downsizing-Motor von Mahle als Technologiedemonstrator, MTZ 01/2008, s. 10-19
- [62] KOWALEWICZ A.: Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1990, s. 187
- [63] KUCHITA M., KITADA T., KIDO K.: Development of Virtual Powertrain Model, Mitsubishi Motors Technical Review 2002 No. 14, s. 16-23
- [64] KULKARNI M., SHIM T., ZHANG S.: Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions, Department of Mechanical Engineering, Mechanism and Machine Theory, USA 2006, s. 168-182
- [65] KUROSAWA M., KOBAYASHI M., TOMINAGA M.: Development of a high torque capacity belt-drive CVT with a torque converter, Drivetrain Engineering Department No. 2, Technical Center, Nissan Motor, Japan, JSAE, 1999, s. 281-287

-
- [66] KWARK J., JEON CH., CHANG Y.: A Study on the Analysis and Evaluation of Transient Performance in MPI gasoline Engine, FISITA World Automotive Congress, F2000A002, Seoul, Korea 2000, s. 6
- [67] LUFT S.: Podstawy budowy silników, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2006, s. 363
- [68] MALEWICZ K., HETMAŃCZYK I., MAMALA J., BORECKI D.: High compression ratio engine with high-octane fuel supply, II Międzynarodowa Konferencja PTNSS, Silniki Spalinowe, 2007-SC1-040 (P07-C040), Kraków 2007, ss. 61 – 65
- [69] MALIKOPOULOS A., PAPALAMBROS P., ASSANIS D.: A learning algorithm for optimal internal combustion engine calibration in real time, Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2007, DETC2007-34718, Las Vegas, USA 2007, s. 10
- [70] MAMALA J., AUGUSTYNOWICZ A.: Dynamics influence of changes throttle inclination on exhaust emission in spark ignition engine, Mechanic and Engineerings, Sofia 2005
- [71] MAMALA J., BROL S., JANTOS J.: Estymacja charakterystyk układu napędowego na podstawie pomiaru przyspieszenia samochodu, Studia i Monografie nr 235, Politechnika Opolska, Opole 2008
- [72] MAMALA J., BROL S., JANTOS J.: The estimation of the engine power with use of an accelerometer, SAE 2010 Word Congress, USA 2010, Detroit, SAE paper nr 2010 - 01 – 0929
- [73] MAMALA J., JANTOS J., BIENIEK A., BROL S.: Compensation of Mechanical Inertia in Passenger Car with Spark Ignition Engine, EAEC 2007 11 th European Automotive Congres, Budapeszt 2007, ss. 267-273
- [74] MAMALA J., JANTOS J., BIENIEK A., BROL S.: The powertrain mechanical inertia of a passenger car in the process of accelerating, Interantional Congress Motor Vehicles & Motors 2008, paper no MVM20080024, MVM 2008, ss. 1-6.
- [75] MAMALA J., JANTOS J., MALEWICZ K.: The use artificial neural network to modeling of a car power transmission system, Machines Technologies Materials, Publisher by Scientific-technical Union of Mechanical Engineering, Sofia, Bulgaria, Issue 1, I/2007, 2007, s. 16 – 19
- [76] MAMALA J., JANTOS J.: Bezwładność mechaniczna układu napędowego w procesie przyspieszania, Czasopismo Techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Mechanika z. 6-m/2008, Zeszyt 10/2008, 2008

-
- [77] MAMALA J., JANTOS J.: Exploitation characteristics of a engine car, *Journal of Kones* 2005, 31th International Scientific Conference on Internal Combustion Engines, Polanica-Zdrój 2005
- [78] MAMALA J., JANTOS J.: Odwzorowanie charakterystyk silnika za pomocą sztucznych sieci neuronowych, *Zeszyt Naukowy nr 81 Politechniki Opolskiej, seria Mechanika nr 303*, Opole 2005
- [79] MAMALA J., JANTOS J.: Shift speed control in CVT powertrain, *International Journal of Vehicle Design* 2010 - Vol. 54, No.1 ss. 26 – 34, USA 2010
- [80] MAMALA J., JANTOS J.: Stanowisko dynamiczne do badań układu pojazd-silnik techniką symulacji stanowiskowej, VI Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna AUTOPROGRES'98, Jachranka 1998, ss. 19-27
- [81] MAMALA J., JANTOS J.: Sterowanie stopniem zasilania silnika podczas przyspieszania samochodu, *Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji PAN* 2003, Zeszyt 26-27, ss. 265-270
- [82] MAMALA J., JANTOS J.: Weryfikacja algorytmów sterowania samochodowym układem napędowym z wykorzystaniem sieci neuronowych, *Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji PAN* 2005, *Badania symulacyjne w technice samochodowej*, Lublin 2005
- [83] MAMALA J., SIŁKA W.: Programowanie zakresu i prędkości ruchu przepustnicy w silniku ZI, 28 th International Scientific Conference on Combustion Engines, Jurata 2002, vol. 9, No. 1-2, ss. 181-187
- [84] MAMALA J.: Analiza rozkładu temperatury w fazie nagrzewania silnika spalinowego, *ROZRUCH SILNIKÓW SPALINOWYCH - Zeszyt nr 18*, Wydawnictwo Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, Szczecin 2009, ss. 75-81
- [85] MAMALA J.: Analysis of short-time supercharging for the spark ignition engine, III Międzynarodowa Konferencja PTNSS, *Silniki Spalinowe*, PTNSS-2009-SC-001, Opole 2009, s. 4-11
- [86] MAMALA J.: Elektronizacja pedału przyspieszenia w samochodzie osobowym z silnikiem ZI, *Materiały konferencyjne 22 Międzynarodowego Sympozjum Naukowego Studentów i Młodych Pracowników Nauki, tom: Mechanika*, Zielona Góra 2001, ss. 305-312
- [87] MAMALA J.: Proces sterowania mocą a wskaźniki pracy silnika ZI, *Praca doktorska*, Politechnika Opolska, Opole 2002, s. 85
- [88] MAMALA J.: Sztuczna inteligencja w technice samochodowej, *Pierwsza Jesienna Szkoła Budowy i Eksploatacji Maszyn*, *Zeszyt Naukowy nr 87*, Politechnika Opolska, seria *Mechanika nr 309*, Opole 2005
- [89] MAMALA J.: The analysis of spark ignition engine short-time supercharging, *Silniki Spalinowe* 4/2009, Bielsko-Biała 2009, s. 8

-
- [90] MAMALA J.: The used artificial neural network to mapping and the modeling of profile of car engine, CMS'05 Computer Method of System, V Konferencja Metody i systemy komputerowe, Kraków 2005, s. 6
- [91] MAMALA J.: Wpływ sposobu regulacji mocy na wskaźniki pracy samochodowego silnika ZI, Materiały konferencyjne Seminarium Naukowego „Układ silnik-samochód jako obiekt energetyczny”, Opole 2002, ss. 85-98
- [92] MAMALA J.: Zdolność napędzania i emisja substancji szkodliwych samochodowego silnika ZI w stanie przejściowym, Materiały konferencyjne 27th International Scientific Conference on Combustion Engines, Jastrzębia Góra 2001, Politechnika Gdańska, ss. 65-71
- [93] MAVROS G.: Tyre modelling: Current state-of-the-art, future trends and loose ends, Aeronautical and Automotive Engineering, Proceeding the Vehicle Dynamics and Control Seminar, University of Cambridge, England 2009, s.6
- [94] MAYER T., SCHROEDER D.: Robust control of a parallel hybrid drivetrain with a CVT, Electronic Transmission Controls, SAE 2000, ss. 541-548
- [95] MERKISZ J., MAZUREK S., PIELECHA J.: Pokładowe urządzenia rejestrujące w samochodach, Wydawnictwo Politechnika Poznańska, Warszawa 2007, s. 253
- [96] MERKISZ J., MAZUREK S.: Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2002, s. 254
- [97] MERKISZ J.: Tendencje rozwojowe silników spalinowych, Silniki Spalinowe 1/2004, Bielsko-Biała 2004, ss. 3-20
- [98] MERKISZ J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych, tom 1, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998, s. 282
- [99] MERKISZ J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych, tom 2 Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1999, s. 384
- [100] MIAŁKOWSKI P., WENDEKER M.: Analiza i synteza prędkości kątowej wału korbowego tłokowego silnika spalinowego, Politechnika Lubelska, IV Międzynarodowa Konferencja „Badania symulacyjne w technice samochodowej”, Kazimierz Dolny 1993, s. 185-190
- [101] MINOWA T., KIMURA H., OZAKI N., IBAMOTO M.: Improvement of fuel consumption for a vehicle with an automatic transmission using driven power control with a powertrain model, JSAE Review 17, 1996, ss. 375 - 380
- [102] MITSCHKE M.: Dynamika samochodu, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1972, s. 215

-
- [103] MOAWAD A., SINGH G., HAGSPIEL S., FELLAH M., ROUSSEAU A.: Impact of Real World Drive Cycles on PHEV Fuel Efficiency and Cost for Different Powertrain and Battery Characteristics, EVS24 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium, Stavanger, Norway 2009, s. 10
- [104] MYSŁOWSKI J., KOŁTYN J.: Elastyczność tłokowych silników, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2000, s. 183
- [105] MYSŁOWSKI J.: Doładowanie bezsprężarkowe silników z zapłonem samoczynnym, WNT Warszawa 1995, s. 116
- [106] MYSŁOWSKI J.: Doładowanie silników, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2003, s. 213
- [107] NÉMETH H., FILER P., PALKOVICS L.: Diesel engine response improvement by compressed air charging, EAEC 2007 11 th European Automotive Congress, Budapeszt 2007, s. 13
- [108] NISHINO T., SENBA H., MURAKAMI N.: Study of Engine Cooling Technologies for Knock Suppression in Spark Ignition Engines, Mitsubishi Motors Technical Review 2004 No. 16, ss. 16-22
- [109] NOYCE, D.A., ET AL.: Incorporating Road Safety into Pavement Management: Maximizing Asphalt Pavement Surface Friction for Road Safety Improvements – Draft Literature Review. Midwest Regional University Transportation Center, 2005
- [110] OH J.S., KWON J.E., LEE J.S., JANG J.D., KWON H.B.: Development of 4 Speed Electronically Controlled New Automatic Transmission for FWD, FISITA World Automotive Congress, F2000A012, Seoul, Korea 2000, s. 6
- [111] OSAMURA K., ITOYAMA H., IWANO H.: Improvement of drive torque response by applying an integrated control algorithm for diesel engine and CVT, Powertrain Research Laboratory, Nissan Research Center, JSAE , Japan 2001, ss. 293-298
- [112] PACEJKA H.B.: Tyre and vehicle dynamics, England: Butterworth-Heinemann, Working papers , TNO Automotive Delft, Netherlands, s. 621
- [113] Patent nr PL 207517 B1- Obudowa, zwłaszcza układu do wyznaczania parametrów trakcyjnych pojazdu drogowego, Warszawa 31.12.2010 WUP 12/10
- [114] Patent nr PL 207781 B1 - Sposób doładowania silnika spalinowego i układ do doładowania silnika spalinowego, Warszawa 31.01.2011 WUP 01.11
- [115] PAWELSKI Z.: Algorytmy sterowników w układzie napędowym z automatyczną skrzynią biegów, Mechanics and Mechanical Engineering, International Journal, Łódź, 2005, vol. 9, ss. 177-196
- [116] PAWELSKI Z.: Skrzynie automatyczne: podstawy działania, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 2010, s. 201

-
- [117] PAWELSKI Z.: Modelowanie i obliczanie napędu hydrobusu, Wydawnictwo Politechnika Łódzka, Łódź 2000, s. 133
- [118] PELC J.: Modelowanie skończonych deformacji opon pneumatycznych, Rozprawy i Monografie, Wydawnictwo Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego, Olsztyn 2007, s. 145
- [119] PERSSON B.N.J.: Theory of rubber friction and contact mechanics, Journal of chemical physics, vol. 115, No. 8, 2001, s. 8
- [120] PIĘTAK A.: Charakterystyki dynamiczne silników o zapłonie samoczynnym i ich aplikacje diagnostyczne, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa 1998, s. 157
- [121] POSTRZEDNIK S., STOPA P., CIESIOŁKIEWICZ A.: Ekonomiczna zmiana stanu obciążenia silnika spalinowego, Journal of Kones, Internal combustion engines, Vol.6, No. 3-4, 1999, ss. 245-251
- [122] PROCHOWSKI L.: Mechanika ruchu, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008, s. 315
- [123] PRZYBYŁA G., POSTRZEDNIK S.: Ocena jakości procesu spalania w silnikach z zapłonem iskrowym oraz samoczynnym w oparciu o skład spalin, Journal of KONES Internal Combustion Engine 2003, vol. 10 / 3-4, s.7
- [124] Raport z projektu badawczego, Mamala J. i inni, nr 4T12D 02329 - Samochodowy układ napędowy o zerowej inercji, Opole 2008
- [125] Raport z projektu badawczego, Jantos J., Mamala J. i inni, nr 5T12D 03625 - Sterowanie samochodowym, spalinowym układem napędowym o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły, Opole 2006
- [126] Raport z projektu badawczego, Mamala J., nr 8T12D 02820 - Elektroniczna regulacja napełnienia w silniku ZI, Opole 2002
- [127] Raport z projektu badawczego, Jantos J., Mamala J. i inni nr 9T12D 00916 - Synteza algorytmów regulacji mocy silnika ZI w samochodzie osobowym w aspekcie energetyczno-ekologicznym, Opole 2001
- [128] REZA N. JAZAR: Vehicle Dynamics: Theory and Applications, Springer Science, New York, USA 2008, s. 1015
- [129] SANDBERG U.: Influence of Road Surface Texture on Traffic Characteristics Related to Environment, Economy and Safety, A State-of-the-art Study Regarding Measures and Measuring Methods, Swedish National Road and Transport Research Institute, 1997, s. 8
- [130] SERRARENS A.F.A., VELDPAUS F.E.: New concepts for Control of power transients in flywheel assisted drivelines with a CVT, Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, F2000A129, s. 8

-
- [131] SHEN S., SERRARENS A., STEINBUCH M., VELDPAUS F.: Coordinated control of a mechanical hybrid driveline with a continuously variable transmission, *JSAE Review* 22, 2001, ss. 435-461
- [132] SIŁKA W.: Badania przebiegu siły napędowej przy rozpędzaniu, *Zeszyty Naukowe WSI Opole*, 1978 nr 47, seria *Mechanika* z. 12
- [133] SIŁKA W.: Energochłonność ruchu samochodu, *WNT*, Warszawa, 1997, s. 155
- [134] SIŁKA W.: Teoria ruchu samochodu, *WNT Warszawa* 2002, s. 183
- [135] SKUP Z.: Zjawiska nieliniowe w tłumieniu drgań, *Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej*, Warszawa 2010, s. 375
- [136] SOBIESZCZAŃSKI M.: Podstawowe zagadnienia sterowania tłokowych silników spalinowych *Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej filia w Bielsku-Białej, Budowa i Eksploatacja Maszyn*, zeszyt 22, Bielsko-Biała 1995, ss. 9-21
- [137] STOTSKY A.A.: Method For Estimating Engine Friction Torque, *United States Patent, USA* 2006, s. 7
- [138] STOTSKY A., KOLMANOVSKY I.: Computationally Efficient Filtering Algorithms for Engine Torque Estimation, *American Control Conference, FrC14.5, Portland, USA* 2005, s. 5035-5040
- [139] STOTSKY A.: Method for estimating engine friction torque, *United States Patent, No 7,054738 B1, USA* 2006, s. 13
- [140] STOTSKY A.: New filtering technique for on-board torque estimation, *International Journal of Automotive Technology* 2008, Vol. 9, No. 3, s. 289-295
- [141] SZCZEPANIAK C.: Podstawy modelowania systemu człowiek – pojazd – otoczenie, *Wydawnictwo Naukowe PWN Warszawa, Łódź* 1999, s. 145
- [142] SZYMANOWSKI A.: Hybrid electric vehicle drivers fitted with combustion engine, *Silniki Spalinowe 1/2009, Bielsko-Biała* 2009, ss. 19-30
- [143] VINOT E., SCORDIA J., TRIGUI R., JEANNERET B., BADIN F.: Model simulation, validation and case study of the 2004 THS of Toyota Prius, *International Journal of Vehicle System Modelling and testing*. Vol. 3, No. 3, 2008, ss. 139-167
- [144] VON HELMOLT R., EBERLE U.: Fuel cell vehicles: status 2007, *Journal Power Sources*, No 165, USA 2007, ss. 833-843
- [145] VROEMEN B., SERRARENS A.,VELDPAUS F.: Hierarchical control of the Zero Inertia powertrain, *JSAE Review* 22, 2001, ss. 519-521
- [146] WAJAND J.A., WAJAND J.T.: Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe, *Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa* 2005, s. 694

-
- [147] WANG L., ZHANG J., GE A.: The Adaptive Control of Automated Mechanical Transmission (AMT), FISITA'98, 1998, nr F98T144, s. 8
- [148] WARDANA I. N. G., NOVAREZA O., SUKANDAR S., ZAKY I.: The role of accumulator in reducing the energy consumption of gasoline engine, FISITA World Automotive Congress, , F2000A004, Seoul, Korea 2000, s. 6
- [149] WENDEKER M.: Adaptacyjna regulacja wtrysku benzyny w silniku o zapłonie iskrowym, Politechnika Lubelska, Lublin 1998, s. 186
- [150] WENDEKER M.: Opis zjawisk dynamicznych w procesie tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej w silnikach z wtryskiem benzyny, Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej filia w Bielsku-Białej, Budowa i eksploatacja maszyn, Zeszyt 22, Bielsko-Biała, ss. 45-57
- [151] WICHER J.: Bezpieczeństwo samochodów i ruchu drogowego, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2004, s. 316
- [152] WISŁOCKI K.: Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych, WKŁ Warszawa
- [153] WITUSZYŃSKI K.: The method of executing simulation procedures on engine test bench in traffic tests of combustion engines, The Archive of Motorization, 2001, Vol. XLVIII, No. 2, ss. 149 - 159
- [154] YAO Z., ROUSSEAU R., KAO G. B.: A Powertrain Model for Real-Time Vehicle Simulation, Department of Mechanical, Industrial and Manufacturing Engineering, The University of Toledo, Ford Research Company, DSC North America Proceedings, 2003, s. 16
- [155] Zgłoszenie patentowe nr 380401 z dnia 11-08-2006 – Sposób wyznaczania parametrów trakcyjnych pojazdu drogowego
- [156] Zgłoszenie patentowe nr 385660 z dnia 14-07-2008 – Stanowisko do pomiaru siły uciągu pojazdu drogowego
- [157] ZIMMERMANN W., SCHWIDGALL R.: Magistrale danych w pojazdach, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008. s. 362
- [158] WOJCIECH S.: Zastosowanie współrzędnych złączowych i przekształceń jednorodnych w modelowaniu dynamiki pojazdów, Zeszyt nr 37 (III/2007), Zeszyty Naukowe Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Samochodów Małolitrażowych „BOSMAL” w Bielsku-Białej, 2007, s. 92

KOMPENSACJA NIEDOSTATKU SIŁY NAPĘDOWEJ W PROCESIE ROZPĘDZANIA SAMOCHODU OSOBOWEGO

Streszczenie

W pracy rozpatrzono zagadnienia przebiegu siły napędowej w układzie napędowym samochodu osobowego w procesie jego rozpędzania z pełną intensywnością, zwracając uwagę na problemy bezpieczeństwa ruchu, ochrony środowiska i komfortu jazdy. Przeanalizowano warunki współpracy koła napędowego z nawierzchnią oraz przedstawiono przepływ sygnałów sterujących mających wpływ na własności dynamiczne układu napędowego samochodu. Przeanalizowano układ napędowy samochodu osobowego pod kątem jego budowy i realizowanych parametrów ruchu samochodu w procesie przyspieszania. W tym celu przeprowadzono wielokrotne próby rozpędzania samochodów testowych o różnej konstrukcji układów napędowych. Następnie wykonano analizę dynamiki samochodów testowych w procesie rozpędzania oraz wyodrębniono strefy mające wpływ na niedostatek siły napędowej, definiując problem badawczy. Pod tym kątem zdefiniowano strukturę układu napędowego samochodu, składającego się z silnika spalinowego o zapłonie iskrowym i układu przeniesienia napędu z przekładnią mechaniczną o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły oraz przedstawiono możliwości modyfikacji jednostki napędowej i układu przeniesienia napędu dla proponowanego w pracy układu napędowego z kompensacją niedostatek siły napędowej występującej w pierwszym okresie procesu rozpędzania samochodu z pełną intensywności.

W tym aspekcie rozpatrzono dynamikę procesu generowania momentu obrotowego silnika spalinowego o zapłonie iskrowym oraz proces jego przetworzenia w układzie przeniesienia napędu. Dokonano identyfikacji procesów sterowania silnika o zapłonie iskrowym, które bezpośrednio oddziałują na wartość wyjściowego momentu obrotowego. Sformułowano własne procedury sterowania silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym. Dla układu przeniesienia napędu przeprowadzono badania symulacyjne na stanowiskowym Symulatorze Drogowego Obciążenia Silnika, wskazując stany pracy przekładni, które generują ujemną moc napędową i niekorzystnie wpływają na dynamikę procesu rozpędzania i komfort jazdy.

Złożoność problemu sterowania układem napędowym, jest zagadnieniem szerokim, stąd uwagę skoncentrowano tylko na tych zależnościach, które mają bezpośredni związek ze sterowaniem obciążeniem i prędkością obrotową silnika w pierwszym okresie procesu rozpędzania z pełną intensywnością samochodu osobowego. Zaproponowano własną koncepcję kompensacji niedostatek siły napędowej w procesie rozpędzania samochodu osobowego przez zastosowanie w układzie sterowania mocą silnika, krótkotrwałego doładowania zasobnikowego połączonego z elektrycznie sterowaną przepustnicą do chwilowego zwiększenia mocy silnika. W proponowanym układzie napędowym sterujące decyzje, zarówno o mocy silnika, jak i o przełożeniu w układzie przeniesienia napędu, muszą być podejmowane w sposób automatyczny przez sterownik, dla którego zdefiniowano procedury sterowania. Tak, aby pozyskać w procesie rozpędzania dodatkowy moment obrotowy z silnika, który powiększy dostępny zapas siły napędowej.

W celu szczegółowego poznania właściwości procesu krótkotrwałego doładowania zasobnikowego przeprowadzono zarówno badania symulacyjne i stanowiskowe.

W pracy wykazano, że uzyskany w wyniku krótkotrwałego doładowania zasobnikowego szybszy przyrost moment obrotowego silnika skompensuje niedobór siły napędowej w procesie rozpędzania. Ponadto prezentowane rozwiązanie uzyskało ochronę patentową oraz charakteryzuje się uniwersalnością i może być wykorzystane z innymi niż opisanym w pracy układem napędowym.

COMPENSATION OF DRIVING FORCE DEFICIENCY DURING ACCELERATION OF A PASSENGER CAR

Abstract

This paper undertake the question of driving force in the powertrain of a passenger car during its full acceleration while accounting for the problems of road safety, environment protection and driving comfort. The analysis involves the conditions in which the driving wheel remains in contact with the road surface and the effect of control signals that affect the dynamic parameters of the powertrain is presented. The powertrain of a passenger car is analyzed in terms of its construction and parameters of the car motion during acceleration. For these purposes, multiple tests were performed involving acceleration of test cars whose powertrains vary in structure. The dynamics of the test cars during acceleration was analyzed, which was followed by the establishment of areas that affect the deficiency of the driving force and, thus, the research problem was defined. The structure of a powertrain consisting of a spark ignition combustion engine and a drivetrain with continuously variable transmission was defined in this regard. Additionally, the questions regarding the modifications of existing powertrain and drivetrain are discussed with an aim to establishing the opportunity for the compensation of the deficiency of driving force in the initial phase of vehicle acceleration.

In this aspect the discussion covers the dynamics of generation of the torque of a spark ignition combustion engine and the process of its conversion in the drivertrain system. The identification of the control processes, which directly affect the value of the output torque in a spark ignition engine, is undertaken. Original procedures for the control of a spark ignition combustion engine are developed and presented. Simulations on a specially designed simulator of on-road engine load are undertaken for the presented drivetrain. Thus, transmission states for which a negative driving force is generated and for which the dynamics of acceleration is adversely affected and driving comfort is lowered are established.

The control of the powertrain poses an extensive and complex problem; hence, attention is paid only to these relations that directly relate to the control of the load and rotational speed of the engine in the initial phase of full acceleration of a car that already drives at a certain initial speed. An original concept of compensation of the driving force in the acceleration process is presented by application of a short-term supercharging coupled with an electrically controlled throttle to obtain instantaneous increase of engine power. In the proposed system the decisions regarding the control of engine power and gear ratio in the transmission have to be taken automatically by

a controller in which the control procedures are pre-defined. Therefore, additional torque is obtained in the engine in order to increase the surplus of the driving force. In order to establish the parameters of the process of short-term supercharging, both simulations and test stand assessment is performed.

This paper demonstrates that the abrupt increase of the engine torque as a result of short-term supercharging compensates for the deficiency of the driving force during acceleration. In addition, the presented solution has been filled for patent letters and subsequently obtained patent letters and is characterized by versatile use and can be applied in other powertrain systems.