

**POLITECHNIKA OPOLSKA**

WYDZIAŁ MECHANICZNY



*Praca doktorska*

*mgr inż. Andrzej Lechowicz*

**WŁAŚCIWOŚCI TRAKCYJNE UKŁADU NAPĘDOWEGO  
Z ELEKTRYCZNIE STEROWANĄ PRZEKŁADNIĄ PLANETARNĄ**

Promotor:

dr hab. inż. Andrzej Augustynowicz prof. PO

Opole 2013

*Składam serdeczne podziękowania  
za inspiracje i cenne wskazówki  
przy realizacji pracy  
śp. dr hab. inż. Jerzemu Jantosowi  
profesorowi Politechniki Opolskiej*

*Składam serdeczne podziękowania  
za pomoc i wsparcie  
przy realizacji pracy  
Panu dr hab. inż.  
Andrzejowi Augustynowiczowi*

## SPIS TREŚCI

Wykaz ważniejszych oznaczeń .....	5
1. Wprowadzenie.....	8
2. Przegląd literatury i geneza problemu.....	15
3. Cel i teza pracy.....	31
4. Przekładnia planetarna .....	33
4.1 Charakterystyka przekładni.....	33
4.2 Analiza kinematyczna przekładni .....	34
4.3 Moment i moc w przekładni .....	37
5. Koncepcja układu napędowego z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną..	41
5.1 Tryby pracy układu napędowego.....	44
5.2 Model układu napędowego .....	52
5.3 Analiza zjawisk dynamicznych zachodzących w układzie napędowym.....	53
5.4 Modele składowe układu napędowego w środowisku Matlab/Simulink.....	59
5.4.1 Model przekładni planetarnej.....	59
5.4.2 Model oporów ruchu.....	59
5.4.3 Model kół napędzanych.....	60
5.4.4 Model zachowania kierowcy.....	61
5.4.5 Model silnika o zapłonie iskrowym.....	61
5.4.6 Model maszyny elektrycznej.....	62
5.4.7 Model sterownika maszyny elektrycznej.....	63
5.4.8 Model baterii akumulatorów.....	64
6. Obiekt badań.....	66
6.1 Pojazd doświadczalny.....	66
6.2 Silnik spalinowy.....	67
6.3 Przekładnia planetarna.....	67
6.4 Maszyna elektryczna.....	68
6.5 Układ napędowy.....	69
6.6 Dobór parametrów układu napędowego.....	70
7. Algorytm sterowania układem napędowym z elektrycznie sterowaną.....	79
7.1 Sterownik nadrzędny.....	82
7.2 Sterowanie przełożeniem układu napędowego.....	85
7.3 Sterownik maszyny elektrycznej.....	89
7.4 Sterownik zarządzający baterią akumulatorów.....	91
7.5 Sterownik silnika spalinowego.....	94
7.6 Założenia zintegrowanego systemu sterowania.....	94
8. Badania symulacyjne.....	98
8.1 Zestawienie modelu do badań symulacyjnych.....	98
8.2 Zakres badań symulacyjnych.....	99
8.3 Dobór parametrów algorytmów sterowania układem napędowym.....	102
9. Wyniki badań.....	104
9.1 Próba rozpędzania pojazdu.....	104
9.2 Jazda według zadanego profilu prędkości - cyklu UDC.....	119
9.3 Podsumowanie badań wyników symulacyjnych.....	137
9.4 Przykładowe możliwości modyfikacji układu napędowego.....	142
10. Budowa układu napędowego w pojeździe.....	145
10.1 Adaptacja proponowanego układu napędowego w pojeździe badawczym.....	145
10.2 Wstępne wyniki badań układu napędowego w pojeździe badawczym.....	160
11. Podsumowanie i wnioski.....	164
12. Literatura.....	167

## Wykaz ważniejszych oznaczeń

A	- powierzchnia czołowa pojazdu, $m^2$ ,
$c_x$	- współczynnik oporu powietrza,
$E_E$	- energia elektryczna wydatkowana lub uzyskana z maszyny elektrycznej, kJ,
$E_S$	- energia wytworzona z silnika spalinowego, kJ,
$f_t$	- współczynnik oporu toczenia,
$F_N$	- siła napędowa, N,
$F_{OP}$	- sumaryczna siła oporu ruchu, N,
$F_p$	- siła oporu powietrza, N,
$F_t$	- siła oporu toczenia kół samochodu, N,
g	- przyspieszenie ziemskie, $m \cdot s^{-2}$ .
$G_1$	- przekładnia dodatkowa na jarmie przekładni planetarnej,
$G_2$	- przekładnia dodatkowa na kole koronowym przekładni planetarnej,
$G_{LE}$	- ekwiwalentna ilość paliwa przeliczona z energii elektrycznej zużytej, lub dostarczonej do akumulatora na przebytym odcinku drogi, $dm^3$ ,
$G_{LS}$	- ilość paliwa zużytego przez silnik spalinowy na przebytym odcinku drogi, $dm^3$ ,
$G_L$	- sumaryczna ilość zużytego paliwa na przebytym odcinku drogi, $dm^3$ ,
i	- przełożenie całkowite UPN,
$i_0$	- przełożenie bazowe przekładni planetarnej,
$i_d$	- wymagane przełożenie przekładni bezstopniowej,
$i_g$	- przełożenie przekładni głównej,
$i_{G1}$	- przełożenie kinematyczne przekładni $G_1$ ,
$i_{G2}$	- przełożenie kinematyczne przekładni $G_2$ ,
$i_{RS}$	- przełożenie trybu uruchamiania silnika spalinowego,
$i_{TH}$	- przełożenie układu napędowego w trybie hybrydowym,
$i_{TE}$	- przełożenie układu napędowego w trybie elektrycznym,
$i_{TL}$	- przełożenie układu napędowego w trybie ładowania,
$i_{TS}$	- przełożenie układu napędowego w trybie spalinowym,
$i_{UN}$	- przełożenie układu napędowego pojazdu,
I	- średni prąd przepływający przez uzwojenia maszyny elektrycznej, A,
J	- jarzmo przekładni planetarnej,
$J_b$	- moment bezwładności maszyny elektrycznej, $kg \cdot m^2$ ,
$J_D$	- zredukowany moment bezwładności silnika, $kg \cdot m^2$ ,
$J_1$	- moment bezwładności koła słonecznego przekładni planetarnej, $kg \cdot m^2$ ,
$J_3$	- moment bezwładności koła koronowego przekładni planetarnej, $kg \cdot m^2$ ,
$J_J$	- moment bezwładności jarzma przekładni planetarnej, $kg \cdot m^2$ ,
$k_h$	- współczynnik wzmocnienia, $N^{-1} \cdot s^{-1}$ .
$K_1$	- koło słoneczne przekładni planetarnej,
$K_2$	- koło obiegowe (satelita) przekładni planetarnej,
$K_3$	- koło koronowe przekładni planetarnej,
$K_e$	- stała napięcia silnika elektrycznego,
$K_m$	- stała momentu silnika elektrycznego,
L	- droga, m,
$L_C$	- całkowita droga przebyta podczas cyklu, m,
$L_t$	- wartość indukcyjności silnika elektrycznego
m	- masa samochodu, kg,
$M_0$	- quasi-statyczny moment obrotowy silnika, $N \cdot m$ ,
$M_1$	- moment działający na koło słoneczne przekładni planetarnej, $N \cdot m$ ,
$M_3$	- moment działający na koło koronowe przekładni planetarnej, $N \cdot m$ ,
$M_J$	- moment działający na jarzmo przekładni planetarnej, $N \cdot m$ ,
$M_{OR}$	- moment oporów ruchu pojazdu zredukowany na oś kół, $N \cdot m$ ,
$M_D$	- dynamiczny moment obrotowy silnika spalinowego, $N \cdot m$ ,
$M_E$	- efektywny moment obrotowy silnika spalinowego, $N \cdot m$ ,

$M_h$	- moment hamujący na kołach samochodu, N·m,
$M_{KP}$	- moment napędowy przekazywany do kół pojazdu, N·m,
$M_{ME}$	- moment maszyny elektrycznej, N·m,
$G_E$	- strumień masowy paliwa, $g \cdot s^{-1}$ ,
$P_1$	- moc przenoszona przez koło słoneczne przekładni planetarnej, kW,
$P_3$	- moc przenoszona przez koło koronowe przekładni planetarnej, kW,
$P_A$	- moc elektryczna przekazywana do akumulatorów, kW,
$P_J$	- moc przenoszona przez jarzmo przekładni planetarnej, kW,
$P_D$	- moc silnika spalinowego, kW,
$P_{ME}$	- moc maszyny elektrycznej silnika, kW,
$P_T$	- maksymalna moc napędowa jaką mogą przenieść koła pojazdu, kW,
$R_t$	- rezystancja silnika elektrycznego, $\Omega$
$Q_L$	- przebiegowe zużycie paliwa, $dm^3 \cdot 100 km^{-1}$ ,
$r_d$	- promień dynamiczny koła samochodu, m,
$S_x$	- poślizg koła,
$V_p$	- objętość paliwa, $dm^3$ ,
$v$	- prędkość pojazdu, $m \cdot s^{-1}$ ,
$v_d$	- zadana prędkość pojazdu, $m \cdot s^{-1}$ ,
$v_p$	- różnica pomiędzy zadaną i rzeczywistą prędkością pojazdu, $m \cdot s^{-1}$ ,
$W_d$	- wartość opałowa paliwa, $kJ \cdot dm^{-3}$ ,
$\alpha$	- wychylenie pedału przyspieszenia, %,
$\alpha_{gr}$	- wartość graniczna wychylenia pedału przyspieszenia, %,
$\eta_c$	- sprawność silnika spalinowego,
$\eta_e$	- sprawność energetyczna silnika,
$\eta_m$	- sprawność mechaniczna silnika,
$\eta_o$	- sprawność mechaniczna przekładni planetarnej,
$\eta_{UPN}$	- sprawność mechaniczna UPN,
$\Theta$	- uchylenie przepustnicy w kolektorze dolotowym silnika, %,
$\mu$	- współczynnik przyczepności koła,
$\rho$	- gęstość powietrza, $kg \cdot m^{-3}$ ,
$\omega_1$	- prędkość kątowa koła słonecznego przekładni planetarnej, $rad \cdot s^{-1}$ ,
$\omega_3$	- prędkość kątowa koła koronowego przekładni planetarnej, $rad \cdot s^{-1}$ ,
$\omega_D$	- prędkość kątowa silnika spalinowego, $rad \cdot s^{-1}$ ,
$\omega_d$	- wymagana prędkość kątowa wału korbowego silnika, $rad \cdot s^{-1}$ ,
$\omega_J$	- prędkość kątowa jarzma przekładni planetarnej, $rad \cdot s^{-1}$ ,
$\omega_{KP}$	- prędkość kątowa kół pojazdu, $rad \cdot s^{-1}$ ,
$\omega_{ME}$	- prędkość kątowa wału maszyny elektrycznej, $rad \cdot s^{-1}$ ,
$Q_{max}$	- pojemność maksymalna (znamionowa) baterii Ah,
$Q_z$	- różnica pojemności znamionowej i bieżącej Ah,
$U_z$	- napięcie maszyny elektrycznej, V,
$Z_1$	- liczba zębów koła słonecznego,
$Z_1$	- liczba zębów koła satelity,
$Z_3$	- liczba zębów koła koronowego,
$Z_{KP}$	- pionowa reakcja nawierzchni, N.

### Wykaz ważniejszych skrótów

4WD	- napęd na cztery koła (ang. <i>4 Wheel Drive</i> ),
ABS	- hamulcowe urządzenie antyblokujące (ang. <i>Anti Block System</i> ),
AS	- aktywne zawieszenie (ang. <i>Active Suspension</i> ),
ASR	- urządzenie antypoślizgowe (ang. <i>Anti Slip Regulation</i> ),
B	- bateria akumulatorów
BMS	- system zarządzanie zestawem baterii akumulatorów ( <u>Battery Management System</u> ),
CO	- tlenek węgla,

- CVT - przekładnia bezstopniowa o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły (ang. *Continuously Variable Transmission*),
- H<sub>1</sub> - hamulec na wale silnika spalinowego,
- H<sub>2</sub> - hamulec na wale maszyny elektrycznej,
- HC - węglowodory,
- KP - koła pojazdu,
- ME - maszyna elektryczna
- NO<sub>x</sub> - tlenki azotu,
- SOC - stopień naładowania baterii
- TE - tryb elektryczny układu napędowego
- TE/TH - tryb elektryczno - hybrydowy układu napędowego
- TH - tryb elektryczny układu napędowego
- TH/TS - tryb hybrydowo - spalinowy układu napędowego
- TS - tryb spalinowy układu napędowego
- UDC - cykl jezdny miejski (ang. *Urban Driving Cycle*),
- US - układ sterowania maszyny elektrycznej

## 1. Wprowadzenie

Wzrastające wymagania dotyczące ograniczenia emisji substancji szkodliwych emitowanych przez pojazdy mechaniczne oraz ograniczone zasoby paliw kopalnych, zmuszają koncerny motoryzacyjne do poszukiwania nowych bardziej ekologicznych rozwiązań układów napędowych. Niemal od samego początku motoryzacji na świecie główną jednostką napędową jest silnik spalinowy. Główną zaletą silnika spalinowego i jednocześnie powodem, dla którego jest on dominującym źródłem napędu, jest wysoka koncentracja energii w paliwie, co pozwala na osiąganie dalekich odległości, bezpieczne magazynowanie oraz powszechną dystrybucję. Jednak mimo tak dużej popularności i ciągłego rozwoju jest jednym z najmniej efektywnych źródeł napędu, a rosnące ceny paliw czynią je jeszcze bardziej nieekonomicznym. W czasie procesu spalania paliwa tylko część energii jest wykorzystywana do napędzania pojazdu. Reszta w postaci ciepła, odprowadzanego przez układ chłodzenia i gazów wylotowych jest bezpowrotnie tracona. To sprawia, że nawet najnowsze jednostki spalinowe charakteryzują się sprawnością nie wiele większą niż 30 %.

Wykorzystanie silnika spalinowego w pojeździe wymaga rozwiązania wiele problemów związanych z zapewnieniem wymaganej siły napędowej na kołach. Problemy te wynikają przede wszystkim z przebiegu jego charakterystyki, który jest wielce niekorzystny do zastosowań trakcyjnych. Ograniczony zakres prędkości kątowej silnika oraz niska jej wartość minimalna od której może pokonać własne opory i generować moment użyteczny wymaga wykorzystania dodatkowych urządzeń m.in. sprzęgła jako przetwornicy prędkości kątowej oraz przekładni jako przetwornicy momentu obrotowego. Sprzęgło jako przetwornica prędkości umożliwia ruszanie z miejsca. Przekładnia natomiast umożliwia redukcję prędkości kątowej silnika do wartości umożliwiającej poruszanie pojazdu w określonym przedziale prędkości.

Najbardziej znane są przekładnie stopniowe pomimo tak dużej popularności nie są w stanie spełnić wymagań nowoczesnych układów napędowych, których działanie opiera się na jak najkorzystniejszym wykorzystywaniu silnika spalinowego. Przeważnie ograniczone są kilkoma przełoženiami, co znacznie utrudnia sterowanie punktem pracy silnika spalinowego. W dodatku obsługiwane są najczęściej przez kierowcę, który z braku wiedzy na temat optymalnego punktu pracy silnika przy danym obciążeniu nie jest w stanie prawidłowo sterować przełoženiem układu napędowego. Wszystko to sprawia, że w nowoczesnych samochodach rośnie zainteresowanie automatycznie sterowanymi układami napędowymi. Jednak przekładnie te jak widać po statystykach sprzedaży ciągle w Europie napotyka się na



wiele barier. Szacuję się, że stanowią one ok. 10 % wszystkich aut poruszających się po naszych drogach. Wynika to po części z opinii, która została z minionej dekady, że auto z automatyczną skrzynią biegów jest mniej ekonomiczne, aniżeli ten sam pojazd ze skrzynią manualną. Jednak producenci samochodów zdają się tym faktem nie przejmować i stale udoskonalają swoje konstrukcje. Nowe trendy wyznaczają zrobotyzowane skrzynie dwusprzęgłowe oraz mechaniczne przekładnie bezstopniowe (*CVT Continuosly Variable Transmission*). Ich znaczenie przejawiające się wzrostem liczby samochodów wyposażone w te typy układu w dużej mierze jest zależne od konstrukcji i jakości sterowania, co ma bezpośredni wpływ na sprawność takiego układu napędowego i w konsekwencji zużycie paliwa. Jednak ciągle zwiększająca się liczba przełożeń w stopniowych skrzyniach biegów oraz ciągła zmiana przełożenia w bezstopniowych przekładniach, wymaga nowatorskich rozwiązań konstrukcyjnych i nowych adaptacyjnych algorytmów sterowania.

Mając powyższe na uwadze trudno jednoznacznie przesądzić o przyszłości automatycznych układów napędowych w samochodach. Jednak większy potencjał możliwości sterowania jest po stronie przekładni bezstopniowych, które stwarzają największe możliwości w zakresie efektywnego wykorzystania jednostki napędowej. Znane przekładnie automatyczne mimo, że umożliwiają sterowanie przełożeniem to posiadają tylko kilka przełożeń co jest niewystarczające do uzyskanie pełnego sterowania jednostką spalinową, a poza tym przekładnie są ciężkie i znacznie zwiększają masę pojazdu. Dlatego okazuje się, że najlepszym rozwiązaniem wydaje się być przekładnia o nieskończonej liczbie przełożeń, czyli przekładnia bezstopniowa o ciągłej zmianie przełożenia (*CVT Continuosly Variable Transmission*). Jest to rodzaj przekładni, który umożliwia sterowanie prędkością obrotową silnika na stałym poziomie w całym zakresie prędkości pojazdu. Dzięki temu umożliwia utrzymanie prędkości obrotowej silnika na stałym poziomie, niezależnie od zmian prędkości samochodu przez co silnik spalinowy może pracować w zakresie najwyższej sprawności (podczas jazdy ze stałą prędkością pojazdu) lub maksymalnej mocy (gdy potrzebne jest szybkie rozpędzenie samochodu). Poza tym moment jest przekazywany płynnie na koła pojazdu, bez przerw na zmiany biegów, co zwiększa komfort użytkowania oraz znacznie wydłuża żywotność takiego układu. Dlatego wysiłki konstruktorów skupiają się na odpowiednim zaprojektowaniu przełożeń takiej przekładni, aby w pełni wykorzystać możliwość silnika spalinowego pod względem uzyskania minimalnego zużycia paliwa i emisji szkodliwych składników spalin.

Na podstawie analizy literatury i zebranego doświadczenia można dostrzec, że oprócz optymalizacji i rozwijania tradycyjnych układów napędowych proszkuje się nowatorskich

konstrukcji, które poza zwiększaniem liczby przełożeń skupiają się również na efektywniejszym wykorzystywaniu energii podczas ruchu pojazdu. Obecnie największą popularnością cieszy się bardzo mocno rozwijany napęd w którym współpracują ze sobą dwa źródła napędu. Takie połączenie dwóch napędów w jednym pojeździe tworzy z definicji układ hybrydowy. Najczęściej jest to połączenie silnika spalinowego z co najmniej jedną maszyną elektryczną. W układach tych silnik spalinowy wciąż pracuje jak główne źródło napędu. Jednak wspierany jest przez dodatkową maszynę elektryczną, która wspiera go w zakresie niskich prędkości wtedy gdy pracuje najmniej efektywnie. Zastosowanie napędu hybrydowego w pojazdach umożliwia przede wszystkim: zmniejszenie zużycia paliwa, zmniejszenie emisji substancji szkodliwych w spalinach oraz zwiększenie mocy i momentu obrotowego co ma bezpośredni wpływ na komfort jazdy. We współczesnych pojazdach można wyróżnić trzy główne koncepcje hybrydowych układów napędowych: hybryda równoległa, hybryda szeregową i połączenie obu tych rozwiązań, czyli hybryda szeregowo - równoległa. Każde z tych rozwiązań różni się od siebie, jednak z przekonaniem można powiedzieć, że współpraca silnika spalinowego z silnikiem elektrycznym jest możliwa i przyczynia się do zmniejszenia zużycia paliwa przy zwiększeniu mocy układu napędowego. Dodatkowo takie połączenie silnika spalinowego i maszyny elektrycznej w układzie napędowym pojazdu umożliwia wprowadzenie nowych funkcji: start&stop, optymalizacja zakresu pracy silnika spalinowego, wspomaganie momentu obrotowego oraz odzysk energii hamowania, co w trybie miejskim może przynieść duże oszczędności, a przy tym wydłuża okres wymiany okładzin hamulcowych.

Na szybki rozwój układów hybrydowych wpływa przede wszystkim łatwość adaptacji obecnych napędów spalinowych do pracy w układach hybrydowych. W szczególności zauważyć można to w przypadku układów z grupy micro- i mild hybrid. Pomimo, że koncepcje te wymagają pewnych zmian konstrukcyjnych, to jednak stwarzają możliwość znacznych redukcji emisji spalin i zużycia paliwa. Jednocześnie nie zwiększając zbytnio nakładów na opracowanie nowej koncepcji napędu, jak w przypadku full hybrid. Każdy z tych pojazdów, niezależnie od przyjętego rozwiązania, charakteryzuje się mniejszym zużyciem paliwa i redukcją spalin. Przykładowo, redukcja emisji CO<sub>2</sub> przy wykorzystaniu układów może wynosić:

- start & stop 5÷10%,
- hamowanie z rekuperacją energii kinetycznej pojazdu 12÷25%,
- wspomaganie momentu obrotowego 5÷11%” [116].

Jak to zazwyczaj bywa z wszystkim nowymi technologiami mimo wielu korzyści koszt zakupu samochodu z napędem hybrydowym jest nieco wyższy (o 10-15%) w stosunku do tradycyjnego odpowiednika [91]. Z drugiej strony patrząc na statystyki sprzedaży, korzyści wynikające z użytkowania napędu hybrydowego w pojazdach osobowych oraz ulgi stosowane w niektórych krajach widzimy stałe rosnące zainteresowanie klientów tym rodzajem napędu. Początkowo obawiano się jego awaryjności oraz żywotność baterii akumulatorów. Obecnie koncern Toyota sprzedała już ponad 5 mln „hybryd”, a na rynku jest już trzecia generacja flagowego modelu Toyoty Prius. Toyota udowodniła przez to, że napęd hybrydowy sprawdza się w samochodach osobowych, a każda kolejna jego generacja jest coraz lepsza. Oprócz Toyoty wielu producentów pojazdów mechanicznych zwłaszcza pojazdów samochodowych prowadzi badania nad hybrydowym systemem przeniesienia napędu. Już prawie każdy producent samochodów ma w swojej ofercie model z napędem hybrydowym. Jeszcze tylko koncern Fiata poddaje w wątpliwość ideę wprowadzenia samochodów hybrydowych, promując nowoczesną technikę silników spalinowych.

Ciągłe poszukiwanie nowych rozwiązań hybrydowych układów napędowych oraz rosnąca liczba patentów zgłaszana przez największe koncerny samochodowe [14] przyczynia się również do pojawiania się coraz to nowych publikacji. Jednak większość z nich opisuje znane rozwiązania, np. hybrydowy układ napędowy stosowany w Toyocie Prius [11, 14, 15, 36, 65, 87, 94, 97, 100, 122, 155, 167]. Część publikacji opisuje bardzo podobne rozwiązania do zastosowanych w koncernie Toyota, gdzie wykorzystywana jest przekładnia planetarna jako przekładnia bezstopniowa. Różnica między tymi pracami polega jedynie na sposobie połączenia maszyny elektrycznej. W pracy [169] przedstawiono ciekawe rozwiązanie w którym pierwsza maszyna elektryczna połączona jest tak samo jak w rozwiązaniu Toyoty czyli do koła słonecznego przekładni planetarnej. Natomiast drugą maszynę połączono z wałem korbowym silnika spalinowego, a nie jak w Toyocie z wałem napędzającym koła pojazdu. Jednak takie połączenie charakteryzują się mniejszą sprawnością, gdyż moc generowana przez maszynę elektryczną, połączoną przez silnik spalinowy musi zostać przekazana jeszcze przez przekładnię planetarną i drugą maszyną elektryczną. W konsekwencji moc generowana do kół pojazdu musi zostać dwa razy przetworzona przez maszyny elektryczne. W rozwiązaniu Toyoty druga maszyna elektryczna połączona jest z kołami pojazdu przez to moc maszyny elektrycznej wykorzystywana jest do napędzania kół pojazdu. Duża prostsze rozwiązanie przedstawił w pracach [130, 131, 132, 133] SHEU K.-B. w których zaprezentował różne konfiguracje połączenia jednej maszyny elektrycznej z dwoma przekładniami planetarnymi. Autor zastąpił drugą maszynę elektryczną, znaną

z układu Toyoty, drugą przekładnią planetarną. Pierwsza przekładnia planetarna jest sterowana za pomocą przekładni planetarnej tak jak w rozwiązaniu Toyoty. Natomiast druga przekładnia planetarna służy do przekazywania drugą drogą mocy silnika spalinowego do kół pojazdu omijając pierwszą przekładnię planetarną i maszynę elektryczną. Ten sposób omijania pierwszej przekładni planetarnej wykorzystywany jest przy wyższych prędkościach pojazdu jednak ze względu na zablokowanie jednego wejścia drugiej przekładni planetarnej połączenie to ogranicza się jedynie do stałego przełożenia. Mimo iż to rozwiązanie trochę różni się od rozwiązania proponowanego w pracy to posiada wiele cech wspólnych. Mimo iż wszystkie wyniki opierały się jedynie na badaniach symulacyjnych to bardzo pomocna okazała się dokładna analiza kinematyczna przeprowadzona przez autora tych prac.

Obserwując liczbę publikacji jakie zostały opublikowane w ostatnich latach można zaobserwować, że bardzo duże jest zainteresowanie układami napędowymi wykorzystującymi przekładnię planetarną. Pomimo tego wciąż brak jest szczegółowych opracowań w zakresie analizy właściwości trakcyjnych, przepływu mocy i sterowania pojedynczej przekładni planetarnej w różnych trybach pracy układu napędowego. Dostępne literaturowe opracowania mają często pogładowy charakter i nie wyjaśniają w sposób wyczerpujący zjawisk związanych z współpracą silnika spalinowego i maszyny elektrycznej. Na ogół są to prace koncepcyjne poparte wynikami badań symulacyjnych. Ten brak publikacji prawdopodobnie można wytłumaczyć dążeniem do wyprzedzenia konkurencji w opracowaniu najefektywniejszych rozwiązań. Koncerny samochodowe najczęściej publikują wyniki testów takich parametrów jak zużycie paliwa i emisja związków toksycznych, które mają jedynie charakter reklamowy.

Ten brak publikacji dotyczy również sposobu sterowania jednostkami napędowymi w hybrydowym układzie napędowym co jest bardzo istotne w uzyskaniu jego wysokiej sprawności. Wykorzystanie maszyny elektrycznej daje bardzo duże możliwości sterowania w różnych warunkach drogowych. Liczne publikacjach w zakresie sterowania bezstopniowym układem napędowym m.in. Jantosa [52, 53, 54,] wskazują, że najkorzystniejsze algorytmy sterowania można uzyskać rozpatrując zadania sterowania układem napędowym w ujęciu systemowym. Dla hybrydowego układu napędowego takie ujęcie jest znacznie szersze, gdyż poza silnikiem spalinowym pod uwagę należy wziąć również maszynę elektryczną, zestaw baterii akumulatorów, samochód i jego otoczenie oraz kierowcę. Dlatego hybrydowy układ napędowy należy traktować jak złożony systemem energetyczny, którego sprawność zależy przede wszystkim od sposobu sterowania. Nadrzędny układ sterowania koordynuje działanie całego systemu tak aby uzyskać

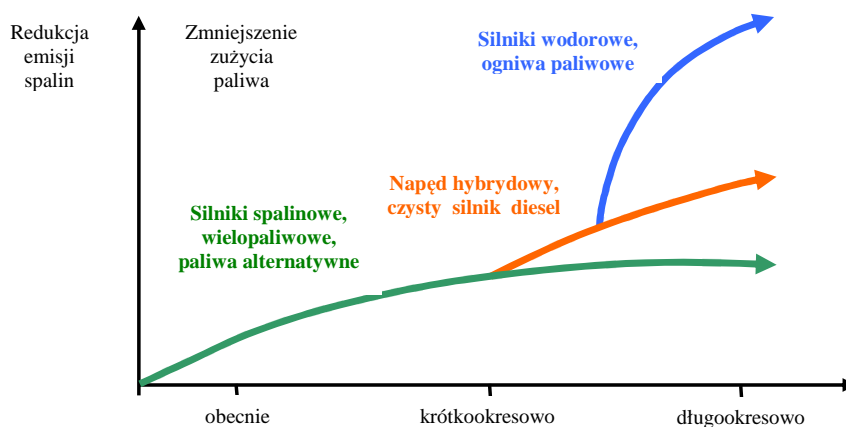
maksymalną sprawność całego układu napędowego przy zachowaniu maksymalnego komfortu jazdy. W ramach tego systemu odbywa się sterowanie m.in. silnikiem spalinowym, maszyną elektryczną, zestawem baterii akumulatorów, przekładnią oraz układem hamulcowym. Sterownik nadrzędny posiada zapisaną pewną strategię, która w zależności od złożoności układu optymalizuje sposób kontroli poszczególnych urządzeń. Strategia ta wpływa przede wszystkim na zmniejszenie zużycia paliwa i substancji szkodliwych, co jest istotne ze względu na spełnienie obowiązujących norm emisji. Dużą zaletą stosowania hybrydowych układów napędowych jest funkcja jazdy przy użyciu wyłącznie napędu elektrycznego, w czasie której pojazd nie zużywa paliwa i nie emituje żadnych związków toksycznych. Funkcja ta jednak ma ograniczony zasięg ze względu na maksymalną pojemność zainstalowanych akumulatorów w pojeździe. Dlatego największe możliwości sterowania opierają się na optymalizacji wykorzystania jednostki spalinowej, tak aby mogła pracować z największą sprawnością, emitując przy tym najmniej substancji szkodliwych. Literatura dotycząca sterowania hybrydowymi układami przeniesienia napędu skupia się przede wszystkim na maszynie elektrycznej, która w zależności od rodzaju układu umożliwia wspomaganie silnika spalinowego podczas przyspieszania oraz odzysk energii hamowania. Taki sposób sterowania maszyną elektryczną jest jak najbardziej uzasadniony, gdyż sprawność maszyny elektrycznej jest o wiele wyższa od silnika spalinowego. Dąży się więc do tego, aby maszyna elektryczna w razie możliwości pracowała jak najczęściej. Jednak autor w pracy pragnie skupić się przede wszystkim na wykorzystaniu maszyny elektrycznej jako przetwornicy prędkości, która decyduje o przełożeniu układu napędowego oraz steruje przepływem mocy pomiędzy silnikiem spalinowym i kołami pojazdu. Według autora takie sterowanie przepływem mocy może rozwiązać problem niedostatku mocy w procesie rozpędzania pojazdu [85] oraz pokonać swoistą sprzeczność pomiędzy sterowaniem efektywnym, zapewniającym niskie zużycie paliwa oraz sterowaniem dynamicznym, które zapewnia najkorzystniejsze własności ruchowe pojazdu [53].

Różnorodność konstrukcji oraz zalety wynikające z wykorzystania maszyny elektrycznej we współpracy z silnikiem spalinowym skłoniły autora do podjęcia tej tematyki. Ponadto znane do tej pory hybrydowe układy napędowe w większości ukierunkowane są na pojazdy samochodowe, a nie na małe pojazdy typu skuter czy quad. Główną przyczyną tego zjawiska jest skomplikowana, ciężka konstrukcja napędu hybrydowego co w znaczny sposób uniemożliwia ich montaż w małych i co się z tym wiąże lekkich pojazdach. Z tego powodu jest to rozwiązanie bardzo kosztowne, co wyklucza zastosowanie go w małych pojazdach miejskich. W pracy opracowano koncepcję innowacyjnego układu napędowego

przeznaczonego do małego pojazdu typu Quad lub Buggy, którego nadrzędnym zadaniem jest bezstopniowe sterowanie przełożeniem układu przeniesienia napędu. Układ ten jest oparty na pojedynczej przekładni planetarnej o dwóch stopniach swobody. Do sterowania jej przełożeniem kinematycznym wykorzystano maszynę elektryczną. W rezultacie zrealizowano w pełni zautomatyzowany układ napędowy umożliwiający nie tylko zmianę wartości przełożenia w sposób ciągły, ale także realizację innych funkcji takich jak: rozruch silnika, zasilanie w energię elektryczną czy zmianę kierunku ruchu. Należy podkreślić, że zadania te zrealizowano przy wykorzystaniu tylko jednej maszyny elektrycznej, co znacząco obniża koszty takiego układu. Analizę właściwości trakcyjnych opracowanego układu oparto zarówno na badaniach symulacyjnych jak również na rzeczywistych badaniach drogowych w specjalnie do tego zmodernizowanym układzie napędowym.

## 2. Przegląd literatury i geneza problemu

Przy obecnym stanie rozwoju motoryzacji nie ma na razie jasnej odpowiedzi jaki układ napędowy będzie dominował w pojazdach. Mimo, że prekursorzy nowych rozwiązań przewidują świat bez silnika spalinowego to nie powinno nam to przesłaniać faktu, że jeszcze przez najbliższe 30 lat dominującym źródłem napędu będzie właśnie silnik spalinowy.

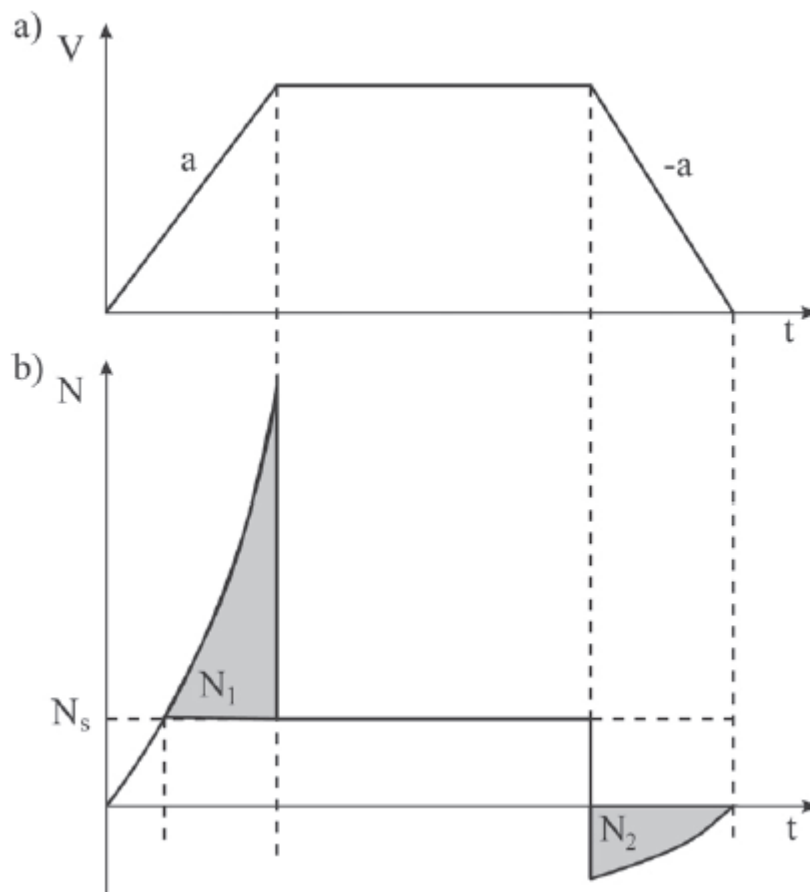


Rys. 2.1. Prognoza rozwoju silników [156]

Jednak z całą pewnością nie będzie to silnik jaki znamy do tej pory. Według wielu autorów, silnik spalinowy można jeszcze znacznie usprawnić [85, 93, 94, 95, 156]. W przypadku silników benzynowych będzie to downsizing z turbodoładowaniem, czyli obniżenie pojemności silnika bez zmniejszenia mocy dzięki zastosowaniu turbodoładowania, wtrysk bezpośredni z wielowarstwowym spalaniem. W fazie ciągłego rozwoju są również systemy zmiennego stopienia sprężania - VCR (Variable Compression Ratio) oraz zmiennej objętości skokowej silnika - VD (Variable Displacemen) [88]. W silniku Diesla sprawność zostanie poprawiona przez zwiększenie ciśnienia wtrysku oraz dopasowanie map do przebiegu spalania.

Jednak największą poprawę sprawności całego układu napędowego można uzyskać poprzez odpowiedni układ napędowy. Jednym z głównych kierunków prac rozwojowych prowadzonych przez większość koncernów samochodowych jest układ napędowy oparty na współpracy jednostki spalinowej i elektrycznej, czyli tzw. układzie hybrydowym, co ma bezpośrednio wpływać na zużycie paliwa i emisję toksycznych związków [1, 2, 9, 10, 11, 14, 15, 17, 19, 24, 26, 27, 31, 33, 34, 35, 38, 41, 45, 47, 48, 57, 61, 63, 65, 68, 71, 72, 73, 74, 75, 87, 91, 94, 97, 100, 102, 107, 108, 109, 111, 116, 118, 129, 130, 131, 132, 133, 141, 142, 145, 147, 163, 154, 155, 168, 169, 171, 173]. Silnik spalinowy jest najmniej efektywny właśnie tam gdzie silnik elektryczny ujawnia swoją największą zaletę, czyli podczas ruszania i pracy

przy niepełnym obciążeniu. Dodatkowo silnik elektryczny może pracować jako generator i w czasie hamowania przetwarzać energie kinetyczną pojazdu na energie elektryczną, którą można magazynować w akumulatorach.



Rys.2.2. Przykładowy cykl jazdy pojazdu: a) przebieg prędkości, b) zapotrzebowanie na moc.  $N_s$  – moc średnia potrzebna do utrzymania stałej prędkości,  $N_1$  – moc potrzebna do przyspieszenia pojazdu do zadanej prędkości,  $N_2$  – moc tracona w postaci ciepła podczas hamowania [27]

Podczas jazdy samochodem w ruchu miejskim można wyróżnić kilka faz: ruszanie, przyspieszanie, jazda ze stałą prędkością, hamowanie. Przykładowy cykl jazdy zawierający wyżej wymienione fazy został umieszczony na rys. 2.2. Warunki drogowe w ruchu miejskim wymuszają częste hamowanie, ruszanie i przyspieszanie przez co praktycznie nie dopuszczają do poruszania się pojazdem samochodowym ze stałą prędkością. Podczas ruszania z miejsca i podczas przyspieszania zapotrzebowanie na moc silnika jest znacznie większe niż podczas jazdy ze stałą prędkością (rys. 2.2b). Moc ta potrzebna jest nie tylko na pokonanie oporów ruchu, ale także na zwiększenie energii kinetycznej pojazdu na płaskim odcinku drogi oraz



energii potencjalnej podczas podjazdu pod górę. Natomiast podczas hamowania energia ta jest bezpowrotnie tracona w postaci ciepła wydzielanego w hamulcach ciernych pojazdu.

Szacuję się, że dzięki rekuperacji części energii, która normalnie jest tracona przy hamowaniu można zaoszczędzić około 15-20% całkowitego zużycia paliwa. Jeszcze większe oszczędności sięgające 20-30% można uzyskać wykorzystując silnik spalinowy w optymalnym zakresie pracy (pod stałym obciążeniem). Ponadto zgromadzona w akumulatorach energia, odzyskiwana w czasie hamowania może być wykorzystana w czasie przyspieszania co pozwala na zmniejszenie mocy źródła pierwotnego (silnika spalinowego) o około 35%, co bezpośrednio wiąże się z mniejszym zużyciem paliwa i emisją szkodliwych składników spalin [116].

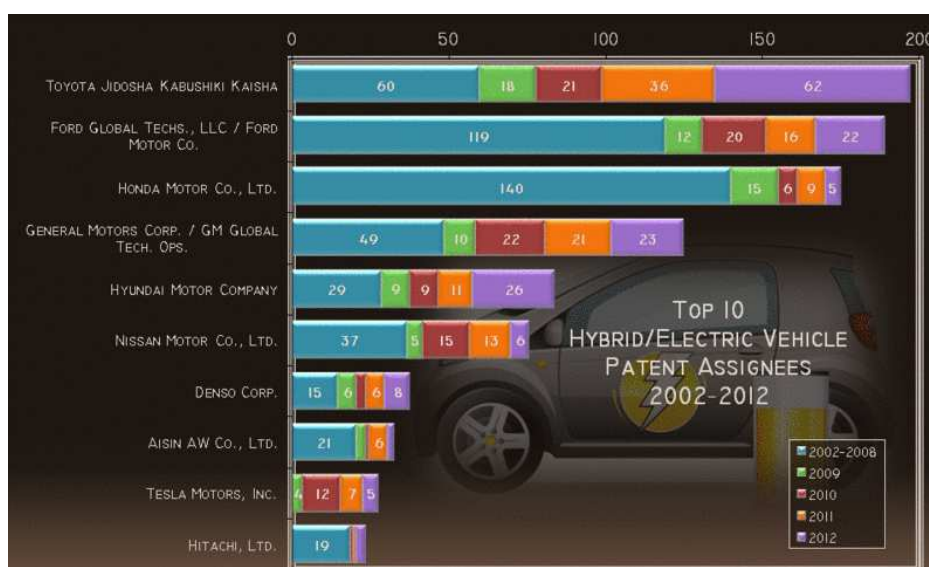
Dlatego główną ideą napędu spalinowo - elektrycznego jest wykorzystanie energii odzyskanej w czasie procesu hamowania do ruszania i przyspieszania. Bardziej zaawansowane układy hybrydowe umożliwiają również używanie w ruchu miejskim jedynie napędu elektrycznego. Jednak dystans jaki można przejechać jest bezpośrednio związany z pojemnością baterii akumulatorów. Natomiast poza miastem do napędu używany jest silnik spalinowy, który przy stałej prędkości może pracować w zakresie swojej największej sprawności i równocześnie może doładowywać akumulator tak aby przygotować go na następny cykl miejski. To sprawia, że napęd hybrydowy staje się coraz popularniejszy i już prawie każdy producent czuje się w obowiązku posiadać takie rozwiązanie w swoich pojazdach.

W raporcie unijnym dotyczącym dynamiki rozwoju układów napędowych pojazdów stwierdzono, że w perspektywie 15-20 lat napęd hybrydowy powinien osiągnąć około 25 procent udziału w nowych samochodach sprzedawanych w Unii Europejskiej. W tym samym czasie inne perspektywistyczne napędy, jak klasyczny napęd elektryczny czerpiący energię z akumulatorów i ogniw paliwowych powinien uzyskać zaledwie kilka procent rynku [7,95]

Analizując literaturę dotyczącą napędów hybrydowych można wyróżnić trzy główne koncepcje hybrydowych układów napędowych, a mianowicie hybrydę szeregową, równoległą i połączenie obu tych rozwiązań, czyli hybrydę szeregowo - równoległą. Napęd równoległy ze względu na prostą konstrukcję jest obecnie najczęściej stosowany w pojazdach osobowych [47,48,102,120,167]. Takie rozwiązanie zaprezentował koncern Honda w modelu o nazwie Insight. W rozwiązaniu tym maszyna elektryczna połączona jest mechanicznie z wałem korbowym silnika spalinowego. W zależności od warunków drogowych oraz zapotrzebowania ma moment obrotowy maszyna ta może pracować jako silnik lub generator. W czasie przyspieszania pracuje jako silnik zwiększając moc maksymalną układu. Natomiast

w czasie hamowania pracuje jako generator, odzyskując energię hamowania. Bezpośrednie połączenie maszyny elektrycznej z wałem korbowym jednostki spalinowej stanowi jednak poważną wadę, gdyż uniemożliwia to dowolne sterowanie punktem pracy silnika spalinowego. Wady tej nie posiada napęd szeregowy ponieważ do napędu kół pojazdu wykorzystuje jedynie energię elektryczną wytworzoną przez zespół silnik spalinowy-generator lub energię zmagazynowaną w akumulatorach. W układzie tym oprócz silnika spalinowego są niezbędne dwie maszyny elektryczne. Pierwsza połączona z jednostką spalinową pełni rolę generatora wytwarzając energię elektryczną. Wytworzona w ten sposób energia poprzez przemiennik napięcia w zależności od zapotrzebowania może być wykorzystywana do ładowania akumulatorów lub przekazywana do drugiej jednostki elektrycznej, która pełni rolę silnika napędzającego koła pojazdu. Tak więc moc przekazywana do kół pojazdu pochodzi wyłącznie z silnika elektrycznego. Silnik spalinowy służy wyłącznie do wytwarzania energii elektrycznej. Dzięki takiemu rozwiązaniu jednostka spalinowa może pracować w zakresie najbardziej ekonomicznym, co skutkuje znacznym obniżeniem zużycia paliwa i emisji związków toksycznych. Wadą tego rozwiązania jest skomplikowana konstrukcja, a co za tym idzie wysoki koszt budowy i duża masa co w znaczny sposób ogranicza możliwość stosowania tego rozwiązania w małych pojazdach. Takie rozwiązanie napędu najczęściej wykorzystywane jest w lokomotywach spalinowych, autobusach hybrydowych, ale rzadziej w samochodach osobowych. Jednak nie tak dawno takie rozwiązanie zaprezentowała firma General Motors w pojeździe pod nazwą Chevrolet Volt. Jest to seryjnie produkowany samochód elektryczny typu plug-in, który sam będzie produkował energię. Jednak największe możliwości umożliwia połączenie tych dwóch rozwiązań czyli układu szeregowo- równoległego (full hybryd), która łączy w sobie zalety obu tych rozwiązań. W czasie przyspieszania maszyna elektryczna wspomaga silnik spalinowy, czyli zachowuje się jak hybryda równoległa. Posiada również cechy hybrydy szeregowej, gdyż podczas jazdy ze stałą prędkości umożliwia pracę jednostki spalinowej w zakresie optymalnych obrotów oraz przez pewien czas umożliwia również wykorzystywanie do napędu wyłącznie jednostkę elektryczną, nie emitując przy tym żadnych substancji szkodliwych. Jest to szczególnie ważne w ruchu miejskim, gdzie występują częste postoje i średnia prędkość ruchu jest niewielka. Takie rozwiązanie zaprezentował koncern Toyoty w swoim flagowym modelu Prius. Toyota uważana jest za prekursora zastosowania napędu hybrydowego. Jej rozwiązanie mimo iż jest dość skomplikowane to uznawane jest za najlepsze ze względu na duże możliwości sterowania. Potwierdzają to liczne prace na ten temat[15,87,94,122,155,167,169]. Rozwiązanie Toyoty składa się z bezstopniowej przekładni

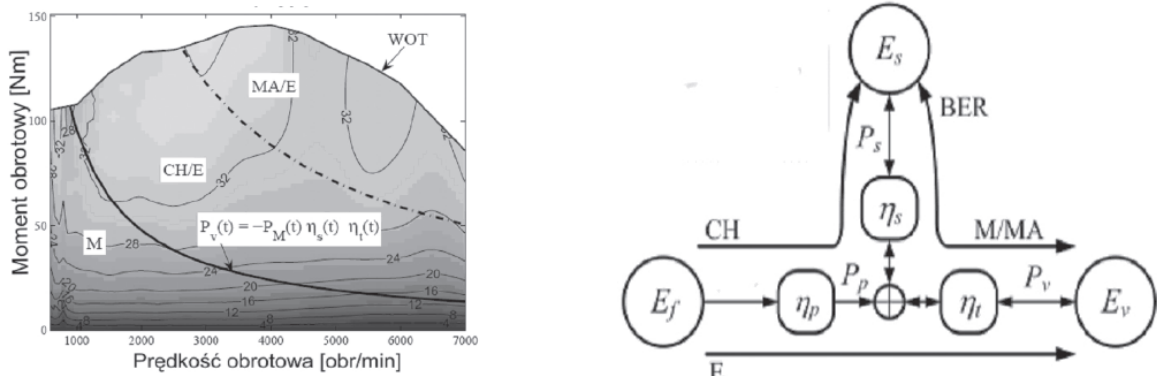
planetarnej, która łączy ze sobą silnik spalinowy pracujący w cyklu Atkinsona i dwie maszyny elektryczne. Każda z jednostek elektrycznych może pracować jako silnik wspomagając silnik spalinowy lub jak prądnica doładowując baterie. Pierwszy silnik elektryczny dostarcza prąd dla drugiego silnika, ładuje baterie oraz uruchamia silnik spalinowy (działa zamiast rozrusznika). Drugi silnik elektryczny z kolei przekazuje napęd na koła oraz działa jako generator prądu, kiedy samochód hamuje. Toyota ciągle rozwija swój napęd hybrydowy co widać po ilości patentów jakie zgłasza w ostatnich latach (rys. 2.3). Toyota zdominowała wszystkich innych producentów w 2012 r. ponad dwukrotnie większą liczbę patentów. To pokazuje jak duże jest zainteresowanie producentów rozwojem napędów hybrydowych na przełomie ostatnich lat i jak różnorodne rozwiązania są stosowane przy połączeniu silnika spalinowego z maszyną elektryczną.



Rys.2.3. Zestawienie największych firm motoryzacyjnych pod względem ilości patentów w latach 2002/2012 [162]

Tak duża różnorodność stosowanych rozwiązań napędu hybrydowego wymaga również analizy pozycji literaturowych związanych ze sposobem sterowaniem tych układów ponieważ sprawność tego typu układu w danym rozwiązaniu zależy przede wszystkim od systemu sterowania. W zależności od warunków drogowych sterownik decyduje, którego napędu użyć. Niezbędne jest odpowiednie sterowanie przepływem energii tak aby uzyskać najwyższą sprawność, a co za tym idzie zmniejszenie zużycia paliwa i emisji spalin. Jest to proces ciągłej analizy wielu sygnałów i sterowania elementami wykonawczymi. Dzięki zoptymalizowanej strategii pod kątem oszczędności energii oraz trwałości osiąga się poprawę sprawności energetycznej, czystości spalin i żywotności zespołu napędowego. Silnik

spalinowy, pracując w pewnym obszarze obciążenia (stopnia zasilania) i prędkości obrotowej, ma najwyższą sprawność, najmniejsze zużycie jednostkowe paliwa, najmniej zanieczyszcza środowisko i posiada najwyższą trwałość [15,53,65]. Na rysunku 2.4 (po lewej) przedstawiono mapę sprawności silnika spalinowego z naniesionymi obszarami pracy napędu hybrydowego.



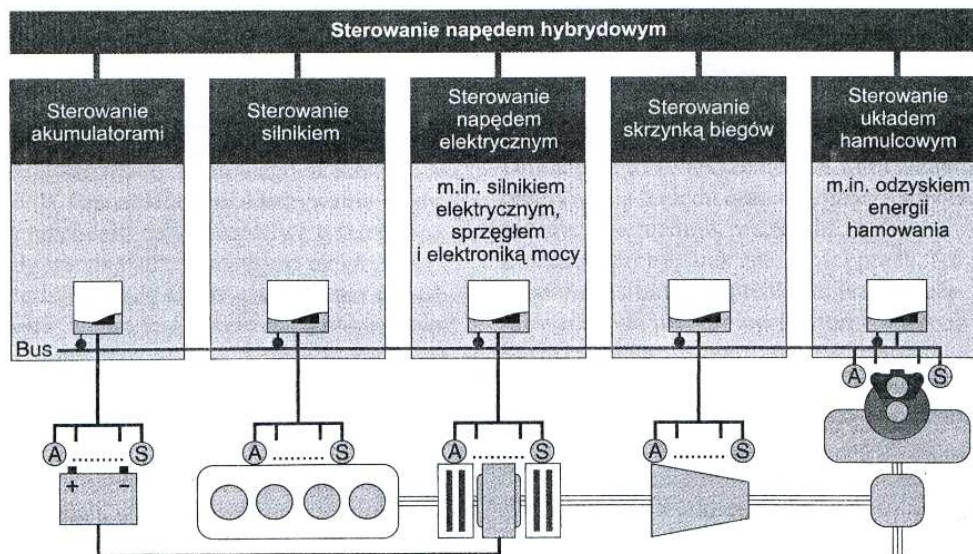
Rys.2.4. Przykładowa mapa sprawności [%] silnika spalinowego z naniesionymi obszarami pracy napędu hybrydowego. M – praca czysto elektryczna, CH – doładowywanie zasobnika energii elektrycznej, MA – wspomaganie silnika elektrycznego, E – praca czysto spalinowa, BER – hamowanie rekuperacyjne,  $P_p$  – moc silnika spalinowego,  $P_v$  – zapotrzebowanie na moc na trasie przejazdu,  $P_M$  – moc silnika elektrycznego,  $\eta_s$ ,  $\eta_t$ ,  $\eta_p$  – sprawności silnika elektrycznego, przekładni i silnika spalinowego,  $E_f$  – energia paliwa,  $E_s$  – energia źródła wtórnego (akumulator),  $E_v$  – energia pojazdu, WOT – charakterystyka zewnętrzna silnika spalinowego [27]

Najlepiej przedstawiają to pracę, gdzie strategia sterowania układem napędowym opiera się na sterowaniu silnika spalinowego oraz maszyny elektrycznej w tzw. trybach pracy [11,15,17,34,40,41,45,47,66,67,68,76,77,94,130,131,132,142,169]. Podczas przyśpieszania zachowuje się jak hybryda równoległa, a podczas jednostajnej jazdy jak szeregową. Pozwala również na wykorzystanie przez jakiś czas wyłącznie jednostki elektrycznej, nie emitując wtedy żadnych substancji szkodliwych. W zależności od stosowanego rozwiązania napęd hybrydowy może pracować w kilku różnych trybach (rys. 2.4 po prawej):

- tryb czysto elektryczny (M) – w którym pojazd napędzany jedynie maszyną elektryczną z baterii akumulatorów w warunkach których silnik ma najmniejszą sprawność (np. ruszanie),
- hamowanie rekuperacyjne (BER) – zgromadzona energia kinetyczna pojazdu zwracana jest do zasobnika energii podczas hamowania i zwalniania,
- tryb doładowywania (CH) – podczas postoju lub jazdy z małym obciążeniem nadwyżka mocy silnika spalinowego doładuje akumulator,

- wspomaganie silnika spalinowego (MA) – podczas dużego zapotrzebowania na moc maszyna elektryczna wspomaga silnik spalinowy (np. podczas przyspieszania),
- jazda czysto spalinowa (E) – podczas pracy silnika w ekonomicznym obszarze charakterystyki pojazd napędzany jest wyłącznie silnikiem spalinowym.

Główna strategia sterowania napędem hybrydowym jest uzależniona od nadrzędnych celów optymalizacji tj. najmniejszej emisji i oszczędności paliwa. Podczas ruchu pojazdu monitorowane są wszystkie parametry układu napędowego i na ich podstawie ustalana jest strategia wykorzystania poszczególnych trybów pracy tak aby silnik spalinowy mógł pracować w najkorzystniejszych warunkach, a w akumulatorach zgromadzona była odpowiednia ilość energii. Dlatego w głównej mierze to strategia sterowania w danym rozwiązaniu napędu hybrydowego ma największy wpływ na sprawność całego systemu. Na rysunku 2.5 przedstawiono schemat poszczególnych podzespołów oraz system sterowania równoległego układu hybrydowego.



Rys.2.5. Schemat sterowania napędem hybrydowym [15]

Na przykładzie tego układu hybrydowego pokazano jak nadrzędny układ sterowania kieruje działaniem całego napędu poprzez zadawanie odpowiednich komend do poszczególnych sterowników odpowiedzialnych m. in. za akumulatory, silnik spalinowy, napęd elektryczny, skrzynię biegów oraz układ hamulcowy. Układ nadrzędny ma zapisaną odpowiednią strategię, która optymalizuje sposób działania układu napędowego w zależności od warunków drogowych. Strategia ta wpływa m.in. na emisję spalin, zużycie paliwa,

wykorzystanie silnika spalinowego, odzysk energii z hamowania oraz doładowywanie akumulatorów w czasie jazdy. Sterownik nadrzędny monitoruje wszystkie parametry pojazdu i decyduje jaki tryb najlepiej użyć oraz jak rozdzielić moment pomiędzy jednostką spalinową i elektryczną. Charakterystyka pracy silnika spalinowego znacznie różni się od charakterystyki maszyny elektrycznej. Maszyna elektryczna uzyskuje wysoki moment już od niskich prędkości obrotowych przy tym dopuszcza chwilowe przeciążenie dwu lub trzykrotnie większą mocą co umożliwia uzyskanie lepszego przyśpieszenia zwłaszcza przy niskich prędkościach pojazdu. Dlatego strategia sterowania napędem hybrydowym jest bardzo złożona i wymaga dokładnego przeanalizowania w celu uzyskania maksymalnego wykorzystania potencjalnych możliwości danego napędu.

Ze względu na obowiązujące normy emisji producenci pojazdów w swojej strategii sterowania napędem hybrydowym kierują się głównie obniżeniem emisji oraz zmniejszeniem zużycia paliwa. Strategie te mogą być jednak różne dla różnych typów silników. Poniżej opisano różne strategie działania.

#### 1) Strategia zmniejszania emisji $\text{NO}_x$ [15].

Pojazdy wyposażone w silniki spalinowe pracujące na ubogiej mieszance już przy częściowym obciążeniu wykazują względnie małe zużycie paliwa. Jednak przy małym obciążeniu straty tarcia powodują, że jednostkowe zużycie paliwa jest duże. Ponadto, niska temperatura spalania i lokalny niedobór tlenu sprawiają, że w zakresie małego obciążenia występuje wysoka emisja tlenku węgla i węglowodorów. W zakresie małego obciążenia silnik spalinowy może zostać zastąpiony maszyną elektryczną o małej mocy. Jeżeli niezbędna do tego energia elektryczna zostanie pozyskana na drodze odzysku energii hamowania, to już ta prosta strategia może przynieść pozytywne efekty w zakresie zmniejszenia zużycia paliwa i emisji toksycznych składników spalin. Przy małej emisji można też ograniczyć działanie układów oczyszczania spalin.

#### 2) Strategia zmniejszania emisji $\text{CO}_2$ [15]

W pojazdach napędzanych silnikami spalinowymi pracującymi na mieszance stechiometrycznej, dzięki zastosowaniu utleniająco-redukujących reaktorów katalitycznych można uzyskać najmniejszą emisję toksycznych składników spalin. W pojazdach o napędzie hybrydowym, dzięki odpowiedniej strategii nagrzewania, możliwe jest uzyskanie małej emisji także przy zastosowaniu silników o dużej pojemności skokowej. W takim przypadku można nawet zrezygnować z niektórych układów oczyszczania spalin. Celem tego typu działania jest

zmniejszenie zużycia paliwa i zwiększenie mocy w pojazdach hybrydowych zarówno z silnikiem o zapłonie iskrowym jak i z silnikiem o zapłonie samoczynnym. W takim wypadku zakres małego obciążenia może zostać zastąpiony przez napęd elektryczny. Potrzebna do tego energia może pochodzić z energii odzyskanej podczas hamowania lub wytworzonej przez silnik spalinowy w czasie pracy generatorowej. Silnik pracuje wtedy w zakresie większego obciążenia i większej sprawności.

Ze względu na obowiązujące przepisy niezbędne jest podejmowanie kroków w celu dalszego zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> przez silniki spalinowe. Duży potencjał na zmniejszenie emisji NO<sub>x</sub> mają silniki wysokoprężne. Osiągnięcie lepszych wyników w zakresie obniżenia emisji można spodziewać się przede wszystkim po odpowiednim sterowaniu punktem pracy silnika spalinowego. Efekty obniżania emisji będą tym większy im częściej do napędu będzie wykorzystywany wyłącznie silnik elektryczny.

Ciągle dążenie do uzyskania maksymalnej sprawności całego hybrydowego układu napędowego wymusza również na producentach silników elektrycznych ciągłego udoskonalania przy jednoczesnym obniżaniu ich masy. Mimo, iż silniki elektryczne z zasady mają dużą większą sprawność od silników spalinowych to stale są uprawniane. Silnik DC które były używane do początku lat 90, zostały zastąpione przez silniki indukcyjne AC, a zaraz potem przez silniki z magnesami trwałymi. Rozwój magnesów z ziem rzadkich w latach 80 umożliwił konstrukcję niewielkich silników o dużym momencie i dużej wydajności. Niestety w ostatnich latach ceny takich pierwiastków jak neodym były zmienne w związku ze zmieniającym się popytem i ograniczoną bazą produkcji, które mieści się w Chinach. To sprawia, że wielu dużych producentów m.in. Toyota obawiając się rosnących cen magnesów w swoim rozwiązaniu hybrydowym zastosowała trójfazowy synchroniczny silnik AC. Jednak dalszy rozwój silników z magnesami trwałymi musi znaleźć równowagę pomiędzy kosztem, masą, wielkością produkcji i wydajności. Zwiększająca się produkcja powoduje redukcję kosztów, a coraz większa liczba producentów tego typu silników wymusza obniżenie ceny. Także ich budowa jest ciągle optymalizowana przez co ich parametry są coraz lepsze. Przykłady takich konstrukcji pojawiają się w szerokiej już gamie pojazdów elektrycznych i hybrydowych.

Rosnące zainteresowanie napędem hybrydowym przyczynił się również do rozwoju źródeł magazynowania energii. Potwierdza to licznie zebrana literatura z tego zakresu[1, 3, 11, 15, 21, 23, 32, 35, 39, 58, 62, 100, 103, 107, 112, 123, 135, 139, 148, 149, 153, ]. Czynniki przyspieszającymi poszukiwania nowych źródeł energii są: coraz większe zanieczyszczenie środowiska, efekt cieplarniany oraz drastycznie zmniejszające się zasoby

paliw kopalnianych. Laboratoria na całym świecie zwróciły mocną uwagę na opracowanie nowych typów ogniw. Obserwuje się intensywny rozwój akumulatorów niklowo-wodorkowych oraz litowo-jonowych wraz z litowo – polimerowymi. Intensyfikacją ulegają badania nad ogniwami paliwowymi, których koncepcja istnieje już ponad 160 lat. Jednym z ważniejszych zastosowań nowego rodzaju ogniw jest ich użycie w napędzie hybrydowym, elektrycznym oraz napędzie wykorzystującym ogniwa paliwowe (fuel cell) [21].

Pojemność energetyczną ogniw jest podawana na ogół w watogodzinach (Wh) lub (Wh/kg), a ich moc w watach (W). W tabeli 2.1 przedstawiono parametry najpopularniejszych ogniw.

Tabela 2.1. Zestawienie najpopularniejszych odwracalnych ogniw (ładowalnych) wraz z ich właściwościami oraz parametrami użytkowymi [21].

Ogniwo	Układ elektrochemiczny	Sumaryczna reakcja prądotwórcza	Napięcie (OCV) [V]	Energia właściwa [Wh/kg]	Energia właściwa [Wh/dm <sup>3</sup> ]	Zakres temperatury pracy [°C]
Ołowiowo-kwasowe	(-) Pb/H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> /PbO <sub>2</sub> (+)	Pb + PbO <sub>2</sub> + 2H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> ⇌ 2PbSO <sub>4</sub> + 2H <sub>2</sub> O	2,1	20–35	50–90	–40–60
Kadmowo-niklowe	(-) Cd/KOH/NiO(OH) (+)	Cd + 2NiO(OH) + 4H <sub>2</sub> O ⇌ Cd(OH) <sub>2</sub> + 2Ni(OH) <sub>2</sub> · H <sub>2</sub> O	1,3	20–40	40–100	–40–50
Żelazowo-niklowe	(-) Fe/KOH/NiO(OH) (+)	3Fe + 8NiO(OH) + 4H <sub>2</sub> O ⇌ 8Ni(OH) <sub>2</sub> + Fe <sub>3</sub> O <sub>4</sub>	1,4	30	55	–10–45
Cynkowo-niklowe	(-) Zn/KOH/NiO(OH) (+)	Zn + 2NiO(OH) + 2H <sub>2</sub> O ⇌ 2Ni(OH) <sub>2</sub> + Zn(OH) <sub>2</sub>	1,7	50–60	80–120	–10–50
Cynkowo-srebrowe	(-) Zn/KOH/AgO (+)	2AgO + 2Zn + 2H <sub>2</sub> O ⇌ 2Ag + 2Zn(OH) <sub>2</sub>	1,9	105	180	–20–60
Kadmowo-srebrowe	(-) Cd/KOH/AgO (+)	2AgO + 2Cd + 2H <sub>2</sub> O ⇌ 2Ag + 2Cd(OH) <sub>2</sub>	1,4	70	120	–25–70
Wodorowo-niklowe	(-) H <sub>2</sub> /KOH/NiO(OH) (+)	1/2 H <sub>2</sub> + NiO(OH) ⇌ Ni(OH) <sub>2</sub>	1,4	64	105	0–50
Wodorkowo-niklowe	(-) MH/KOH/NiO(OH) (+)	MeH <sub>x</sub> + xNiO(OH) ⇌ Me + xNi(OH) <sub>2</sub>	1,4	75	240	–20–50
Zasadowe cynkowo-manganowe	(-) Zn/KOH/MnO <sub>2</sub> (+)	Zn + MnO <sub>2</sub> + 1/2 H <sub>2</sub> O ⇌ MnO(OH) + ZnO	1,5	16 · 10 <sup>4</sup>	50 · 10 <sup>7</sup>	



Obecnie producenci samochodów elektrycznych i hybrydowych wykorzystują siedem rodzajów ogniw:

- **akumulatory ołowiowo – kwasowe** (Lead-acid PbPbO<sub>2</sub>) są obecnie najbardziej powszechnie stosowane na rynku (m.in. Ford, Chrysler, GM, Mazda, Toyota). Swoją silną pozycję utrzymują przede wszystkim ze względu na niski koszt produkcji, masową produkcję i standardowe procedury recyklingu.

- **akumulatory Ni-Cd**, w których koszt uzyskanej energii jest kilkakrotnie wyższy niż w akumulatorach ołowiowych

- **akumulatory niklowo - metalowe** (Nikel - metal hydride NiMH), które wypierają akumulatory Ni- Cd (m.in. Honda NA, Toyota, Peugeot, Mazda); zasięg pojazdów zasilanych z tych ogniw wynosi 140 – 160 km. Mają dużą trwałość jeśli pracują w warunkach mało zmiennego obciążenia. Jednak aby zbudować system o wyższym napięciu wymaga to użycia dużej ilości ogniw, gdyż napięcie jednego ogniwa wynosi zaledwie 1,2 V. Rynek jest zdominowany przez kilku producentów i koszt na jednostkę mocy (600 W/kg, 30 Wh/kg) jest dość wysoki. Systemy te wymagają zachowania wysokiej tolerancji ponieważ równoważenie obciążeń nie jest częścią systemu, który dostarcza producent.

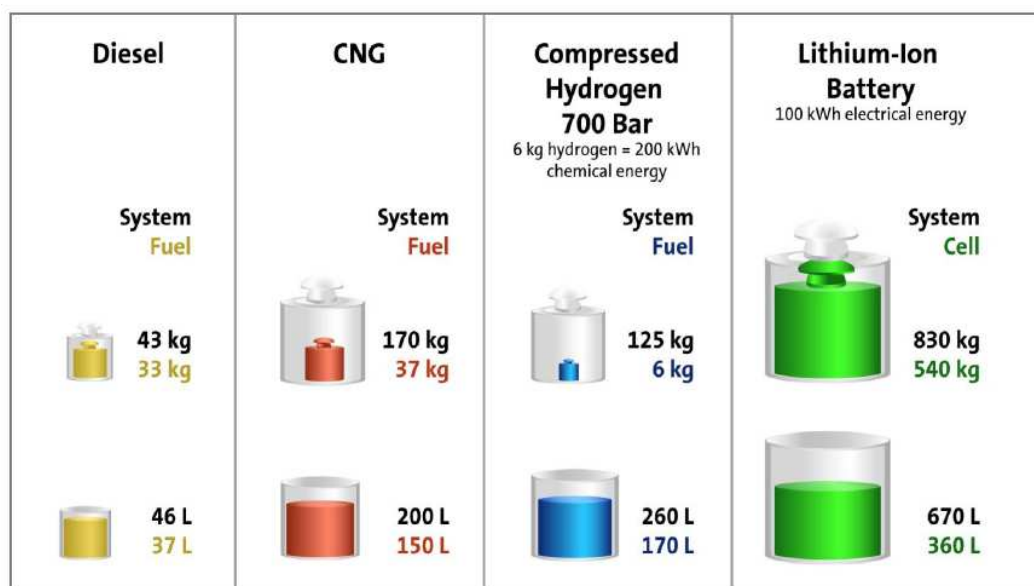
- **akumulatory cynk – powietrze**, wykorzystujące reakcję cynku z tlenem pozyskiwanym z powietrza. Ogniwa te cechują niski koszt, łatwość obsługi oraz niewielkie zagrożenie dla środowiska (m.in. GM-Opel, Mercedes, BMW)

- **akumulatory sodowo-siarkowe** (sodium-sulfur NaS) i **sodowo - chlorkowo-niklowe** (sodium - nickel chloride NaNiCl) są to wysoko temperaturowe akumulatory, które oferują dobrą energię właściwą (90 Wh/kg), ale ze względu na wysoki opór wewnętrzny nie zapewniają wystarczającej mocy do wymagań przemysłu samochodowego. Dodatkową wadą jest wysokie zużycie energii, potrzebnej na utrzymanie wystarczającej temperatury podczas parkowania. To wymaga, aby samochód był podłączony do gniazdka podczas parkowania powyżej 24 godzin.

- **akumulatory litowo – jonowe**, najdroższe spośród wymienionych; samochód zasilany tego typu źródłem energii (np. Nissan) ma zasięg prawie 200 km. Wynalezione w latach 70 – 80 baterie litowo jonowe (lithium-ion Li-Ion) były najpierw stosowane w rozwiązaniach przeznaczonych dla użytkowników (telefony, komputer, narzędzia elektryczne). Wielu producentów zoptymalizowało proces produkcji dla zastosowania w przemyśle samochodowym gdzie wymagana jest dłuższa trwałość, dłuższe czasy rozładowania i krótsze ładowania. Producenci opracowali różne rozwiązania chemiczne w anody i katody. Małe

ogniwa są oferowane w formie cylindrów lub prostokątów co umożliwia ich dowolne rozmieszczenie w pojeździe. Natomiast duże ogniwa ponad 10 Ah są w kształcie prostokątnej sztabki lub metalowej puszki. Napięcie na ogniwie jest zależne od materiału użytego w anodzie i katodzie, a typowe nominalne napięcie waha się od 3,6 do 3,8 V. Zakres pracy sięga od 4,2 V (wysokie poziom naładowania) do 3 V niski poziom naładowanie. To pozwala zaprojektować systemy akumulatorowe z wyższym napięciem i o niższej liczbie ogniw. Dlatego w przyszłości na pewno zobaczymy ciągły rozwój ogniw litowo-jonowych. Dzięki ulepszonym procesom produkcji, które pozwalają na wyższą wydajność. Przyszłością systemów baterii będzie także redukcja kosztów wynikająca z masowej produkcji, mniejszej liczby części, optymalizacji kontrolerów ogniw i zastosowania wniosków wynikających z produkcji wcześniejszej generacji ogniw.

- **ogniwa paliwowe** wykorzystujące elektrodowe reakcje między wodorem (lub innym paliwem) i tlenem z powietrza (wodór można uzyskać z reformingu węglowodorów) [21]  
 Pomimo ciągłego rozwoju i opracowywania nowych rodzajów ogniw to nawet obecnie najlepsze baterie litowo - jonowe nie wypadają najlepiej w porównaniu do innych źródeł zasilania. Na rys. 2.6 zestawiono cztery różne rodzaje energii potrzebnej do przejechania 500km.



Rys.2.6. Porównanie masy i objętości różnych rodzajów energii potrzebnych do przejechania 500km [14]

Koncepcje które mają zapewnić znacząco wyższą gęstość energii takie jak silikonowe anody, ogniwach litowo – siarkowych, litowo powietrzne na razie weszły do etapu

badawczego. Potrzeba jeszcze wielu lat zanim ta technologia będzie się nadawała do użycia w pojazdach. Niemniej jednak przyszłością w rozwoju baterii będzie doprowadzenie do tańszej produkcji baterii o większej gęstości baterii i dłuższej trwałości. W zakresie poprawy kosztów i gęstości energii, wskaźnik 1,5 wydaje się być realną prognozą na rozwój w przyszłości. Czy to zależy od kosztów pojazdu czy od gamy pojazdów wykaże przyszła architektura pojazdu.

Należy pamiętać, że rodzaj i pojemność ogniwa ma duży wpływ na zasięg umożliwiający poruszanie się pojazdu w trybie elektrycznym oraz masę pojazdu. W tabeli 2.2 przedstawiono parametry niektórych ogniw charakteryzującymi się możliwościami zastosowania w napędzie hybrydowym.

Tabela 2.2. Charakterystyka niektórych baterii stosowanych w pojazdach elektrycznych [21]

Rodzaj ogniwa	Zasięg [km] (jedno ładowanie)	Czas ładowania [h]	Wpływ na środowisko	Koszt [\$/Wh]	Pojemność [Wh/kg]	Odporność na liczbę cykli	Temp. pracy [°C] (rozładowanie)	Napięcie [V]	Samo-rozładowanie [%/miesiąc]
Ołowo-wo-kwasowe	60–100	3 h	toksyczne	0,1–0,3	25–40	500–1000	–20–60	2,1	5
Ni-woderek metalu	180	60% w 15 min w 2 nast. godziny doładowanie	nietoksyczne	1,0–3,0	55–70 (f-ma Ovonic perspektywnie do 95)	500	–20–60	1,2	30
Ni-Cd	115	60% w 15 min; w 6 nast. godzin doładowanie	toksyczne	0,5–1,5	30–50	1000	–40–60	1,2	20
Sód-siarka	100	6 h	ryzykowne w użyciu	0,1–1,0	150	200–1500			0
Cynk-powietrze	320	5 min, ale wymagają sieci stacji obsługi	nietoksyczne	0,15–0,50	70–85 (160 w perspektywie)	600		1,5	0,5
Litowo-jonowe	200–300	3 h	ryzykowne w użyciu		115 150 (polimer)		–20–60	3,6	10

Początkowo w układach hybrydowych stosowano ogniwa niklowo-wodorkowe (NiMH), ponieważ zastosowane w nich materiały konstrukcyjne zapewniają dużą gęstość magazynowania energii. Ponadto, praca w stanie częściowego naładowania nie wpływa negatywnie na trwałość ogniwa. W szerokim zakresie stanu naładowania osiąga się też dużą sprawność ładowania i rozładowania akumulatora. Jednak wadą tych akumulatorów jest skłonność do samorozładowania oraz duży spadek mocy w niskiej temperaturze co jest niekorzystne w zastosowaniach w pojeździe. W pierwszych generacjach Toyoty Prius stosowano baterię niklowo-metalowo-wodorkową. Obecnie jednak są one wypierane przez baterie litowo – jonowe, które są najwydajniejszym masowo typem akumulatora. Przy tej samej masie i rozmiarze umożliwiają zmagazynowanie dwukrotnie większej ilości energii. Początkowo jednak obawiano się baterii litowo – jonowych ze względu na ich problemy z przegrzewaniem się w czasie szybkiego ładowania lub rozładowania, co w skrajnym przypadku mogło doprowadzić do wybuchu. Jednak ten problem udało się rozwiązać przez odpowiednie zabezpieczenie i opracowanie systemu płynnego chłodzenia.

W roku 2012 do sprzedaży weszła nowa wersja Toyoty Prius Plug-in z baterią litowo-jonową o pojemności 4,4 kWh (zmniejszonej z początkowych 5,2 kWh), masie 80 kg (niższej o połowę w stosunku do konwencjonalnej odmiany Priusa) [167]. To pokazuje jak duży wpływ na sprawność napędu hybrydowego ma układ magazynowania energii. Duże nadzieje na szybkie magazynowanie dają zaawansowane technologicznie superkondensatory [23, 112]. Największą zaletą superkondensatorów jest fakt, że są zdolne do przyjmowania i wydawania prądów o wartości do 500 A bez utraty trwałości. Jednak na razie ich pojemność jest wciąż niewystarczająca i całkowite wyeliminowanie tradycyjnych akumulatorów z napędu hybrydowego nie jest jeszcze możliwe. Sensowne jest jedynie zastosowanie obu zasobników energii. Superkondensatory mają zastosowanie tam, gdzie potrzebny jest duży wydatek mocy w krótkim przedziale czasu oraz szybkie magazynowanie dużych ilości energii przy przepływie dużych wartości prądów. Akumulatory mają wówczas za zadanie jedynie dostarczanie energii elektrycznej podczas rozruchu silnika lub podczas manewrów z małymi prędkościami bez konieczności uruchamiania silnika spalinowego. Poza tym cena w stosunku do uzyskanej z nich pojemności jest bardzo wysoka.

Dlatego trudno w tej chwili o jednoznaczną ocenę, które akumulatory zdominują przyszły rynek. Istnieje silna współzależność pomiędzy masą, a mocą akumulatora. Przeciętna masa akumulatora pojazdu elektrycznego wynosi obecnie ok. 280 kg, podczas gdy w elektrycznych pojazdach hybrydowych nie przekracza z reguły 150 kg [91]. Akumulatory

takie zapewniają przynajmniej teoretycznie zasięg pojazdu rzędu 100-150 km. Postęp techniczny w zakresie akumulatorów jest bardzo dynamiczny, jednak pewne ograniczenia fizyczne trudno będzie w najbliższych latach wyeliminować. Przeciętny czas ładowania akumulatora w przypadku elektrycznych pojazdów hybrydowych (PHEV wynosi do 4,5 h i tym samym jest to niemal 2 h krócej niż w przypadku pojazdów w pełni elektrycznych (EV, 6 h i 20 min.). Wspominany zasięg pojazdów może znacznie różnić się od osiągniętych w rzeczywistych warunkach. Ocenia się, że w praktyce zakres ten będzie wynosić 70-80% standardowej wartości (ograniczając tym samym zasięg pojazdu do około 70-120 km). Różnica ta jest tłumaczona: modelami ładowania akumulatorów, zachowaniami kierowców, warunkami atmosferycznymi oraz pokładowym zużyciem energii [14]. Kolejnym kluczowym zagadnieniem jest trwałość akumulatora. Obecnie baterie zachowują trwałość najwyżej do 1000 cykli rozładowania, ale uważa się, że do roku 2014 możliwy jest wzrost tej wartości do 3000-5000 cykli.

Niestety sama koncepcja układu hybrydowego i wykorzystywania dwóch źródeł energii do tego samego celu w obrębie jednego pojazdu może budzić wiele kontrowersji. W czasie używania jednego źródła napędu, drugi stanowi uciążliwy balast. W hybrydowych pojazdach spalinowo-elektrycznych taką barierą jest mała pojemność akumulatorów w stosunku do ich masy i wielkości całego układu. Pokonanie tej podstawowej wady w napędzie elektrycznym uczyniłoby napęd spalinowy (uciążliwy dla środowiska naturalnego i oparty na nieodnawialnych źródłach energii) całkowicie zbędnym. Tak samo eliminacja obecnych ekonomicznych i ekologicznych niedostatków silników spalinowych osłabiłaby znacznie zainteresowanie konstruktorów napędem elektrycznym w każdej jego postaci. Dlatego pomimo tych niedostatków główną zaletą i równocześnie powodem stosowania napędów hybrydowych jest możliwość wzajemnego uzupełniania się nieusuwalnych na danym etapie rozwojowym niedoskonałości dwóch konkurujących ze sobą odmiennych rodzajów napędów.

Podsumowując napęd hybrydowy stanie się w perspektywie najbliższych lat realną alternatywą wobec tradycyjnego silnika spalinowego. Jednak korzyści stosowania napędu hybrydowego w zakresie zużycia paliwa są mocno zależne od warunków ruchu. Największe oszczędności paliwa można uzyskać w ruchu miejskim, wykorzystując tryb start&stop lub poruszając się używając wyłącznie silnika elektrycznego. W warunkach jazdy pozamiejskiej i autostradowej napęd hybrydowy nie zapewnia oszczędności paliwa w porównaniu do tradycyjnego napędu, więc stanowi tylko niepotrzebny bagaż. Tu właśnie zaczyna się rola

dobrego układu hybrydowego, który dopasowany jest do danego pojazdu i wykorzystuje zalety obu jednostek napędowych w zależności od warunków drogowych

Zasadniczo wymagające optymalizacji problemy związane są z:

- a) pojemnością akumulatorów i ich masą ze względu na odzysk energii hamowania oraz jak najdłuższego wykorzystanie jednostki spalinowej w trybie elektrycznym,
- b) złożonością konstrukcji układu napędowego i możliwości jego sterowania,
- c) doбором maszyny elektrycznej i jednostki spalinowej, aby uzyskać dobre właściwości trakcyjne,
- d) doбором zakresu przełożeń układu napędowego, aby umożliwić wykorzystanie silnika w zakresie największej sprawności.

Dlatego proszkuje się takich rozwiązań układów hybrydowych w których połączenia silnika spalinowego w maszyną elektryczną zapewni maksimum efektywności wykorzystania silnika spalinowego przy zachowaniu prostej i lekkiej konstrukcji, która w ruchu drogowym zbyt nie obciąża pojazdu. Z tego powodu podjęto w rozprawie problem zaprojektowania i przebadania właśnie takiego rozwiązania.

### 3. Cel i teza pracy

Przeprowadzona analiza stanu wiedzy wskazuje, że istnieje pilna potrzeba poszukiwania takich rozwiązań układów napędowych, które pozwolą na osiągnięcia lepszych wskaźników pracy jednostki spalinowej. Najlepszym sposobem na poprawę jej pracy jest zastosowanie przekładni z liczbą przełożeń dążących do nieskończoności, czyli przekładni bezstopniowej. Z prac wielu autorów m.in. Ide T. Jantos J. [13, 33, 43, 49,53,54,64, 83, 128, 161] wynika, że bezstopniowy układ napędowy zapewnia najlepsze właściwości trakcyjne, najmniejsze zużycie paliwa oraz sprzyja ograniczeniu emisji substancji szkodliwych. W praktyce jednak przekładnie bezstopniowe CVT charakteryzuje szereg niedogodności a oczekiwane rezultaty nie są osiągalne.

Sposobem na to może być mechaniczny układ przeniesienia napędu oparty na przekładni planetarnej, sterowanej za pomocą maszyny elektrycznej. Podjęto więc problem badawczy, który ma odpowiedzieć na następujące pytanie:

*Czy wykorzystanie przekładni planetarnej jako przekładni bezstopniowej może przyczynić się do poprawy wskaźników pracy tłokowego silnika spalinowego?*

Tak zdefiniowany problem badawczy stał się podstawą do określenia następującego celu pracy:

**Podstawowym celem pracy jest analiza właściwości bezstopniowego układu napędowego z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną**

Wykorzystanie przekładni planetarnej jak przekładni bezstopniowej można znaleźć w pracach [10, 17, 18, 19, 25, 29, 33, 34, 36, 41, 45, 47, 48, 65, 79, 87, 89, 97, 122, 127, 152, 169, 171, 172, 175] oraz A. Szumanowskiego [141,142,143]. Dokładną analizę różnych zestawień układ napędowego z przekładnią planetarną na podstawie pojazdu skuter przeprowadził SHEN K.-B. w pracach [130, 131, 132, 133, 134]. Są to jednak na ogół prace koncepcyjne poparte wynikami badań symulacyjnych. Tymczasem mimo swej prostoty, rozpatrywany układ napędowy wymaga rozwiązania bardzo trudnych problemów tak natury konstrukcyjnej jak i w zakresie sterowania. Analiza literatury przedstawiona w rozdziale 3 stała się podstawą do podjęcia tej tematyki i opracowania własnej koncepcji układu napędowego opartego na prostej przekładni planetarnej o dwóch stopniach swobody.

Opierając się na powyższej koncepcji sformułowano tezę pracy:

**Bezstopniowy układ napędowy można zrealizować przy wykorzystaniu prostej przekładni planetarnej w której przełożenie jest ustalone za pomocą maszyny elektrycznej.**

Tak sformułowana teza wymaga realizacji następujących zadań badawczych:

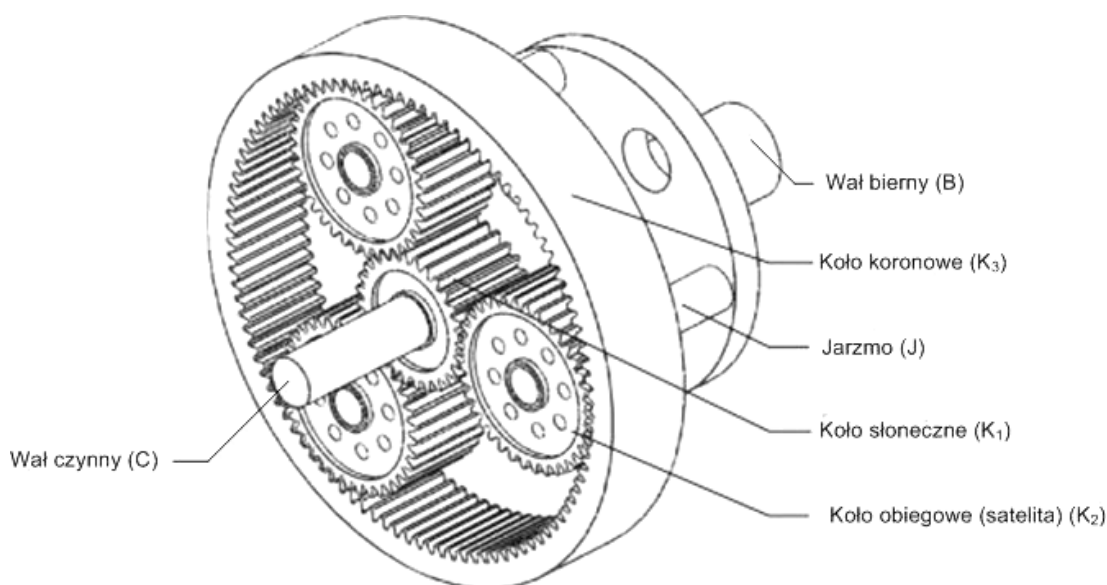
1. Analiza stanu wiedzy z zakresu przekładni bezstopniowych i sposobu ich sterowania,
2. Projekt układu napędowego z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną na bazie samochodu typu buggy marki KINROAD XT150,
3. Opracowanie strategii sterowania dla zaprojektowanego układu napędowego,
4. Opracowanie specyfikacji technicznej oraz planu zakupów niezbędnych elementów układu napędowego tj. przekładni planetarnej, zestawu akumulatorów wraz z oprzyrządowaniem, ładowarki do ładowania akumulatorów z sieci, silnika elektrycznego wraz ze sterownikiem, programowalnego sterownika czasu rzeczywistego,
5. Przygotowanie obiektu badań, które obejmuje: adaptację zakupionych elementów w pojeździe,
6. Wykonanie wstępnych prób drogowych,
7. Analiza zjawisk zachodzących w układzie przeniesienia napędu z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną,
8. Wykonanie modelu, w środowisku Matlab/Simulink, samochodu wyposażonego w układ napędowy z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną,
9. Badanie współpracy silnika spalinowego z maszyną elektryczną i określenie wpływu pracy przekładni planetarnej na poprawę bilansu energetycznego pojazdu w procesie rozpędzania i jazdy w cyklu UDC,
10. Zaproponowanie założeń, dla algorytmu sterowania innowacyjnym układem napędowym.



## 4. Przekładnia planetarna

### 4.1 Charakterystyka przekładni planetarnej

Przekładnia planetarna jest przekładnią kołową, w której co najmniej jedno koło, zwane kołem obiegowym lub satelitą nie ma stałej osi obrotu, lecz jest ułożyskowane w obracającej się części zwanej jarzmem. Przekładnie planetarne umożliwiają przenoszenie dużych mocy i uzyskiwanie dużych przełożeń przy stosunkowo małych wymiarach. Posiadają one szczególne właściwości, polegające na tym, że pośredniczące działanie pomiędzy kołem centralnym a wieńcem może spełniać więcej niż jeden satelita, co umożliwia zastosowanie zasady wewnętrznego podziału obciążenia a także występuje w tych przekładniach zazębienie wewnętrzne, które ma szereg korzystnych własności, jak mały poślizg i możliwość przenoszenia znacznych względnych obciążeń przy miękkich zębach wieńca i twardych satelitów oraz koła centralnego. Przekładnie te są również kilkakrotnie lżejsze od zwykłych przekładni o podobnych parametrach. Dzięki temu znalazły szerokie zastosowanie w zespołach turbinowych, pojazdach szynowych, napędach okrętowych, a także w automatycznych skrzyniach przekładniowych pojazdów samochodowych. Budowa najprostszej przekładni obiegowej jest przedstawiona na rys.4.1.



Rys.4.1. Budowa przekładni planetarnej

Na wale czynnym (C) przekładni osadzone jest koło słoneczne (K<sub>1</sub>) z uzębieniem zewnętrznym. Podczas obracania się wału czynnego (C) zęby koła (K<sub>1</sub>) przekładni wchodzi

w przypór z zębami kół obiegowych ( $K_2$ ), osadzonych obrotowo na osiach zamocowanych nieruchomo względem sztywnej ramy jarzma ( $J$ ), połączonej sztywno z wałem biernym ( $B$ ). Zęby koła obiegowego ( $K_2$ ) znajdują się w przyporze z zębami koła ( $K_1$ ), natomiast zęby znajdujące się we wrębach koła ( $K_3$ ) o uzębieniu wewnętrznym, unieruchomionego względem kadłuba przekładni, są również nieruchome. Koło obiegowe obraca się więc w ruchu bezwzględnym dokoła osi, która jest linią zatknięcia walców podziałowych kół  $K_1$  i  $K_3$ , przy czym prędkość koła  $K_2$  jest równa połowie prędkości obwodowej koła  $K_1$ , ponieważ odległość środka koła  $K_2$  od osi obrotu jest dwa razy mniejsza niż odległość punktu zetknięcia kół  $K_1$  i  $K_2$ . Koło  $K_2$  pociąga za sobą, za pośrednictwem osi, jarzmo  $J$ , przy czym prędkość liniowa ruchu będzie równa prędkości środka koła  $K_2$ , a prędkość kątowna obrotu jarzma będzie ilorzem prędkości liniowej osi i odległości tej osi od środka obrotu. Ruch koła obiegowego możemy więc rozpatrywać jako złożony z ruchu unoszenia (wraz z jarzmem) oraz ruchu względnego (dokoła osi związanej z jarzmem). W celu zmniejszenia obciążenia zębów, w jarzmie ułożyskowanych jest kilka kół obiegowych [140].

#### **4.2 Analiza kinematyczna przekładni planetarnej**

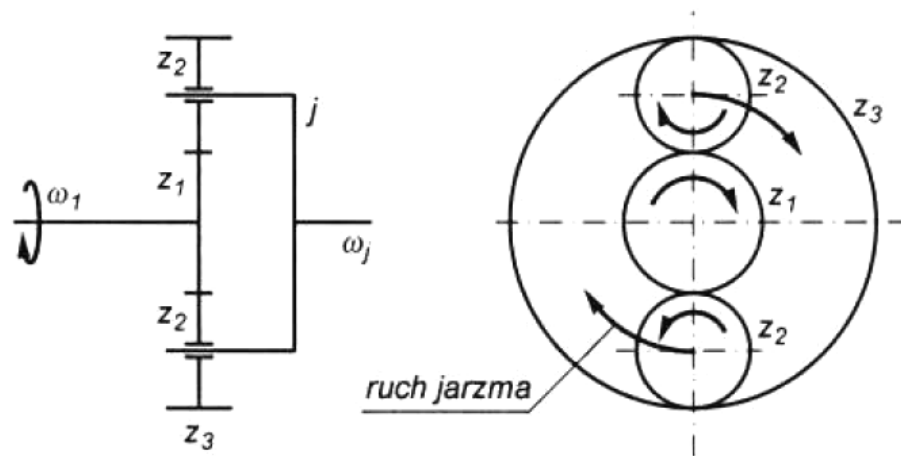
Przekładnie planetarne należą do tych mechanizmów w których wszystkie człony z wyjątkiem podstawy wykonują ruchy obrotowe. Dlatego zadaniem analizy kinematycznej jest wyznaczenie związków między przemieszczeniami członów mechanizmu, prędkościami i przełożeniami tych członów. Przekładnie planetarne mają wiele cech nie spotykanych w zwykłych przekładniach o osiach stałych. Między innymi przekładnie te mają zwykle większą liczbę stopni swobody, co umożliwia:

- sumowanie momentów i mocy pochodzących z kilku napędów (przekładnie sumujące),
- rozdział momentów i mocy na kilka odbiorników (przekładnie różnicowe).

Istnieje też prosty sposób na zmianę przełożenia przekładni planetarnej, wystarczy spowodować zahamowanie jednego jej elementu, natomiast w zwykłej przekładni konieczne jest stosowanie synchronizatorów podczas przełączania kół zębatych. Ponadto przy sprzężeniu dwóch przekładni obiegowych z przekładnią bezstopniową CVT uzyskuje się możliwość dużo większej zmiany przełożenia niż dwustopniowej przekładni o stałych osiach, co potwierdzają prace [33, 129, 161].

Analiza pracy przekładni obiegowej wymaga wprowadzenia pojęć i określeń nie stosowanych w przekładniach o osiach stałych. Tak na przykład w zwykłych przekładniach przez przełożenia rozumie się najczęściej stosunek bezwzględnych wartości prędkości

obrotowych i nie zwraca się zwykle uwagi na ich kierunki. W przekładniach obiegowych konieczne jest rozróżnianie kierunków: Koła zewnętrznie uzębione mają liczbę zębów dodatnią, a koła wewnętrznie uzębione mają liczbę zębów ujemną (rys. 4.2).



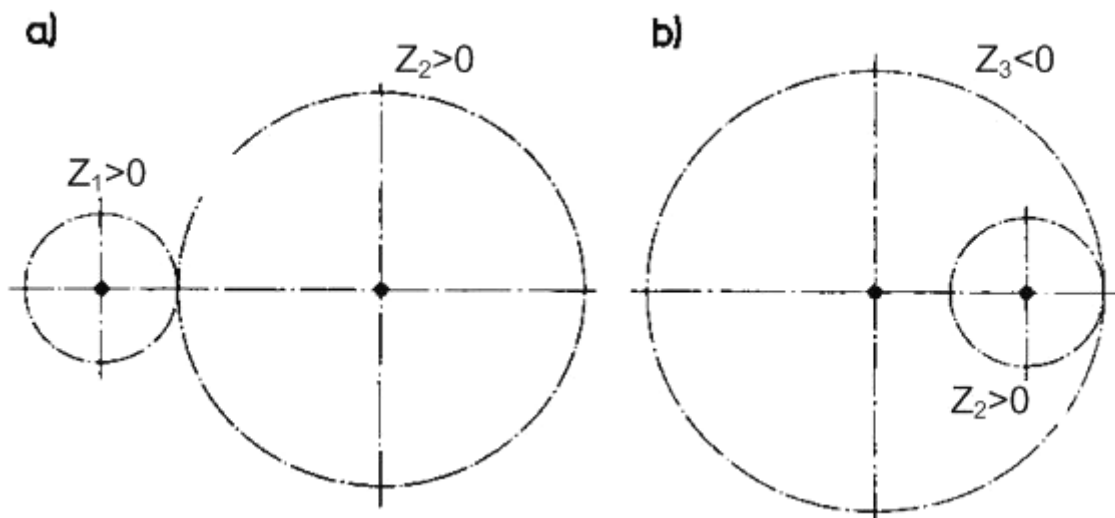
Rys.4.2. Przekładnia planetarna  $z_1$  – koło słoneczne,  $z_2$  – koło satelity lub koło obiegowe

Dla tak przyjętych oznaczeń przełożenie jednej pary kół wyraża się zależnością

$$i_0 = \frac{-z_3}{z_1}. \quad (4.1)$$

Łatwo zauważyć liczby zębów poszczególnych kół przekładni obiegowych są zależne od siebie. Zależności tą można opisać poniższym wzorem:

$$z_1 + 2 \cdot z_2 = z_3. \quad (4.2)$$



Rys.4.3. Przekładnia a) o zazębieniu zewnętrznym, b) o zazębieniu wewnętrznym

W przypadku zazębienia zewnętrznego (rys. 4.3a) przełożenie jest liczbą ujemną, co oznacza, że koła obracają się w przeciwnych kierunkach, natomiast w przypadku zazębienia wewnętrznego (rys. 4.3b) przełożenie jest dodatnie, ponieważ koła obracają się w zgodnych kierunkach. Obojętne jest natomiast, który kierunek uznany jest za dodatni, a który za ujemny. O znaku przełożenia decydują ich zgodność lub niezgodność. Istotną rzeczą jest natomiast, aby w rozpatrywanej przekładni wszystkie prędkości kół obracających się w zgodnym kierunku miały ten sam znak.

Znaki momentów obrotowych są następujące:

- 1) na wałku (kole) napędzającym przekładnię moment obrotowy ma znak zgodny ze znakiem prędkości kątowej, zatem ich iloczyn określający moc doprowadzoną do przekładni ma znak dodatni bez względu na kierunek obrotów,
- 2) na wałku roboczym (hamowanym przez maszynę roboczą) moment obrotowy ma znak przeciwny do znaku prędkości obrotowej, a więc moc ma zawsze znak ujemny jako moc odprowadzona.

Generalnie związki pomiędzy prędkościami poszczególnych kół w przekładni planetarnej znacznie różnią się od zwykłych przekładni. Pomimo tego, że podstawową charakterystyczną cechą przekładni obiegowej jest ruchome jarzmo kół obiegowych to w obliczeniach analitycznych stosują się wielkości określone w przypadku nieruchomego jarzma. Ten szczególny przypadek będzie określał tzw. przełożenie bazowe, które określono w następujący sposób:

$$i_0 = \frac{-z_3}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_3}. \quad (4.3)$$

Natomiast sprawność bazowa będąca stosunkiem mocy wyjściowej  $P_3$  ze znakiem ujemnym do mocy wejściowej  $P_1$ , przy nieruchomym jarzmie

$$\eta_0 = \eta_{13} = \left( \frac{-P_3}{P_1} \right)_{\omega_j=0} = \left| \frac{-P_3}{P_1} \right|_{\omega_j=0}. \quad (4.4)$$

W przekładniach obiegowych wyznaczenie prędkości poszczególnych elementów wymaga stosowania określonych metod postępowania. Jedną z najprostszych i najbardziej popularnych jest metoda analityczna zaproponowana przez Willisa. Metoda ta polega na rozpatrywaniu ruchu elementów przekładni względem jarzma. Załóżmy, że dwa skrajne

człony mechanizmu obiegowego koło słoneczne (1) i koło koronowe (3) mają prędkości  $\omega_1$  i  $\omega_3$  oraz że przełożenie kierunkowe między tymi członami przy nieruchomym jarzmie  $\omega_J=0$  jest równe  $i_{13J}$ . Nadajemy całemu mechanizmowi prędkość kątową –  $\omega_J$ . Jarzmo J się wówczas zatrzyma, koło słoneczne będzie miało prędkość kątową  $\omega_{1J} = \omega_1 - \omega_J$ , a koło 3 będzie miało prędkość kątową  $\omega_{3J} = \omega_3 - \omega_J$  [106]. Zatem przełożenie bazowe  $i_0$  wtedy wynosi

$$i_{13} = i_0 = \frac{\omega_{1J}}{\omega_{3J}} = \frac{\omega_1 - \omega_J}{\omega_3 - \omega_J} = \frac{-z_3}{z_1}. \quad (4.5)$$

Zależność ta nazywana jest wzorem Willisa. Równanie to można przekształcić w dogodniejszą postać

$$\omega_1 - \omega_3 \cdot i_0 - \omega_J \cdot (1 - i_0) = 0. \quad (4.6)$$

Na podstawie wzoru Willisa możemy uzyskać prędkość kątową jarzma, która wynosi

$$\omega_J = \omega_1 \cdot \left( \frac{1}{1 - i_0} \right) - \omega_3 \cdot \left( \frac{i_0}{1 - i_0} \right). \quad (4.7)$$

#### 4.3 Moment i moc w przekładni planetarnej

Zgodnie z warunkami równowagi suma momentów działających na trzy wały przekładni musi spełniać równanie

$$M_1 + M_J + M_3 = 0. \quad (4.8)$$

Z równania tego wynika, że jeden wał obciążony jest momentem o przeciwnym znaku niż dwa pozostałe wały. Wał ten nazywamy wałem sumującym, ponieważ obciążony jest momentem równym bezwzględnej wartości sumy pozostałych dwóch momentów.

W przekładni o bazowym przełożeniu dodatnim ( $i_0 < 0$ ) sumaryczny moment występuje zawsze na wale jarzma, a wał koła centralnego jest wałem różnicowym. W przekładni o bazowym przełożeniu dodatnim ( $i_0 > 0$ ) wał jarzma jest zawsze wałem różnicowym, natomiast wał koła centralnego o mniejszej prędkości obrotowej i większym momencie obrotowym, jest wałem sumującym. Znak momentów działających na poszczególne koła określa się następująco: moment, który działa na wał w kierunku zgodnym z dodatnim kierunkiem prędkości obrotowej, ma znak dodatni natomiast, gdy moment działa w przeciwną stronę, ma znak ujemny [106].

Zależności pomiędzy momentami obrotowymi z uwzględnieniem strat tarcia wyznaczamy przy nieruchomym jarzmie, a więc tak jak dla przekładni bazowej.

W przypadku, gdy napędzamy wał koła słonecznego to moc oddawana na kole koronowym jest wyrażona wzorem

$$\omega_3 \cdot M_3 = -\eta_0 \cdot \omega_1 \cdot M_1. \quad (4.9)$$

lub w postaci

$$P_3 = -\eta_0 P_1. \quad (4.10)$$

Natomiast w przypadku gdy napędzamy wał koła koronowego a moc oddawana jest na koło słoneczne, zachodzi zależność

$$\omega_3 \cdot M_3 = -\frac{1}{\eta_0} \omega_1 \cdot M_1. \quad (4.11)$$

lub w takiej postaci

$$P_3 = -\frac{1}{\eta_0} P_1. \quad (4.12)$$

Równania (4.9) i (4.11) można sprowadzić do wspólnej postaci

$$\frac{M_3}{M_1} = -i_0 \cdot \eta_0^w. \quad (4.13)$$

Wykładnik potęgowy  $w = \pm 1$ , w zależności od kierunku przepływu mocy. Znak wykładnika  $w$  można wyznaczyć z zależności

$$w = \frac{P_1}{|P_1|} = \frac{M_1 \cdot (\omega_s - \omega_j)}{|M_1 \cdot (\omega_s - \omega_j)|}. \quad (4.14)$$

Równanie (4.8) można doprowadzić do następującej postaci

$$M_j = -M_3 - M_1. \quad (4.15)$$

Z równania (4.13) można uzyskać

$$M_3 = -M_1 \cdot (i_0 \cdot \eta_0^w). \quad (4.16)$$

Co po wstawieniu do równania (4.15) otrzymamy

$$M_j = M_1 \cdot (i_0 \cdot \eta_0^w) - M_1 = M_1 \cdot (i_0 \cdot \eta_0^w - 1) = -M_1 \cdot (1 - i_0 \cdot \eta_0^w). \quad (4.17)$$

Po podzieleniu obu stron przez  $M_1$  otrzymamy

$$\frac{M_j}{M_1} = i_0 \cdot \eta_0^w - 1. \quad (4.18)$$

Stąd  $M_1$  wynosi

$$M_1 = M_J \cdot \left( \frac{1}{i_0 \cdot \eta_0^W - 1} \right) = -M_J \cdot \left( \frac{1}{1 - i_0 \cdot \eta_0^W} \right). \quad (4.19)$$

Natomiast chcąc wyznaczyć  $M_3$  z równania (4.13) wyznaczamy

$$M_1 = -\frac{M_3}{i_0 \cdot \eta_0^W} \quad (4.20)$$

i następnie wstawiamy go do równania (4.15)

$$M_J = -M_3 + \frac{M_3}{i_0 \cdot \eta_0^W} = M_3 \cdot \left( \frac{1}{i_0 \cdot \eta_0^W} - 1 \right). \quad (4.21)$$

po podzieleniu przez  $M_3$  równanie przybierze postać:

$$\frac{M_J}{M_3} = \frac{1}{i_0 \cdot \eta_0^W} - 1, \quad (4.22)$$

z której następnie wyznaczono  $M_3$

$$M_3 = M_J \cdot \left( \frac{i_0 \cdot \eta_0^W}{1 - i_0 \cdot \eta_0^W} \right). \quad (4.23)$$

Jeśli do równań (4.19) i (4.23) podstawimy

$$M = \frac{P}{\omega} \quad (4.24)$$

to otrzymamy

$$\frac{P_1}{\omega_1} = -\frac{P_J}{\omega_J} \cdot \left( \frac{1}{1 - i_0 \cdot \eta_0^W} \right), \quad (4.25)$$

oraz

$$\frac{P_3}{\omega_3} = \frac{P_J}{\omega_J} \cdot \left( \frac{i_0 \cdot \eta_0^W}{1 - i_0 \cdot \eta_0^W} \right). \quad (4.26)$$

Przekształcając równania (4.25) i (4.26) można otrzymać:

$$P_1 = -P_J \cdot \frac{\omega_1}{\omega_J} \cdot \left( \frac{1}{1 - i_0 \cdot \eta_0^W} \right) \quad (4.27)$$

oraz

$$P_3 = P_J \cdot \frac{\omega_3}{\omega_J} \cdot \left( \frac{i_0 \cdot \eta_0^W}{1 - i_0 \cdot \eta_0^W} \right). \quad (4.28)$$

Jeśli z równania (4.6) wyprowadzimy  $\omega_1$  to otrzymamy

$$\omega_1 = \omega_J \cdot (1 - i_0 \cdot \eta_0^W) + \omega_3 \cdot i_0 \cdot \eta_0^W \quad (4.29)$$

i następnie podstawimy  $\omega_1$  do równania (4.27) to otrzymamy

$$P_1 = \left[ -\frac{P_J}{\omega_J} \cdot \left( \frac{1}{1 - i_0 \cdot \eta_0^W} \right) \right] \cdot \left[ \omega_J \cdot (1 - i_0 \cdot \eta_0^W) + \omega_3 \cdot i_0 \cdot \eta_0^W \right] \quad (4.30)$$

co po skróceniu wynosi

$$P_1 = -P_J \cdot \left( 1 + \frac{\omega_3}{\omega_J} \cdot \frac{i_0 \cdot \eta_0^W}{1 - i_0 \cdot \eta_0^W} \right). \quad (4.31)$$

Przy założeniu, że prędkość koła słonecznego jest równa zero  $\omega_S=0$  otrzymamy z równania (4.6)

$$\omega_{J0} = \omega_K \cdot \left( \frac{i_0 \cdot \eta_0^W}{1 - i_0 \cdot \eta_0^W} \right). \quad (4.32)$$

Które podstawiając do równania (4.27) otrzymujemy

$$P_3 = -P_J \cdot \frac{\omega_{J0}}{\omega_J} \quad (4.33)$$

oraz podstawiając do równania (4.31) otrzymamy

$$P_1 = -P_J \cdot \left( 1 - \frac{\omega_{J0}}{\omega_J} \right). \quad (4.34)$$

Równania (4.33) i (4.34) określają przepływ mocy w zależności od prędkości jarzma odniesionego do prędkości bazowej jarzma:

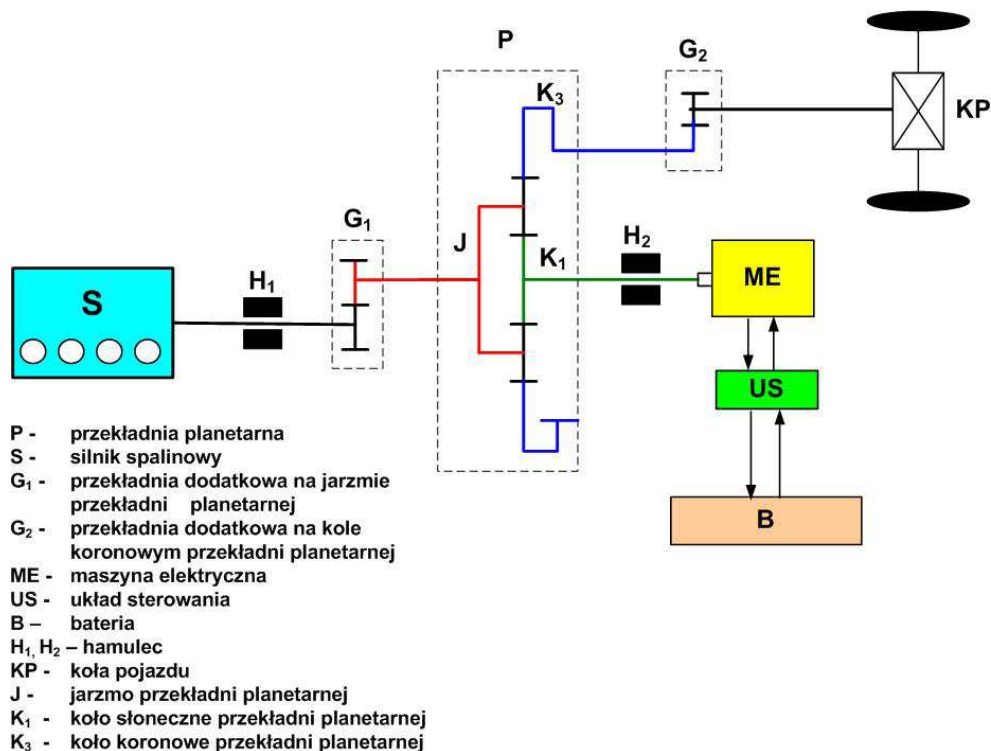
- 1) Jeśli ( $\omega_J = \omega_{J0}$ ) to koło słoneczne ( $\omega_1=0$ ) nie wytwarza mocy mechanicznej nawet jeśli jego moment posiada pewną wartość. Moc jest całkowicie transmitowana do koła koronowego lub odwrotnie.
- 2) Jeśli ( $\omega_J < \omega_{J0}$ ) to moc koła słonecznego jest przekazywana do przekładni planetarnej ( $P_1 > 0$ ) jeśli moc jarzma jest przekazywana do przekładni ( $P_J > 0$ ). Natomiast moc wychodzi na zewnątrz przekładni ( $P_1 < 0$ ) jeśli moc jarzma również wychodzi z przekładni planetarnej ( $P_1 < 0$ ). Generalnie moc jarzma ma ten sam znak co koło słoneczne.
- 3) Jeśli ( $\omega_J > \omega_{J0}$ ) koło słoneczne i jarzmo posiadają przeciwne znaki.



## 5. Koncepcja układu napędowego z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną

Według autora najlepszym rozwiązaniem do uzyskania nieskończonej liczby przełożeń jest zastosowanie przekładni planetarnej jako przekładni bezstopniowej. Przekładnia planetarna charakteryzuje się wysoką sprawnością, zwartą budową oraz umożliwia przenoszenie wysokich obciążeń. Poprzez płynne sterowanie prędkością jednego z kół przekładni planetarnej możliwa jest bezstopniowa zmiana jej przełożenia kinematycznego, co potwierdza zebrana literatura [10, 17, 18, 19, 25, 29, 33, 34, 36, 41, 45, 47, 48, 65, 79, 87, 89, 97, 122, 127, 130, 131, 132, 133, 134, 141, 142, 143, 152, 169, 171, 172, 175]. Układ napędowy wykorzystujący przekładnię planetarną może być zrealizowany bez tradycyjnej skrzyni biegów, elementów przełączających i sprzęgła co jest bardzo korzystne szczególnie w małych pojazdach. W małych pojazdach typu Quad lub Buggy wykorzystywany jest układ oparty na prostej mechanicznej przekładni bezstopniowej z elastycznym ciągnem (CVT). Konstrukcja ta charakteryzuje się niską sprawnością oraz bardzo ograniczonymi możliwościami sterowania w zakresie doboru parametrów pracy silnika [77, 161]. Dlatego proszkuje się rozwiązań mających na celu poprawę właściwości trakcyjnych tego typu pojazdów.

W pracy zaprezentowano proste rozwiązanie układu napędowego, które znacznie różni się od tradycyjnych układów napędowych. Układ ten przedstawiono na rysunku 5.1.



Rys. 5.1. Schemat układu napędowego z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną

Podstawowym elementem proponowanego układu napędowego jest elektrycznie sterowana przekładnia planetarna, która łączy ze sobą jednostkę spalinową i jednostkę elektryczną. Silnik spalinowy (S) połączony jest z jazmem przez przekładnię  $G_1$ . Koło słoneczne natomiast sprzęgnięte jest bezpośrednio z wałem maszyny elektrycznej (ME). Moc przekazywana jest na koła pojazdu (KP) z koła koronowego przez przekładnię  $G_2$ . W układzie napędowym nie występuje mechanizm różnicowy tak więc koła pojazdu bezpośrednio połączone są z przekładnią  $G_2$ . Regulacja prędkości obrotowej maszyny elektrycznej wymaga zainstalowania specjalistycznego układu sterowania (US) oraz baterii akumulatorów (B). Zmiana prędkości kątowej maszyny elektrycznej umożliwia zmianę przełożenia przekładni planetarnej, a przez to zmianę przełożenia układu przeniesienia napędu. Przełożenie kinematyczne przekładni planetarnej w proponowanym układzie wyrażone jest stosunkiem prędkości maszyny elektrycznej (koło słoneczne  $\omega_1$ ) i kół pojazdu (koło koronowego  $\omega_3$ ) względem prędkości silnika spalinowego (jazma  $\omega_J$ ) co przedstawia zależność

$$i_0 = \frac{\omega_1 - \omega_J}{\omega_3 - \omega_J}, \quad (5.1)$$

Po uwzględnieniu dodatkowych przekładni  $G_1$  i  $G_2$ , których przełożenie odpowiednio wynosi

$$i_{G1} = \frac{\omega_D}{\omega_J} = \frac{M_J}{M_D}, \quad (5.2)$$

$$i_{G2} = \frac{\omega_3}{\omega_{KP}} = \frac{M_{KP}}{M_3}, \quad (5.3)$$

Po przekształceniu otrzymamy zależność na prędkość kątową jazma  $\omega_J$  i koła koronowego  $\omega_3$

$$\omega_J = \frac{\omega_D}{i_{G1}}, \quad (5.4)$$

$$\omega_3 = i_{G2} \cdot \omega_{KP}, \quad (5.5)$$

oraz momentu na jazmie  $M_J$  i kole koronowym  $M_3$

$$M_J = M_D \cdot i_{G1}, \quad (5.6)$$

$$M_3 = \frac{M_{KP}}{i_{G2}}, \quad (5.7)$$

którą następnie wstawiono do wzoru (5.2). Przez to wartość przełożenia kinematycznego przekładni planetarnej w proponowanym układzie napędowym wynosi:

$$i_0 = \frac{\omega_{ME} - \left(\frac{\omega_D}{i_{G1}}\right)}{\left(\omega_{KP} \cdot i_{G2}\right) - \left(\frac{\omega_D}{i_{G1}}\right)}, \quad (5.8)$$

W rezultacie zrealizowano w pełni zautomatyzowany układ napędowy umożliwiający bezstopniową zmianę przełożenia w sposób ciągły, które zdefiniowane jest jako stosunek prędkości kątowej silnika spalinowego względem prędkości kątowej wału napędowego

$$i_{UN} = \frac{\omega_D}{\omega_{KP}}. \quad (5.9)$$

Moc silnika spalinowego, która doprowadzona jest na jarzmo przekładni planetarnej w rozpatrywanym układzie napędowym jest rozdzielona na dwie drogi. Pierwsza część przekazywana jest drogą mechaniczną bezpośrednio na koło koronowe (koła pojazdu). Natomiast druga część tej mocy przechodzi przez koło słoneczne połączone z maszyną elektryczną, które w zależności od prędkości pojazdu pracuje jako generator lub silnik. W zakresie pracy generatorowej maszyna elektryczna odbiera część mocy silnika spalinowego i przekształca ją w energię magazynowaną w akumulatorach. Natomiast w zakresie pracy silnikowej maszyna elektryczna wspomaga silnik spalinowy mocą wynikającą z podziału mocy, zapewniającą warunki równowagi układu planetarnego. Głównym zadaniem maszyny elektrycznej jest dopasowanie prędkości kątowej oraz mocy silnika spalinowego odpowiednio do wymagań układu napędowego w zakresie prędkości kątowej i momentu napędowego. Dzięki temu zasadnicza jednostka napędowa – silnik spalinowy – może pracować w najkorzystniejszych warunkach, co skutkuje zmniejszeniem zużycia paliwa i emisji substancji szkodliwych. Układ również umożliwia wykorzystanie tylko jednej jednostki napędowej, która w danych warunkach wykazuje największą efektywność. W celu odseparowania poszczególnej jednostki napędowej, układ wyposażono dodatkowo w dwa hamulce  $H_1$  i  $H_2$ , które blokują odpowiednio jarzmo i koło słoneczne przekładni planetarnej (silnik spalinowy lub maszynę elektryczną). W czasie zablokowania jednego z kół przekładni planetarna pracuje, jako przekładnia jednostopniowa o stałym przełożeniu. Napęd przenoszony jest wyłącznie drogą mechaniczną, przez co uzyskuje się wysoką sprawność. Dlatego, aby zmaksymalizować wydajność układu napędowego oraz zwiększyć możliwości sterowania jednostkami napędowymi rozpatrywany układ napędowy pozwala na prace w tzw. trybach pracy.

## 5.1. Tryby pracy układu

W zależności od warunków drogowych i poleceń kierowcy jednostka nadzorująca wybiera najbardziej optymalny tryb pracy. Tryby te są kontrolowane za pomocą blokowania odpowiednio jednego członu przekładni planetarnej. Takie zablokowanie jednego wejścia przekładni planetarnej pozwala na korzystanie tylko z jednego źródła zasilania (silnik spalinowy lub silnik elektryczny). System sterowania może pracować w pięciu głównych trybach pracy. Przepływ energii i analiza kinematyki w każdym z tych trybów pracy znajduje się poniżej. Sprawność mechaniczna układu napędowego w poszczególnych trybach pracy przyjęto równą  $\eta_{UN}=1$ .

- 1) tryb elektryczny – w trybie tym maszyna elektryczna pracuje jako główny napęd, a silnik spalinowy jest zablokowany za pomocą hamulca  $H_1$ . Maszyna elektryczna do napędu kół wykorzystuje energię zgromadzoną w akumulatorach. Z uwagi na charakterystykę silnika elektrycznego, który charakteryzuje się wysokim momentem obrotowym już od niskich prędkości obrotowych tryb ten wykorzystywany jest głównie przy ruszaniu oraz do jazdy przy niskich prędkościach. Jak pokazano na rysunku 5.2, w trybie elektrycznym moc przekazywana jest z silnika elektrycznego poprzez przekładnię planetarną do kół pojazdu koła. Jarzmo przekładni planetarnej jest zablokowane tak więc przełożenie przekładni planetarnej, a co za tym idzie przełożenie układu napędowego stałe, a prędkość pojazdu jest proporcjonalna do prędkości kątowej maszyny elektrycznej. W trybie tym maszyna elektryczna w całym swoim zakresie prędkości kątowej może pracować jako silnik (czerwona linia) napędzając koła pojazdu lub jako generator (zielona linia) odzyskując energię z hamowania. Przełożenie kinematyczne układu napędowego oraz moc w trybie elektrycznym wyrażono jako:

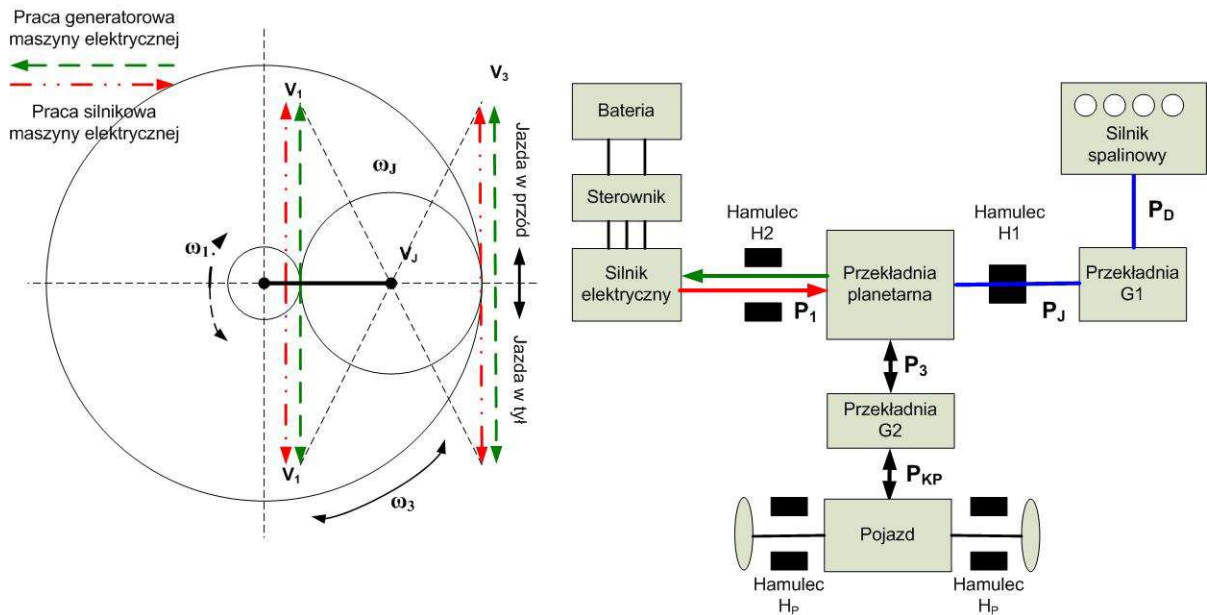
$$i_{TE} = \frac{\omega_{ME}}{\omega_{KP}} = i_0 \cdot i_{G2}. \quad (5.10)$$

Na podstawie równania 4.16 wyznaczono moment na kołach pojazdu

$$M_{KP} = -M_1 \cdot i_{G2} \cdot i_0. \quad (5.11)$$

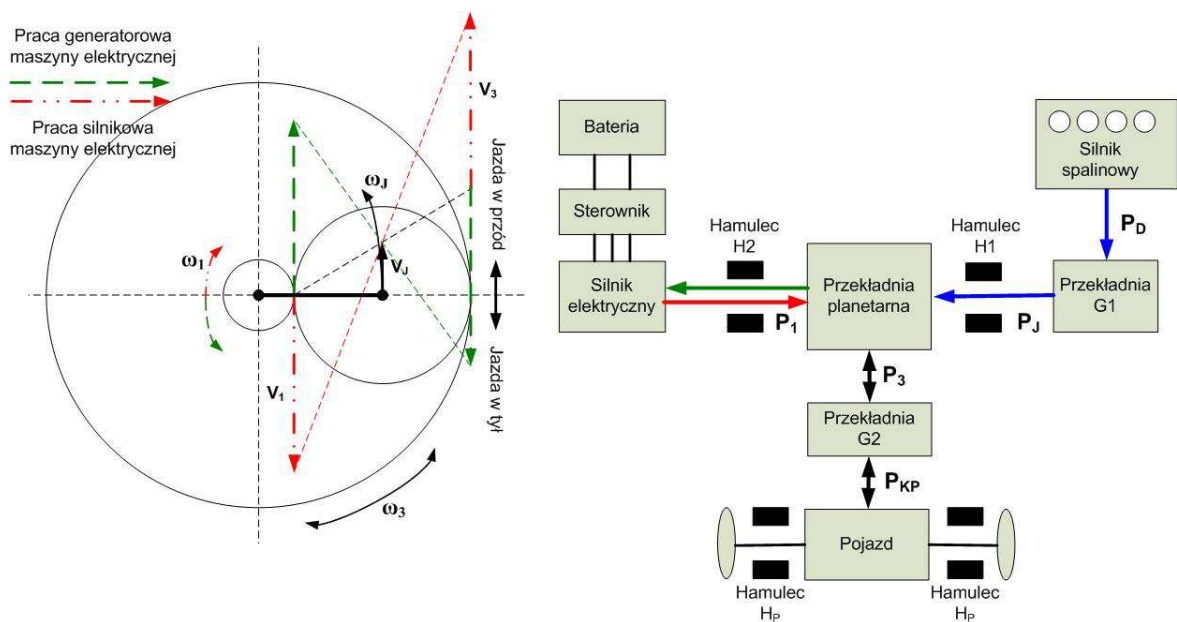
Moc na kołach wyznaczono na podstawie zależności 5.9 i 5.10 uzyskując

$$P_{KP} = M_{ME} \cdot \omega_{ME}. \quad (5.12)$$



Rys. 5.2. Tryb elektryczny

2) tryb hybrydowy – w trybie tym pracują obie jednostki (rys. 5.3). Silnik spalinowy, jako główna jednostka stanowi napęd pojazdu. Zadaniem maszyny elektrycznej jest utrzymanie odpowiedniej prędkości kątowej w celu zapewnienia wymaganego przełożenia. W zależności od prędkości pojazdu i prędkości kątowej wału korbowego silnika spalinowego maszyna elektryczna może pracować jako generator (w zakresie niższych prędkości pojazdu) lub jako silnik (w wyższym zakresie prędkości pojazdu).



Rys.5.3. Tryb hybrydowy

2a) tryb hybrydowo – generatorowy – w zakresie niskich prędkości oraz gdy stan naładowania baterii akumulatorów jest zbyt niski to maszyna elektryczna pracuje jako generator 5.4). Część mocy generowanej przez silnik spalinowy przekazywana jest do maszyny elektrycznej, która przekształca ją na prąd do doładowania akumulatorów. Tryb ten może być również wykorzystywany do poruszania pojazdu w tył co przedstawia rysunek 5.4. Przełożenie kinematyczne układu napędowego zależy od prędkości kątowej silnika spalinowego  $\omega_D$  i prędkości kątowej maszyny elektrycznej  $\omega_{ME}$  co przedstawia wyrażenie:

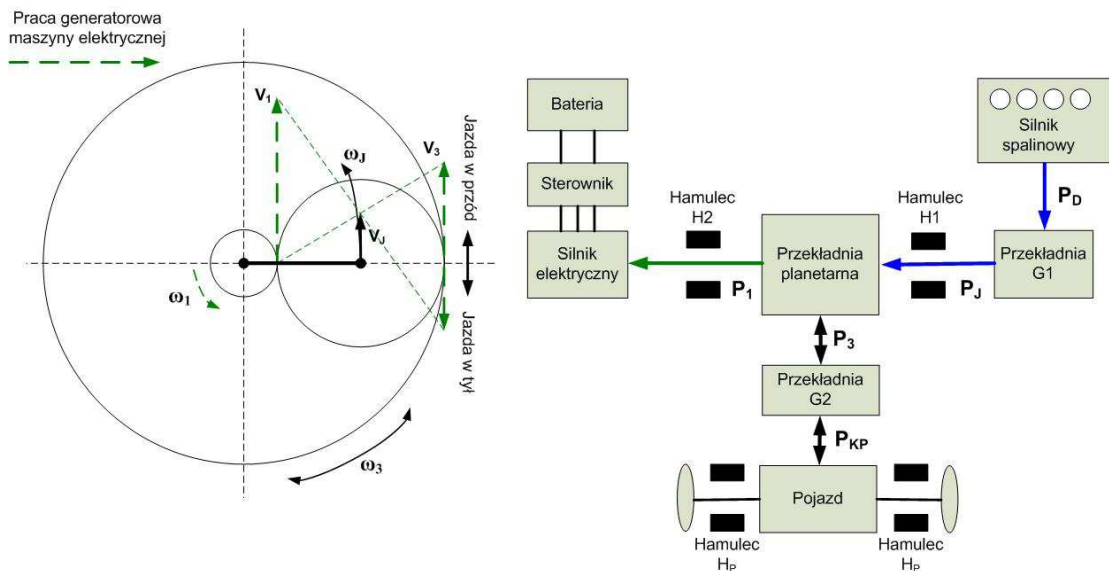
$$i_{TH} = \frac{\omega_D}{\omega_{KP}} = \frac{\left( \frac{\omega_1}{\omega_{KP} \cdot i_{G2}} - i_0 \right)}{1 - i_0} \cdot i_{G1} \cdot i_{G2} . \quad (5.13)$$

Zgodnie z warunkami równowagi momentów, które opisują zależność (3.8) wyznaczono moment na kołach pojazdu

$$M_{KP} = -(M_1 + M_D \cdot i_{G1}) \cdot i_{G2} . \quad (5.14)$$

Moc na kołach pojazdu wyrażono

$$P_{KP} = M_D \cdot \omega_1 - M_{ME} \cdot \omega_{ME} = P_D - P_{ME} . \quad (5.15)$$



Rys.5.4. Tryb hybrydowo - generatorowy

2b) tryb hybrydowo – silnikowy – w zakresie wyższych prędkości pojazdu maszyna elektryczna może pracować jako silnik. W tym czasie moc obu jednostek jest dodawana,

zwiększając przy tym moc przekazywaną na koła pojazdu (rys.5.5). Maszyna elektryczna do napędu wykorzystuje energię zgromadzoną w bateriach akumulatora. Jednak ten tryb nie może trwać zbyt długo bo może spowodować zbyt mocne rozładowanie baterii akumulatorów. Przełożenie kinematyczne układu napędowego zależy od prędkości kątowej silnika spalinowego  $\omega_D$  i prędkości kątowej maszyny elektrycznej  $\omega_{ME}$  co przedstawia wyrażenie:

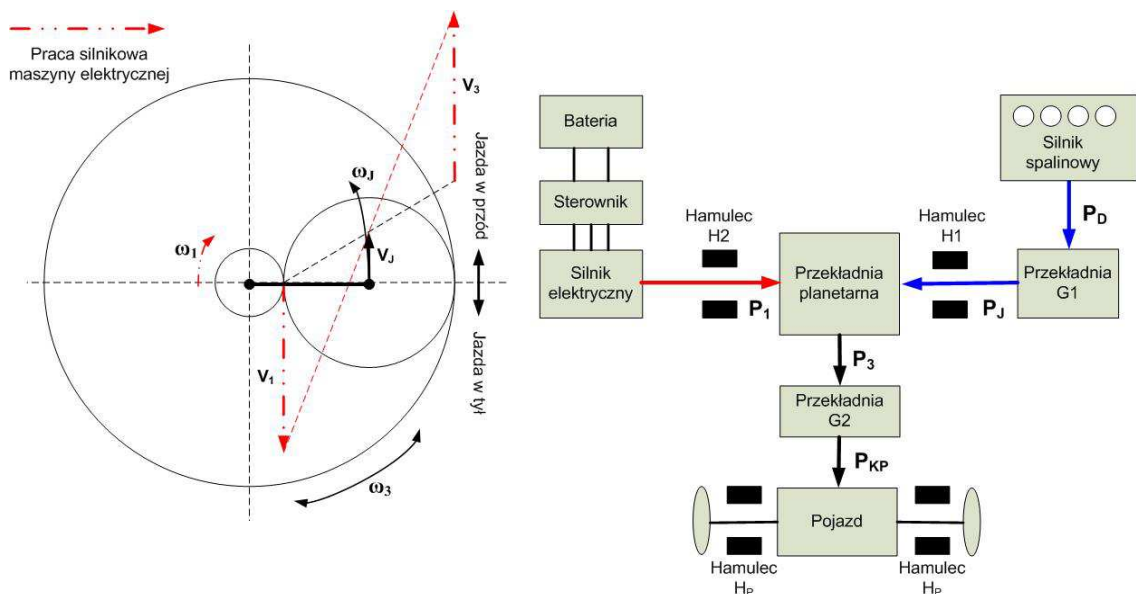
$$i_{TH} = \frac{\omega_D}{\omega_{KP}} = \frac{\left( \frac{\omega_1}{\omega_{KP} \cdot i_{G2}} - i_0 \right)}{1 - i_0} \cdot i_{G1} \cdot i_{G2}. \quad (5.16)$$

Zgodnie z warunkami równowagi momentów, które opisuje zależność (4.8) wyznaczono moment na kołach pojazdu

$$M_{KP} = -(M_1 + M_D \cdot i_{G1}) \cdot i_{G2}. \quad (5.17)$$

Moc na kołach pojazdu wyrażono zależnością

$$P_{KP} = M_D \cdot \omega_D - M_{ME} \cdot (-\omega_{ME}) = P_D + P_{ME}. \quad (5.18)$$



Rys. 5.5. Tryb hybrydowo - silnikowy

- tryb spalinowy – w zakresie wyższych prędkości pojazdu lub gdy poziom baterii akumulatorów jest zbyt niski do napędu pojazdu może być wykorzystywany wyłącznie silnik spalinowy (rys. 5.6). W tym czasie maszyna elektryczna jest zablokowana hamulcem H<sub>2</sub> przez co przekładnia planetarna pracuje ze stałym przełożeniem. Zakres

prędkości pojazdu określa zakres użytecznej prędkości kątowej silnika spalinowego w zakresie  $\omega_D = \min$  i  $\omega_D = \max$ . Tryb ten wykorzystywany jest najczęściej przy wyższych prędkościach pojazdu, szczególnie w ruchu pozamiejskim wtedy gdy silnik jest bardziej obciążony i pracuje w zakresie swojej największej sprawności. Moc generowana przez silnik spalinowy jest w pełni przekazywana do kół pojazdu. Przełożenie kinematyczne układu napędowego określono wyrażeniem

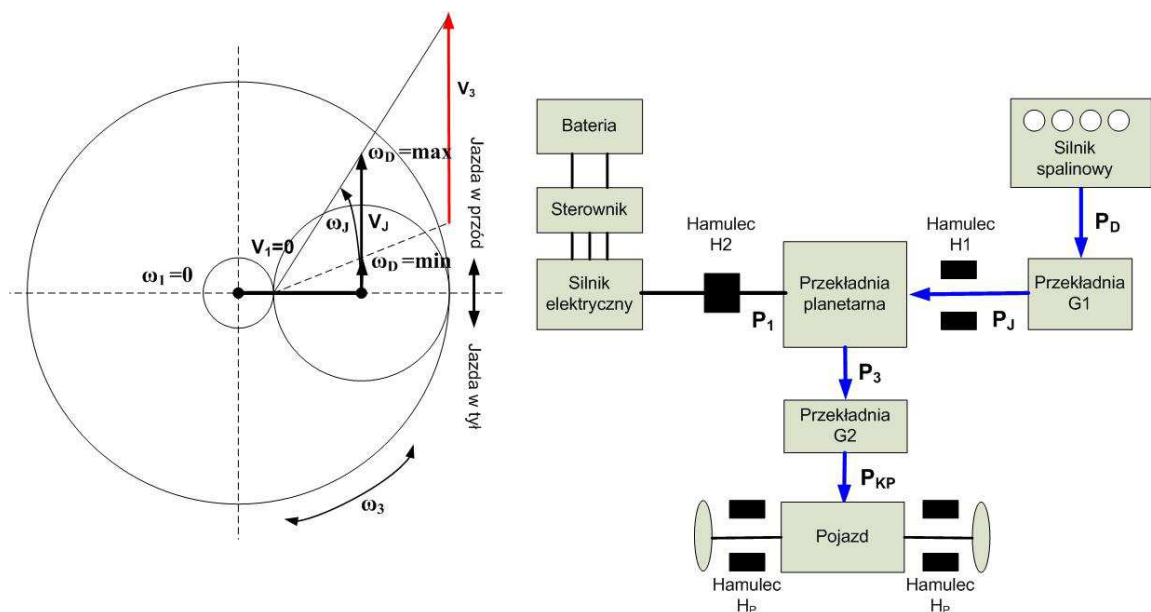
$$i_{TS} = \frac{\omega_D}{\omega_{KP}} = -\frac{i_0}{1-i_0} \cdot i_{G1} \cdot i_{G2}. \quad (5.19)$$

Na podstawie równania (4.23) wyznaczono moment na kołach pojazdu

$$M_{KP} = M_D \cdot i_{G1} \cdot \frac{i_0}{1-i_0} \cdot i_{G2}. \quad (5.20)$$

Na podstawie równanie (4.28) wyznaczono moc na kołach pojazdu

$$P_{KP} = P_D \cdot \frac{\omega_{KP}}{\omega_D} \cdot i_{G1} \cdot \frac{i_0}{1-i_0} \cdot i_{G2}. \quad (5.21)$$



Rys. 5.6. Tryb spalinowy

- tryb ładowania: tryb ten jest wykorzystywany do doładowywania baterii akumulatorów, gdy ich poziom jest zbyt niski oraz pojazd jest zatrzymany (5.7). Do doładowywania akumulatorów wykorzystywana jest moc generowana z silnika spalinowego, który pracuje w najbardziej efektywnym punkcie pracy. Moc ta przekazywana jest przez



przekładnię planetarną do maszyny elektrycznej, która pracuje jako generator i doładowuje baterię akumulatorów. Natomiast koła pojazdu są zablokowane hamulcami  $H_p$ . Wytworzona w ten sposób energia może być później wykorzystywana np. w trybie elektrycznym. Przełożenie kinematyczne układu napędowego w tym trybie wyrażone jest jako stosunek prędkości kątovej silnika spalinowego i maszyny elektrycznej

$$i_{TL} = \frac{\omega_D}{\omega_{ME}} = \frac{1}{i_{G1} \cdot (1 - i_0)} \quad (5.22)$$

Na podstawie równania (4.19) wyznaczono moment na wale maszyny elektrycznej

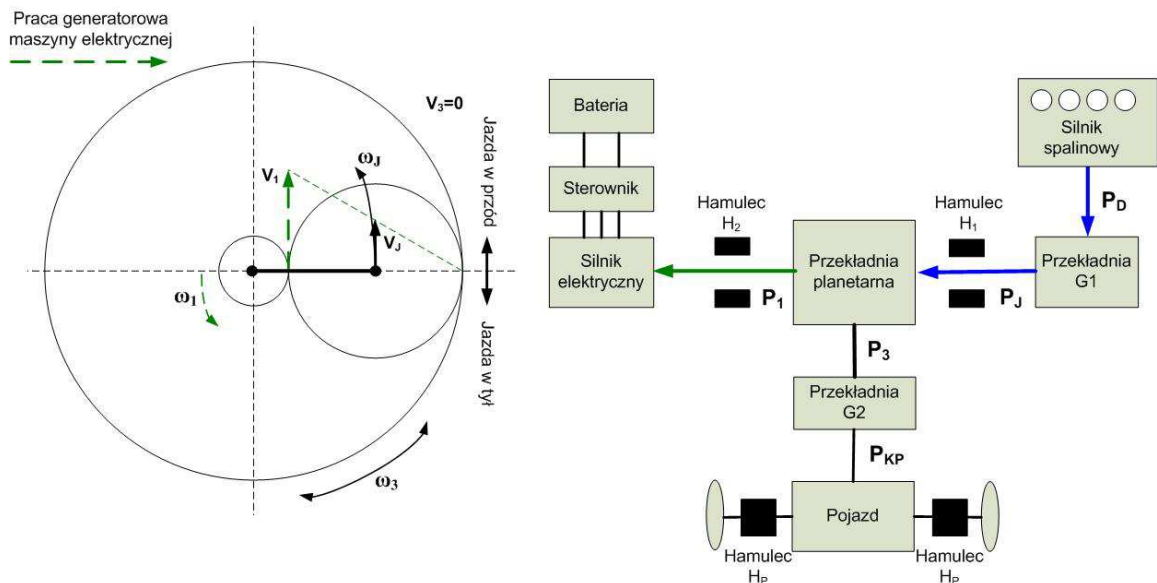
$$M_{ME} = -\frac{M_D}{(1 - i_0) \cdot i_{G1}} \quad (5.23)$$

Moc na wale wyznaczono podstawiając równanie 4.27

$$P_{ME} = -P_D \cdot \frac{\omega_{ME}}{\omega_D} \cdot \frac{1}{(1 - i_0) \cdot i_{G1}} \quad (5.24)$$

Moc elektryczną przekazywana do akumulatora wynosi

$$P_A = P_{ME} \cdot \eta_{ME} \quad (5.25)$$



Rys. 5.7. Tryb ładowania

- tryb rozruchu silnika spalinowego: tryb ten może być wykorzystywany w czasie postoju pojazdu do uruchamiania silnika spalinowego za pomocą maszyny elektrycznej (rys.5.8). Jednak koła pojazdu w tym czasie muszą być zablokowane hamulcami  $H_p$ . Przełożenie

kinematyczne układu napędowego w tym trybie wyrażone jest jako stosunek prędkości kątowej silnika spalinowego i maszyny elektrycznej

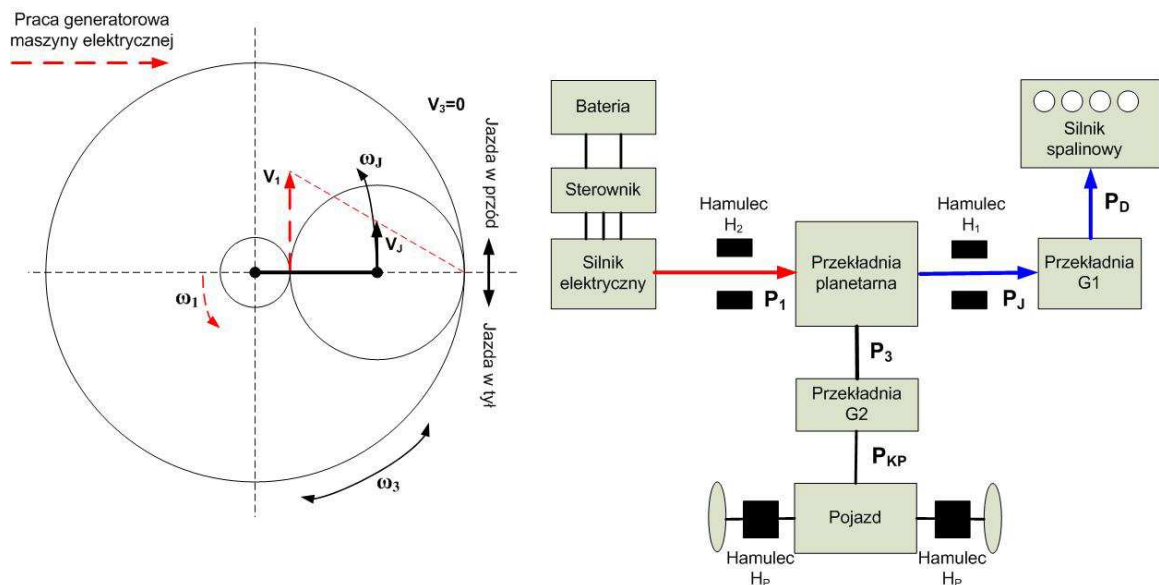
$$i_{RS} = \frac{\omega_D}{\omega_{ME}} = \frac{1}{i_{G1} \cdot (1 - i_0)}. \quad (5.26)$$

Na podstawie równania (3.17) wyznaczono moment na wale maszyny elektrycznej

$$M_D = -M_{ME} \cdot (1 - i_0) \cdot i_{G1}. \quad (5.27)$$

Moc przekazywano do silnika spalinowego wyznaczono przekształcając równanie (4.27)

$$P_J = P_{ME} \cdot \frac{\omega_D}{\omega_{ME}} \cdot (1 - i_0) \cdot i_{G1}. \quad (5.28)$$



Rys.5.8. Tryb rozruchu silnika spalinowego

Zestawienie wszystkich trybów pracy układu napędowego z elektrycznie sterowaną planetarną oraz stanu poszczególnych hamulców przedstawiono w tabeli 5.1.

Tab.5.1. Tryby pracy układu napędowego

Nr.	Tryb pracy	Zakres prędkości	Przeptyw mocy	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>P</sub>
1	Tryb elektryczny	Niskie prędkości		X	-	-

2a	Hybrydowo- generatorowy	Niskie prędkości		-	-	-
2b	Hybrydowo- silnikowy	Średnie prędkości		-	-	X
3	Spalinowy	Wysokie prędkości		-	X	-
4	Ładowanie	Postój		-	-	X
5	Uruchamianie silnika spalinowego	Postój		-	-	X

Możliwość sterowania punktem pracy silnika spalinowego w rozpatrywanym układzie napędowym zapewnia uzyskanie maksymalnej sprawności w cyklu jezdny. Możliwe jest utrzymanie silnika spalinowego w najlepszym dla niego zakresie prędkości w zależności od warunków drogowych. Maszyna elektryczna, która odpowiedzialna jest za zmianę przełożenia przekładni planetarnej może pracować jako silnik i generator. W trybie pracy generatorowej umożliwia odzysk energii z hamowania i gromadzenie jej w akumulatorach. W trybie pracy silnika elektrycznego pozwala kierowcy na ruszanie z miejsca oraz poruszanie się z prędkością na poziomie stosowanych w ruchu miejskim. Dzięki takiemu rozwiązaniu możemy uzyskać wyższą sprawność układu napędowego w porównaniu do tradycyjnych

rozwiązań, gdyż do napędu kół wykorzystywana jest jedynie energia zgromadzona w akumulatorach. Wyróżnikiem tego układu jest zastosowanie tylko jednej maszyny elektrycznej co znacznie upraszcza konstrukcję.

Można również przyjąć, że zastosowanie takiego układu w pojazdach napędzanych silnikiem spalinowym umożliwi zmniejszenie zużycia paliwa oraz poziomu emisji substancji szkodliwych. Ze względu na prostą konstrukcję prawdopodobnie będzie można zastosować w pojazdach typu Quad lub Buggy. Ponadto dzięki zastosowaniu dodatkowego źródła napędu jakim jest maszyna elektryczna można pozyskać wiele dodatkowych zalet w stosunku do konwencjonalnego układu napędowego.

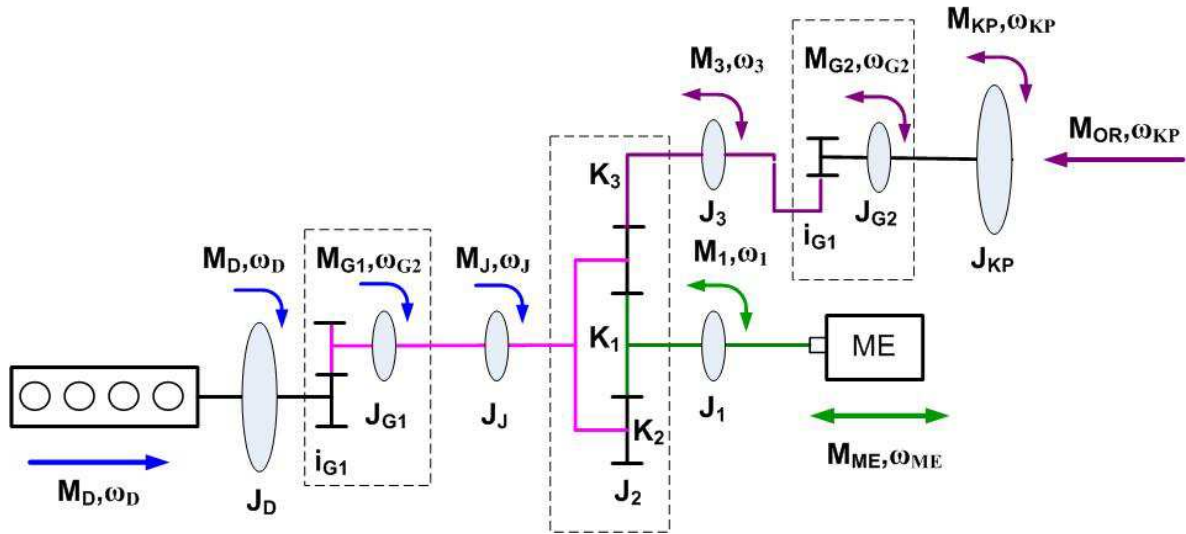
## 5.2 Model układu napędowego

Do analizy właściwości napędowych proponowanego układu napędowego oraz opracowania algorytmu jego sterowania wykorzystano model matematyczny zrealizowany w środowisku Matlab/Simulink. Przedmiotowy model matematyczny wymaga uwzględnienia wielu elementów tj. przekładni planetarnej, silnika spalinowego, maszyny elektrycznej, baterii akumulatorów.

Ze względu na podobny charakter badań ujętych w pracy Korniaka [69], dotyczących układu napędowego z bezstopniową przekładnią CVT, zawarte w niej elementy modelowania wykorzystano w przedmiotowej pracy. Praca [69] obejmuje dynamiczne i statyczne modele elementów układu samochodu: silnika ZI, przekładni CVT, układu przeniesienia napędu, jak również modelu kierowcy, oddziaływania otoczenia oraz warunków ruchu w różnych cyklach jezdnych. Wyniki podjętych tam metod sterowania skłoniły również do wykorzystania algorytmów bazujących na doświadczalnych mapach zużycia paliwa oraz emisji związków szkodliwych uwzględniających różne metody sterowania jednostką spalinową. Modele baterii akumulatorów, sterownika maszyny elektrycznej zapożyczono z biblioteki środowiska Matlab/Simulink.

Poniżej podjęto próbę zestawienia modelu matematycznego proponowanego układu napędowego dla rzeczywistego pojazdu typu Buggy. Na rysunku 5.10 przedstawiono kompletny model układu napędowego z przekładnią planetarną, silnikiem spalinowym oraz maszyną elektryczną. Aby przedstawiony model przedstawiał rzeczywisty układ napędowy uwzględniono w nim również dodatkowe przekładnie  $G_1$  i  $G_2$  oraz momenty bezwładności. Główną uwagę jednak poświęcono przekładni planetarnej, która stanowi przedmiot podjętych badań. Dla uproszczenia modelu wszystkie połączenia z przekładnią planetarną przyjęto jako

sztywne, a sprawność przekładni planetarnej oraz przekładni dodatkowych  $G_1$  i  $G_2$  założono, że wynosi 1.



Rys 5.10. Model układu napędowego z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną

### 5.3 Analiza zjawisk dynamicznych zachodzących w układzie napędowym

Do opisu zjawisk dynamicznych zachodzących w proponowanym układzie przeniesienia napędu wykorzystano model matematyczny oparty na równaniach Lagrange'a II rodzaju. Na początku przyjęto współrzędne uogólnione, którymi dla danego układu są kąt obrotu wału korbowego silnika spalinowego

$$q_1 = \varphi_D, \quad (5.29)$$

i kąt obrotu wału maszyny elektrycznej

$$q_2 = \varphi_{ME}, \quad (5.30)$$

oraz prędkości uogólnione wału silnika spalinowego

$$\dot{q}_1 = \dot{\varphi}_D, \quad (5.31)$$

i wału maszyny elektrycznej

$$\dot{q}_2 = \dot{\varphi}_{ME}, \quad (5.32)$$

Energia kinetyczna układu napędowego wyrażona jest następująco:

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot (J_D \cdot \omega_D^2 + J_{11} \cdot \omega_D^2 + J_{21} \cdot \omega_{p1}^2 + J_j \cdot \omega_{p1}^2 + m_{sat} \cdot V_0^2 + J_{sat} \cdot \omega_2^2 + J_k \cdot \omega_3^2 + J_{p2} \cdot \omega_{p2}^2 + J_{KP} \cdot \omega_{KP}^2 + J_S \cdot \omega_{ME}^2 + J_{ME} \cdot \omega_{ME}^2), \quad (5.33)$$

Z uwagi na to, że nie uwzględniono odkształceń sprężystych elementów układu napędowego energia potencjalna mechanizmu jest niezmienna  $E_p = const.$

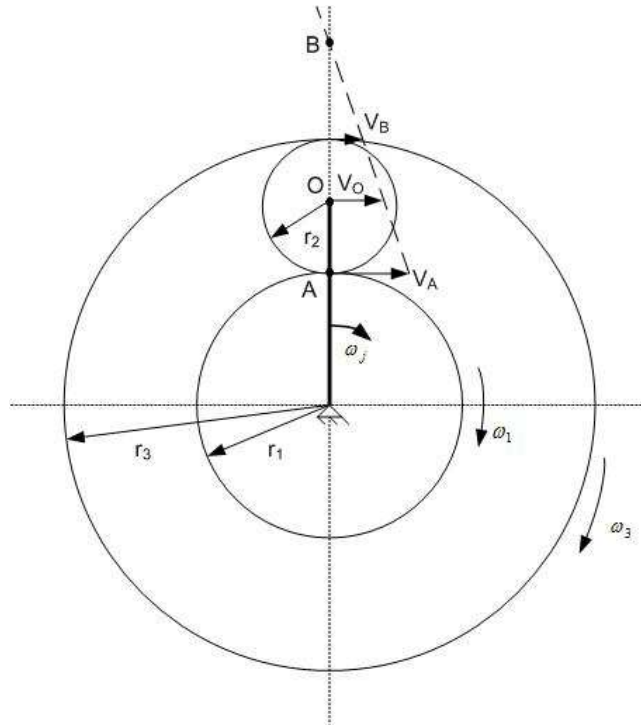
Pochodne podług czasu określają poszczególne związki kinematyczne prędkości kątowej silnika spalinowego

$$\omega_D = \dot{\varphi}_D, \quad (5.34)$$

oraz prędkości kątowej wału maszyny elektrycznej

$$\omega_{ME} = \dot{\varphi}_{ME}, \quad (5.35)$$

Na rysunku 5.11 przedstawiono rozkład prędkości kątowych i obwodowych poszczególnych kół przekładni planetarnej.



Rys. 5.11. Rozkład prędkości kątowych i obwodowych przekładni planetarnej

Prędkość kątowa na wałku wyjściowym przekładni  $G_1$

$$\omega_{G_1} = \omega_D \cdot i_{G_1}, \quad (5.36)$$

Prędkość liniowa osi koła satelity  $V_O$  wynosi

$$V_o = \omega_{G_1} \cdot (r_1 + r_2) = i_{G_1} \cdot (r_1 + r_2) \cdot \dot{\varphi}_D, \quad (5.37)$$

Prędkość kątowa ruchu względnego koła satelity wynosi

$$\omega_2 = \frac{\dot{\varphi}_{ME} \cdot r_1 - \dot{\varphi}_D \cdot (r_1 + r_2) \cdot i_1}{r_2}, \quad (5.38)$$

Prędkość liniowa punktu leżącego na obwodzie koła 1 (K1)  $V_A$  wynosi

$$V_A = \omega_1 \cdot r_1, \quad (5.39)$$

Z zależności geometrycznej pomiędzy bokami trójkątów prędkości zapisać można zależność

$$\frac{V_A - V_B}{2 \cdot r_2} = \frac{V_O - V_B}{r_2}, \quad (5.40)$$

Po przekształceniu otrzymujemy

$$V_B = 2 \cdot V_O - V_A = 2 \cdot \omega_j \cdot (r_1 + r_2) - \omega_1 \cdot r_1, \quad (5.41)$$

Wtedy prędkość kątowna koła koronowego wynosi

$$\omega_3 = \frac{V_B}{2 \cdot r_2 + r_1} = \frac{2 \cdot \omega_{G_1} \cdot (r_1 + r_2) - \omega_1 \cdot r_1}{2 \cdot r_2 + r_1} = \frac{2 \cdot i_{G_1} \cdot (r_1 + r_2) \cdot \dot{\phi}_D - \dot{\phi}_{ME} \cdot r_1}{2 \cdot r_2 + r_1}, \quad (5.42)$$

Prędkość kątowna na wałku wyjściowym przekładni  $G_2$

$$\omega_{G_2} = \omega_3 \cdot i_{G_2}, \quad (5.43)$$

Prędkość kątowna kół pojazdu

$$\omega_{KP} = \omega_{G_2} = \omega_3 \cdot i_{G_2}, \quad (5.44)$$

Energia kinetyczna wyrażona za pomocą uogólnionych współrzędnych i prędkości wynosi przedstawia zależność

$$\begin{aligned} E_K = & \frac{1}{2} \cdot (J_D + J_{11}) \cdot \dot{\phi}_D^2 + \frac{1}{2} \cdot (J_{21} + J_j) \cdot i_1^2 \cdot \dot{\phi}_D^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{sat} \cdot i_1^2 \cdot (r_1 + r_2)^2 \cdot \dot{\phi}_D^2 \\ & + \frac{1}{2} \cdot J_{sat} \cdot \left( \frac{\dot{\phi}_{ME} \cdot r_1 - \dot{\phi}_D \cdot (r_1 + r_2) \cdot i_1}{r_2} \right)^2 + \\ & + \frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \left( \frac{2 \cdot i_1 (r_1 + r_2) \cdot \dot{\phi}_D - \dot{\phi}_{ME} \cdot r_1}{2 \cdot r_2 + r_1} \right)^2 + \\ & + \frac{1}{2} \cdot J_{G_2} \cdot i_2^2 \cdot \left( \frac{2 \cdot i_1 (r_1 + r_2) \cdot \dot{\phi}_D - \dot{\phi}_{ME} \cdot r_1}{2 \cdot r_2 + r_1} \right)^2 + \\ & + \frac{1}{2} \cdot J_{KP} \cdot i_2^2 \cdot \left( \frac{2 \cdot i_1 (r_1 + r_2) \cdot \dot{\phi}_D - \dot{\phi}_{ME} \cdot r_1}{2 \cdot r_2 + r_1} \right)^2 + \\ & + \frac{1}{2} \cdot (J_S + J_{ME}) \cdot \dot{\phi}_{ME}^2 \end{aligned}, \quad (5.45)$$

Po wykonaniu obliczeń porządkowych wyrażenie przyjmie następującą postać

$$\begin{aligned}
E_K = & \frac{1}{2} \cdot [J_D + J_{G11} + J_{G21} + J_j + m_2 \cdot i_1^2 \cdot (r_1 + r_2)^2] \cdot \dot{\varphi}_D^2 + \\
& \frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot \frac{1}{r_2^2} \cdot (\dot{\varphi}_{ME} \cdot r_1 - \dot{\varphi}_D \cdot (r_1 + r_2) \cdot i_1)^2 + \\
& \frac{1}{2} \cdot [J_K + J_{G2} \cdot i_2^2 + J_{KP} \cdot i_2^2] \cdot \left( \frac{2 \cdot i_1 \cdot (r_1 + r_2) \cdot \dot{\varphi}_D - \dot{\varphi}_{ME} \cdot r_1}{2 \cdot r_2 + r_1} \right) + \frac{1}{2} \cdot (J_D + J_{ME}) \cdot \dot{\varphi}_{ME}^2
\end{aligned} \quad , (5.46)$$

Po wyprowadzeniu dodatkowych oznaczeń A i B (wartości stałych przekładni)

$$A = J_D + J_{G11} + J_{G21} + J_j + m_2 \cdot i_1^2 \cdot (r_1 + r_2)^2, \quad (5.47)$$

$$B = J_K + J_{G2} \cdot i_2^2 + J_{KP} \cdot i_2^2, \quad (5.48)$$

równanie na energię kinetyczną przyjmie postać

$$\begin{aligned}
E_K = & \frac{1}{2} \cdot A \cdot \dot{\varphi}_D^2 + \frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot \frac{1}{r_2^2} \cdot (\dot{\varphi}_{ME} \cdot r_1 - \dot{\varphi}_D \cdot (r_1 + r_2) \cdot i_1)^2 \\
& + \frac{1}{2} \cdot B \cdot \left( \frac{2 \cdot i_1 \cdot (r_1 + r_2) \cdot \dot{\varphi}_D - \dot{\varphi}_{ME} \cdot r_1}{2 \cdot r_2 + r_1} \right) + \frac{1}{2} \cdot (J_D + J_{ME}) \cdot \dot{\varphi}_{ME}^2,
\end{aligned} \quad (5.49)$$

Opierając się na równaniu Lagrange'a postaci

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_j} = Q_j, \quad (5.50)$$

i wylizaniu składowych tego równania dla obranych uogólnionych prędkości (5.34 i 5.35) otrzymuje się

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_D} \right) = & A \cdot \ddot{\varphi}_D + J_2 \cdot \frac{1}{(r_2)^2} \cdot (\ddot{\varphi}_{ME} \cdot r_1 - \ddot{\varphi}_D \cdot (r_1 + r_2) \cdot i_1) \cdot (-(r_1 + r_2) \cdot i_1) \\
& + B \cdot \left( \frac{1}{(2 \cdot r_2 + r_1)^2} \right) \cdot (2 \cdot i_1 \cdot (r_1 + r_2) \cdot \ddot{\varphi}_D - \ddot{\varphi}_{ME} \cdot r_1) \cdot (2 \cdot i_1 \cdot (r_1 + r_2))
\end{aligned} \quad , \quad (5.51)$$

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_{ME}} \right) = & J_2 \cdot \frac{1}{(r_2)^2} \cdot (\ddot{\varphi}_{ME} \cdot r_1 - \ddot{\varphi}_D \cdot (r_1 + r_2) \cdot i_1) \cdot r_1 \\
& + B \cdot \left( \frac{1}{(2 \cdot r_2 + r_1)^2} \right) \cdot (2 \cdot i_1 \cdot (r_1 + r_2) \cdot \ddot{\varphi}_D - \ddot{\varphi}_{ME} \cdot r_1) \cdot (-r_1) + (J_D + J_{ME}) \cdot \ddot{\varphi}_{ME}
\end{aligned} \quad , \quad (5.52)$$

Natomiast pochodna energii kinetycznej po obranych współrzędnych uogólnionych jest równa zero

$$\frac{\partial E_K}{\partial q_j} = 0, \quad (5.53)$$



Natomiast uogólnione siły  $Q_1$  i  $Q_2$  wyznaczono w oparciu o rozpatrzenie pracy przygotowanej wykonanej przez siły działające w analizowanym układzie napędowym.

Elementarna praca przygotowana tych sił wynosi

$$\delta L = M_D \cdot \delta\varphi_D + M_{ME} \cdot \delta\varphi_{ME} - M_{OR} \cdot \delta\varphi_{KP}, \quad (5.54)$$

Ponieważ przygotowane elementarne przemieszczenie  $\delta\varphi_{KP}$  zależy od przyjętych na wstępie współrzędnych uogólnionych przemieszczeń stąd pojawia się konieczność wyznaczenia tego przemieszczenia

$$\varphi_{KP} = \frac{2 \cdot \varphi_D \cdot i_{G1} \cdot (r_1 + r_2) - \varphi_{ME} \cdot r_1}{2 \cdot r_2 \cdot r_1} \cdot i_{G2}, \quad (5.55)$$

zatem

$$\delta\varphi_{KP} = \frac{i_{G2}}{2 \cdot r_2 + r_1} \cdot (2 \cdot i_{G1} \cdot (r_1 + r_2) \cdot \delta\varphi_D - r_1 \cdot \delta\varphi_{ME}), \quad (5.56)$$

Siły uogólnione wynoszą

$$\delta L = M_D \cdot \delta\varphi_D + M_{ME} \cdot \delta\varphi_{ME} - M_{OR} \cdot \frac{i_{G2}}{2 \cdot r_2 + r_1} \cdot (2 \cdot i_{G1} \cdot (r_1 + r_2) \cdot \delta\varphi_D - r_1 \cdot \delta\varphi_{ME}), \quad (5.57)$$

Po uporządkowaniu równania uogólnione siły zawarte są w nawiasach przy danych przygotowanych przemieszczeniach  $\delta\varphi_D$  i  $\delta\varphi_{ME}$

$$\begin{aligned} \delta L = & \left( M_D - M_{OR} \cdot \frac{2 \cdot i_{G1} \cdot (r_1 + r_2)}{2 \cdot r_2 + r_1} \cdot i_{G2} \right) \cdot \delta\varphi_D + \\ & + \left( M_{ME} + M_{OR} \cdot \frac{r_1}{2 \cdot r_2 + r_1} \cdot i_{G2} \right) \cdot \delta\varphi_{ME}, \end{aligned} \quad (5.58)$$

Stąd otrzymamy

$$Q_1 = M_D - M_{OR} \cdot \frac{2 \cdot i_{G1} \cdot (r_1 + r_2)}{2 \cdot r_2 + r_1} \cdot i_{G2}, \quad (5.59)$$

$$Q_2 = M_{ME} + M_{OR} \cdot \frac{r_1}{2 \cdot r_2 + r_1} \cdot i_{G2}, \quad (5.60)$$

Po podstawieniu do równania Lagrange'a otrzymujemy dwa równania różniczkowe opisujące dynamikę układu napędowego

$$\begin{aligned} & \left[ A + J_2 \cdot \frac{1}{(r_2)^2} \cdot (r_1 + r_2)^2 \cdot i_1^2 + B \cdot \left( \frac{1}{(2 \cdot r_2 + r_1)^2} \right) \cdot (4 \cdot i_1^2 \cdot (r_1 + r_2)^2) \right] \cdot \ddot{\varphi}_D \\ & - \left[ J_2 \cdot \frac{1}{(r_2)^2} \cdot (r_1 + r_2)^2 \cdot r_1 \cdot i_1 + B \cdot \left( \frac{1}{(2 \cdot r_2 + r_1)^2} \right) \cdot (2 \cdot i_1 \cdot (r_1 + r_2) \cdot r_1) \right] \cdot \ddot{\varphi}_{ME} = Q_1 \end{aligned}, \quad (5.61)$$

$$\begin{aligned} & \left[ J_2 \cdot \frac{1}{(r_2)^2} \cdot r_1^2 \cdot i_1^2 + B \cdot \left( \frac{1}{(2 \cdot r_2 + r_1)^2} \right) \cdot r_1^2 + J_S + J_{ME} \right] \cdot \ddot{\varphi}_{ME} \\ & - \left[ J_2 \cdot \frac{1}{(r_2)^2} \cdot (r_1 + r_2) \cdot r_1 \cdot i_1 + B \cdot \left( \frac{1}{(2 \cdot r_2 + r_1)^2} \right) \cdot (2 \cdot i_1 \cdot (r_1 + r_2) \cdot r_1) \right] \cdot \ddot{\varphi}_D = Q_2 \end{aligned} \quad , \quad (5.62)$$

Uwzględniając w powyższych równaniach, że wyrażenia zawarte w nawiasach kwadratowych są w czasie niezienne można wprowadzić zapis skrótowy w postaci

$$\begin{cases} D_1 \cdot \ddot{\varphi}_D - D_2 \cdot \ddot{\varphi}_{ME} = Q_1(t) \\ D_3 \cdot \ddot{\varphi}_D - D_4 \cdot \ddot{\varphi}_{ME} = Q_2(t) \end{cases} \quad (5.63)$$

gdzie poszczególne czynniki  $D_1, D_2, D_3, D_4$  przedstawiają poniższe wyrażenia

$$\begin{aligned} D_1 = & J_D + J_{G11} + (J_{G21} + J_j) \cdot i_1^2 + m_2 \cdot (r_1 + r_2)^2 \cdot i_1^2 \\ & + J_2 \cdot \left( \frac{r_1 + r_2}{r_2} \right)^2 \cdot i_1^2 + (J_3 + (J_{G2} + J_{KP}) \cdot i_2^2) \cdot \left( \frac{r_1 + r_2}{2 \cdot r_2 + r_1} \right)^2 \cdot 4 \cdot i_1^2, \end{aligned} \quad (5.64)$$

$$D_2 = J_2 \cdot \frac{r_1 \cdot (r_1 + r_2)}{r_2^2} \cdot i_1 + (J_3 + (J_{G2} + J_{KP}) \cdot i_2^2) \cdot \frac{r_1 \cdot (r_1 + r_2)}{(2 \cdot r_2 + r_1)^2} \cdot 2 \cdot i_1, \quad (5.65)$$

$$D_3 = J_2 \cdot \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 + J_D + J_{ME} \cdot (J_3 + (J_{G2} + J_{KP}) \cdot i_2^2) \cdot \frac{r_1^2}{(2 \cdot r_2 + r_1)^2}, \quad (5.66)$$

$$D_4 = J_2 \cdot \frac{r_1 \cdot (r_1 + r_2)}{r_2^2} \cdot i_1 + (J_3 + (J_{G2} + J_{KP}) \cdot i_2^2) \cdot \frac{r_1 \cdot (r_1 + r_2)}{(2 \cdot r_2 + r_1)^2} \cdot 2 \cdot i_1, \quad (5.67)$$

Rozwiązanie układu dwóch równań różniczkowych można przeprowadzić następująco

$$\dot{\varphi}_D = \frac{1}{D_1 \cdot D_3 - D_2 \cdot D_4} \cdot \left\{ D_3 \cdot \int Q_1(t) dt + D_2 \cdot \int Q_2(t) dt \right\} + C_1, \quad (5.68)$$

$$\dot{\varphi}_{ME} = \frac{1}{D_1 \cdot D_3 - D_2 \cdot D_4} \cdot \left\{ D_4 \cdot \int Q_1(t) dt + D_1 \cdot \int Q_2(t) dt \right\} + C_2, \quad (5.69)$$

Szczegółowe rozwiązanie powyższych równań jest możliwe wówczas, gdy znane będą funkcję uogólnionych sił  $Q_1$  i  $Q_2$ . Przeprowadzona analiza wykorzystana została w początkowym etapie badania zjawisk zachodzących w układzie napędowym z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną. Ze względu na ciągłe zmiany wprowadzane w czasie badań rozpatrywanego układu napędowego badania symulacyjne oparto na składowych modelach poszczególnych elementów układu napędowego, które opisano w rozdziale 5.4.

## 5.4 Modele składowe układu napędowego użyte do symulacji w środowisku Matlab/Simulink

### 5.4.1 Model przekładni planetarnej

Równanie przekładni planetarnej przedstawione w rozdziale 4 odnoszą się do stanu ustalonego i powołują się na relacje pomiędzy momentami i prędkościami podczas działania w stanie ustalonym. W tym punkcie pracy wyprowadzone równania odnoszą się do działania przekładni planetarnej w stanach nieustalonych. Równania te obejmują przyspieszenie poszczególnych członów oraz ich momenty bezwładności przyjmując sprawność przekładni planetarnej  $\eta_p=1$ . Wprowadzenie do równań (4.19) (4.23) przyspieszenia oznacza, że równowaga momentów zostaje zachowana i równania przyjmują formę

$$M_1 + M_J \cdot \left( \frac{1}{1-i_0} \right) = J_1 \cdot \dot{\omega}_1 + J_J \cdot \dot{\omega}_J \cdot \left( \frac{1}{1-i_0} \right) \quad (5.70)$$

$$M_3 - M_J \cdot \left( \frac{i_0}{1-i_0} \right) = J_3 \cdot \dot{\omega}_3 - J_J \cdot \dot{\omega}_J \cdot \left( \frac{i_0}{1-i_0} \right) \quad (5.71)$$

Prędkości kątowe poszczególnych członów przekładni planetarnej określa zależność

$$\omega_J = \omega_1 \cdot \left( \frac{1}{1-i_0} \right) - \omega_3 \cdot \left( \frac{i_0}{1-i_0} \right). \quad (5.72)$$

### 5.4.2 Model oporów ruchu

Moment oporu ruchu samochodu w pracy wyrażono jako suma momentu wynikającego z działania siły oporu toczenia i powietrza.

$$M_{OR} = (F_T + F_P) \cdot r_d, \quad (5.73)$$

siła oporu toczenia  $F_t$ , przy zerowym kącie wzdłużnego pochylenia drogi wynosi

$$F_T = f_t \cdot m \cdot g, \quad (5.74)$$

gdzie:  $f_t$  - współczynnik oporu toczenia,

$m$  - masa pojazdu,

g - przyspieszenie ziemskie.

Siła oporu powietrza  $F_p$

$$F_p = c_x \cdot A \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (5.75)$$

gdzie:  $c_x$  - współczynnik oporu powietrza,

A - powierzchnia czołowa pojazdu,

v - prędkość pojazdu,

$\rho$  - gęstość powietrza.

### 5.4.3. Model kół napędzanych

Moment obrotowy na kołach napędzanych ( $M_{KP}$ ) jest równoważony siłą obwodową  $F_N$ , działającą w obszarze styku koła z nawierzchnią drogi i wynosi

$$M_{KP} = F_N \cdot r_d \quad (5.76)$$

Siła obwodowa  $F_N$  jest równoważona siłą przyczepności

$$M_{KP} = \mu \cdot Z_{KP}, \quad (5.77)$$

Wartość współczynnika przyczepności  $\mu$  jest zależna od poślizgu wzdłużnego i określona równaniem

- w przypadku rozpędzania

$$S_x = 1 - \frac{v \cdot r_d}{\omega_{KP}}, \quad (5.78)$$

- w przypadku hamowania

$$S_x = 1 - \frac{\omega_{KP}}{v \cdot r_d}. \quad (5.79)$$

#### 5.4.4. Model zachowania kierowcy

Oddziaływanie kierowcy na układ napędowy opisano w funkcji różnicy pomiędzy prędkością zadaną  $v_d$ , a prędkością chwilową samochodu  $v$ . Moment hamujący  $M_h$  generowany jest za pomocą regulatora typu P, którego wzmocnienie dobrano według zależności [101]

$$M_h = k_h \cdot (v_d - v_p), \quad (5.80)$$

Maksymalną wartość momentu hamującego wyznaczono z warunku wymaganej wartości siły hamującej [101].

#### 5.4.5. Model silnika o zapłonie iskrowym

Tłokowy silnik spalinowy ZI jest obiektem dynamicznym, którego działaniu towarzyszą procesy akumulacji masy i energii. Złożoność zjawisk towarzyszących pracy silnika wiąże się z trudnościami w ujęciu ich modelem matematycznym. Dlatego do badania proponowanego układu napędowego wykorzystano model silnika spalinowego oparty na mapach: momentu obrotowego, zużycia paliwa i emisji (CO, HC, NOx). Zatem quasi-statyczny moment obrotowy silnika wyrażony jest funkcją

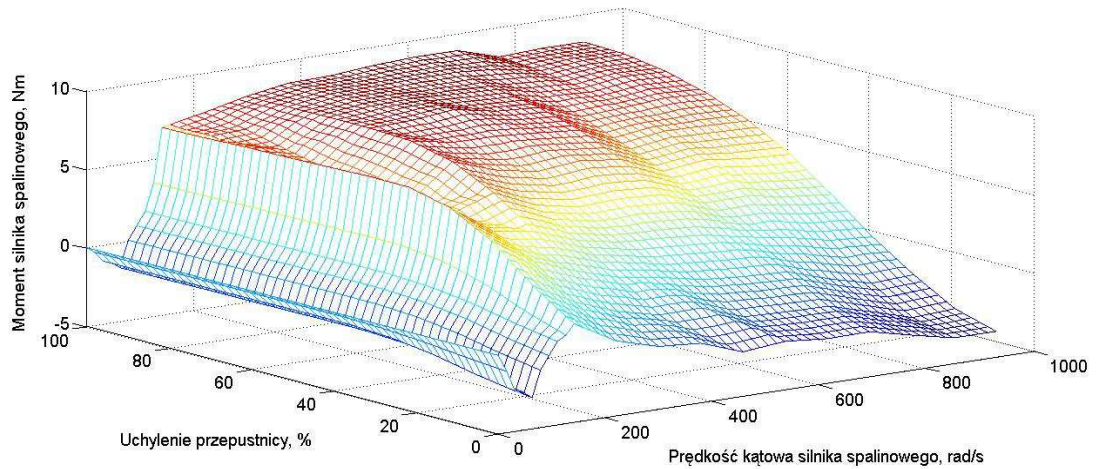
$$M_0 = f(\Theta, \omega_D), \quad (5.81)$$

Natomiast dynamiczny moment obrotowy na wale korbowym wyrażony jest jako:

$$M_D = M_0 - J_D \cdot \frac{d\omega_D}{dt}, \quad (5.82)$$

Jednak z powodu braku dostępu do danych z badań laboratoryjnych silnika spalinowego z pojazdu typu buggy (o pojemności 150 cm<sup>3</sup>) do badań symulacyjnych wykorzystano mapy uzyskane z danych eksperymentalnych silnika samochodu osobowego Fiat Punto 1.2, które przeskalowano w całym zakresie prędkości obrotowej, uchylenia przepustnicy oraz momentu obrotowego. Wartość maksymalną momentu obrotowego przyjęto identyczną do podawanej przez producenta czyli 8,5 Nm dla rzeczywistego silnika o pojemności 150 cm<sup>3</sup>. Z uwagi na wykorzystanie momentu hamującego silnika spalinowego do odzysku energii podczas hamowania, moment napędowy  $T_D$  może przybierać również wartość ujemną. Wartość

momentu oporowego dobrano doświadczalnie. Charakterystykę statyczną silnika doświadczalnego przedstawiono na rysunku 5.11.



Rys.5.12. Charakterystyka statyczna silnika doświadczalnego

Na podstawie otrzymanych z badań eksperymentalnych parametrów procesu generowania momentu obrotowego w silniku spalinowym wykonano model silnika spalinowego w środowisku *MATLAB/Simulink*.

#### 5.4.6 Model maszyny elektrycznej

Do sterowania przełożeniem kinematycznym przekładni planetarnej wykorzystano maszynę elektryczną z magnesami trwałymi. Model symulacyjny maszyny elektrycznej opisany został za pomocą równań Lagrange'a w postaci:

$$\frac{di(t)}{dt} = \frac{1}{L_t} u_z(t) - \frac{R_t}{L_t} i(t) - \frac{K_e}{L_t} \omega_{ME}(t), \quad (5.83)$$

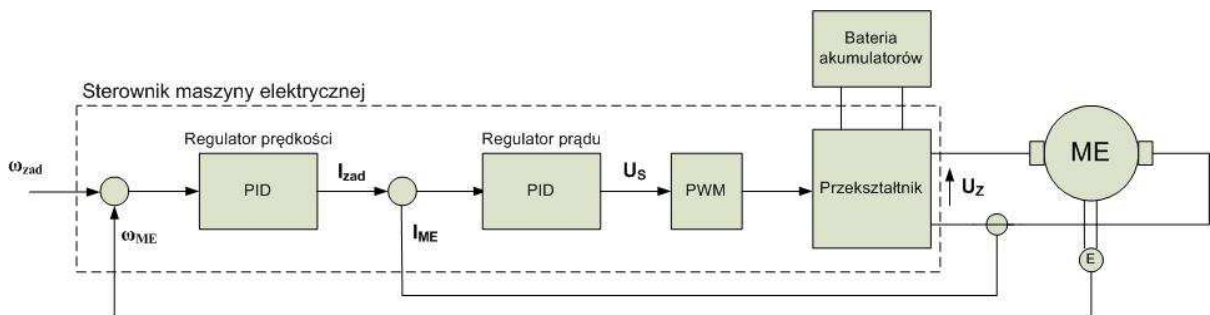
$$\frac{d\omega_{ME}(t)}{dt} = \frac{K_m}{J_b} i(t) - \frac{1}{J_b} M_{ME}(t), \quad (5.84)$$

Model maszyny elektrycznej rozpatrywany jest jako obiekt o dwóch wejściach do których należy: napięcie zasilania ( $u_z$ ) i moment obciążenia maszyny elektrycznej ( $M_{ME}$ ) oraz dwóch sygnałach wyjściowych: prąd ( $i$ ) oraz prędkość kątowna maszyny elektrycznej ( $\omega_{ME}$ ). Stałe silnika określone są za pomocą:  $R_t$ ,  $L_t$ ,  $J_b$ ,  $K_e$ ,  $K_m$ .

### 5.4.7. Model sterownika maszyny elektrycznej

Sterownik maszyny elektrycznej jest przekształtnikiem mostkowym kontrolowanym przez układ mikroprocesorowy. Jego regulacja opiera się na regulacji napięcia zasilającego silnik (PWM%), tak aby mógł pracować z żadaną prędkością wytwarzając przy tym odpowiedni moment. Źródłem zasilania układu sterowania jest bateria akumulatorów. Do sterowania przepływem mocy z baterii akumulatorów do maszyny elektryczną układ sterowania zawiera regulator prędkości nadrzędny względem regulatora prądu. Oba regulatory są regulatorami PID z ograniczonym wyjściem członu całkującego i różniczkującego.

Regulacja prędkości realizowana jest sterowniku poprzez pierwszy regulator PID. Prędkość odczytana z wału maszyny elektrycznej  $\omega_{ME}$  porównywana jest z prędkością żadaną maszyny elektrycznej  $\omega_{zad}$ , a następnie uchyb wprowadzony jest na regulator PID. Sygnał wyjściowy ograniczony do wartości minimalnej i maksymalnej stanowi wartość żadaną  $I_{zad}$  dla regulatora prądu. Ograniczenie wartości chwilowej prądu maszyny elektrycznej, dokonywane jest przez regulator. Wartości maksymalne i minimalne prądu są ustawione według wartości podanej przez producenta maszyny elektrycznej. Wartość żadana prądu jest porównywana z wartością chwilową prądu i następnie uchyb jest podawany na drugi regulator PID. Regulator prądu wypracowuje wartość napięcia sterującego  $U_s$ , na podstawie którego układ przekształtnikowy generuje napięcie zasilające maszynę elektryczną  $U_z$ .



Rys. 5.13. Struktura regulacji maszyny elektrycznej

Model matematyczny przekształtnika jako układu linowego opisany jest równaniem

$$G_p(s) = \frac{U_z(s)}{U_s(s)} = k_p \cdot e^{-sT_p} = \frac{k_p}{1 + sT_p}, \quad (5.85)$$

#### 5.4.8 Model baterii akumulatorów

W napędach elektrycznych i hybrydowych pojazdów stosowane są najczęściej akumulatory żelowe, ołowiowo- kwasowe, niklowo – wodorkowe (NiMH) oraz litowo – jonowe (Li-ion). W pracy wykorzystano model symulacyjny baterii Li-ion, który uwzględnia fazę rozładowania i fazę ładowania.

#### Model rozładowania baterii Li-Ion ( $i^* > 0$ ) [148]

Model rozładowania baterii Li-ion oddaje precyzyjnie dynamikę zmian napięcia przy zmieniającym się prądzie. Model ten uwzględnia wyrażenie odnośnie napięcia polaryzacyjne

$$K \frac{Q}{Q-it} \cdot it, \quad (5.86)$$

oraz składnik dotyczący rezystancji polaryzacyjnej

$$K \frac{Q}{Q-it} \cdot i^*. \quad (5.87)$$

Napięcie akumulatora w modelu rozładowania baterii wyrażone jest jako

$$V_{batt} = E_0 - K \frac{Q}{Q-it} \cdot it - R \cdot i + A \exp(-B \cdot it) - K \frac{Q}{Q-it} \cdot i^*, \quad (5.88)$$

gdzie:

$V_{batt}$  - napięcie baterii (V)

$E_0$  - stałe napięcie baterii (V)

$K$  - stała polaryzacyjna (V/Ah) lub rezystancja polaryzacyjna ( $\Omega$ )

$Q$  - pojemność baterii (Ah)

$it = \int idt$  - aktualna pojemność baterii (Ah)

$A$  - amplituda strefy wykładniczej (V)

$B$  - odwrotna stała czasowa strefy wykładniczej ( $\text{Ah}^{-1}$ )

$R$  - rezystancja wewnętrzna baterii ( $\Omega$ )

$i$  - prąd baterii (A)

$i^*$  - przefiltrowany prąd (A)

Specyfika modelu polega na wykorzystaniu przefiltrowanego prądu ( $i^*$ ) przepływającego przez rezystancję polaryzacji.



## Model ładowania baterii Li-Ion ( $i^* < 0$ ) [148]

Zachowanie podczas ładowania w szczególności w końcowym etapie ładowania (End Of Charge) EOC jest zależne od typu baterii. W bateriach litowo-jonowe podobnie jako w baterii ołowiowo – kwasowych napięcie gwałtownie wzrasta kiedy stopień naładowania osiąga maksymalną wartość. To zjawisko zamodelowano w wyrażeniu rezystancji polaryzacyjnej. W trybie ładowania rezystancja polaryzacyjna wzrasta aż bateria zostanie w pełni naładowana ( $it=0$ ). Powyżej tego punktu rezystancja polaryzacyjna wzrasta gwałtownie. Rezystancja polaryzacyjna w modelu ładowania różni się od modelu rozładowania (5.88). Eksperymenty wykazały, że udział rezystancji polaryzacyjnej powodują jej spadek o ok. 10% pojemności baterii przez to rezystancja polaryzacyjna wynosi

$$K \frac{Q}{it - 0.1 \cdot Q}, \quad (5.89)$$

Podobnie jak w modelu rozładowania napięcie wykładnicze baterii Li-ion jest wyrażone przez

$$A \exp(-B \cdot it), \quad (5.90)$$

Kompletny model baterii Li-ion w czasie ładowania wyrażony jest zależnością

$$V_{batt} = E_0 - K \frac{Q}{it - 0.1 \cdot Q} \cdot i^* - K \frac{Q}{Q - it} \cdot it + A \exp(-B \cdot it), \quad (5.91)$$

Założenia do modelu

- 1) Wewnętrzna rezystancja jest stała podczas ładowania i rozładowania. Nie zmienia się również podczas zmian amplitudy prądu.
- 2) Parametry pochodzące z cyklu rozładowania są przyjęte do cyklu ładowania
- 3) Pojemność baterii akumulatorów nie zmienia się wraz z amplitudą prądu (brak efektu Peukerta)
- 4) Temperatura nie wpływa na zachowanie się modelu
- 5) Nie uwzględniono samorozładowania się baterii
- 6) Baterię akumulatorów nie mają efektu pamięci

Stopień naładowania baterii jest określony jako:

$$SOC = 100\% \cdot \left( 1 - \frac{1}{Q} \cdot \int_0^t i(t) dt \right). \quad (5.92)$$

Zmienia się od 0 % do 100%, gdzie 100% oznacza w pełni naładowaną baterię, a 0% w pełni rozładowaną.

## 6. Obiekt Badań

### 6.1 Pojazd doświadczalny

Badania układu napędowego z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną wykonano na podstawie pojazdu typu buggy KINROAD XT150. Pojazd ten jest pojazdem dwuosobowym czterokołowym (rys. 6.1), wyposażonym w klasyczny układ napędowy, z silnikiem spalinowym o pojemności 150 cm<sup>3</sup> i mocy 9 kW oraz przekładnie bezstopniową CVT z pasem gumowym.



Rys. 6.1. Pojazd typu Buggy

Posiada on również dwa niezależne fotele, co jest bardzo pomocne podczas prób drogowych. Zestawienie podstawowych danych pojazdu doświadczalnego przedstawiono tabeli 6.1

Tabela 6.1. Podstawowe parametry techniczne pojazdu KINROAD XT150

Hamulce:	tarczowy /tarczowy
Zbiornik paliwa:	12 litrów
Akumulator:	12V/9Ah
V-max:	60km/h
Długość:	2330 mm
Szerokość:	1480 mm
Wysokość	1480 mm
Rozstaw osi	1560 mm
Masa	246 kg

Opony	21x7-10/22x11-10
-------	------------------

## 6.2. Silnik spalinowy

Jednostkę napędową stanowi czterosuwowy silnik jednocylindrowy o pojemności 150 cm<sup>3</sup>. Silnik ten chłodzony jest powietrzem. Parametry silnika przedstawiono w tabeli 6.2. Silnik ten wyposażony jest w zapłon elektroniczny, a prędkość obrotowa sterowana jest za pomocą regulowanej przepustnicy połączonej z dźwignią pedału gazu.

Tabela 6.2 Parametry silnika

Silnik:	150 ccm. 1-cylinder. 4-suw, chłodzony. powietrzem
Zapłon:	CDI
Maks. moc:	7 kW / 7500 obr/min
Maks. moment obrotowy.:	8,5 Nm/ 7000 obr/min

## 6.3. Przekładnia planetarna

Jako przekładnię planetarną wybrano przekładnię PH4 firmy STOBBER (rys. 6.2.) którą ułożyskowano z obu stron. Przekładnia ta charakteryzuje się wysoką niezawodnością oraz elastycznym systemem połączeń.



Rys. 6.2. Przekładnia planetarna firmy STOBBER

Zbudowana jest z wysoko wytrzymałych i lekkich materiałów. Zoptymalizowane mikrogeometria zębów przekładni umożliwia przenoszenie wysokich momentów przy znacznie mniejszych wymiarach. Przekładnia o podanych w tabeli Tabela 6.3 parametrach znajdują się w wyposażeniu Katedry Pojazdów Drogowych i Rolniczych.

Tabela 6.3 Parametry przekładni

Parametry	Wartość
Przełożenie przekładni	-6
koło słoneczne	18 zębów
koło satelity	45 zębów
koło koronowe	108 zębów
masa	3,9 kg
Moment bezwładności	0,000089 kgm <sup>2</sup>

#### 6.4. Maszyna elektryczna

Do sterowania prędkością koła centralnego przekładni planetarnej zastosowano silnik elektryczny MARS z magnesami trwałymi (rys.6.3). Jest to silnik bezszczotkowy BLDC o mocy 7kW (szczytowo 21KW). Silniki bezszczotkowe najlepiej nadają się do pracy w układach hybrydowych, gdzie często wymagana jest szybka zmiana prędkości i kierunku pracy silnika. Na szczególną uwagę zasługują wysoka sprawność tego silnika (ponad 90%) w zakresie napięć 24-72V oraz mała masa, która wynosi zaledwie 12 kg. Silnik ten umożliwia pracę w dwóch trybach: praca silnikowa lub generatorowa, co jest niezwykle ważne w napędzie hybrydowym. Prąd jaki może płynąć przez uzwojenie silnika podczas ciągłej pracy przy napięciu 72 V wynosi 85 A, a prąd chwilowy wynosi aż 300A. W tabeli 6.3 zestawiono parametry silnika MARS.



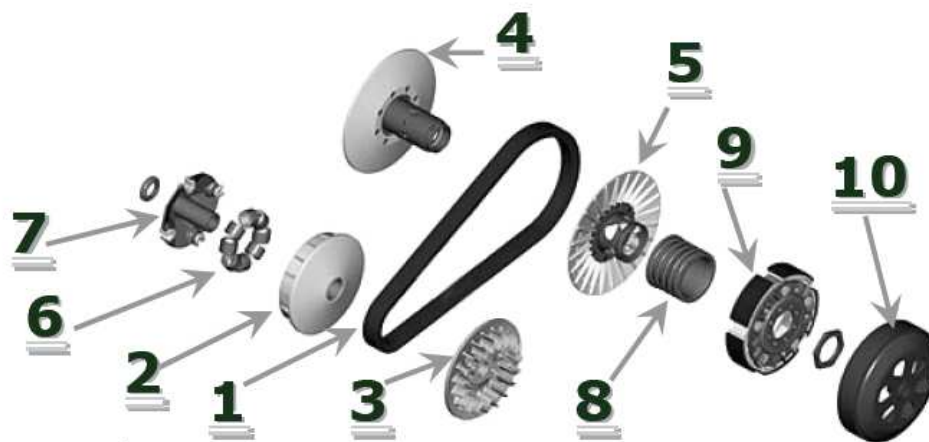
Rys. 6.3. Silnik MARS

Tabela 6.3 Parametry silnika MARS

Parametry	Wartość
Moc	Moc 7kW (szczytowo 21KW)
Napięcie	24-72 V
Prąd ciągły	85 A
Prąd chwilowy	300 A
Masa	12 kg
Sprawność	90%

### 6.5. Układ napędowy

Pojazd typu Buggy wyposażono fabrycznie w automatyczną skrzynię biegów z biegiem wstecznym, współpracującą z układem zębatek i rolkowym łańcuchem dwurzędowym. Automatyczna skrzynia biegów jest sterowaną prędkościowo przekładnią bezstopniową typu CVT z pasem gumowym i sprzęgłem odśrodkowym na wyjściu. Przykład takiego rozwiązania pokazano na rys. 6.4. Na wale korbowym silnika umieszczone są koła stożkowe (2 i 3), przy czym jedno z kół jest ustalone na wale (3), zaś drugie (2) może się przesuwac. Elementem ustalającym kątowno przesuwne koło stożkowe jest zabierak (7). Pomiędzy zabierakiem a przesuwne koło stożkowe znajdują się rolki (6), które na skutek działania siły odśrodkowej wymuszają przesunięcie koła stożkowego. Na wale wyjściowym przekładni znajduje się druga para kół stożkowych (4 i 5), przy czym na koło przesuwne działa sprężyna (8), generująca siłę docisku paska (1). Koła te mogą obracać się wraz z tarczą kotwiczną sprzęgła odśrodkowego (9), natomiast wał wyjściowy przekładni połączony jest z bębne sprężgła odśrodkowego (10) [161].



Rys. 6.4. Przekładnia bezstopniowa [161]

Przekładnia pasowa umieszczona jest z lewej strony pojazdu (rys. 6.5).



Rys.6.5. Przekładnia pasowa (widok z przodu)

## 6.6. Dobór parametrów układu przeniesienia napędu

Dobór zakresu przełożeń oraz analizę kinematyczną proponowanego układu wykonano na bazie pojazdu typu buggy KINROAD XT150. Pojazd ten, jak podano wyżej, wyposażony jest w silnik spalinowy o pojemności 150 cm<sup>3</sup> i mocy 9 kW oraz w przekładnię bezstopniową CVT z pasem gumowym.

Zaproponowany przez autora pracy układ znacznie różni się od tradycyjnego układu napędowego ponieważ innowacyjne rozwiązanie oparte jest na prostej przekładni planetarnej o dwóch stopniach swobody, w której relację pomiędzy prędkościami poszczególnych kół przekładni planetarnej określa wzór Willisa.

$$i_0 = \frac{\omega_1 - \omega_j}{\omega_3 - \omega_j}, \quad (6.1)$$

W celu wyznaczenia zakresu wymaganych przełożeń układu napędowego pojazdu należy wziąć pod uwagę granicę pola sterowań. Głównym ograniczeniem tego obszaru jest zakres prędkości silnika spalinowego i maszyny elektrycznej wynikających z ich ograniczeń konstrukcyjnych. Silnik spalinowy ze względu na charakter pracy, czyli spalanie ładunku w komorze cylindra dopiero powyżej kilkuset obrotów potrafi pokonać własne opory i generować moment użyteczny. Tak więc można przyjąć, że zakres prędkości pracy silnika spalinowego mieści się pomiędzy prędkością minimalną  $\omega_{s \min}$  i prędkością maksymalną  $\omega_{s \max}$ , które ogranicza konstrukcja silnika. Maszyna elektryczna w przeciwieństwie do silnika

spalinowego może generować moment użyteczny już od zerowych obrotów oraz umożliwia również zmianę kierunku obrotów, co pozwala na poruszanie się pojazdu do tyłu. Ze względów konstrukcyjnych oraz maksymalnej mocy silnika zakres prędkości użytecznych maszyny elektrycznej mieści się pomiędzy prędkością maksymalną  $\omega_{ME \max}$  i prędkością w kierunku przeciwnym  $-\omega_{ME \max}$ . Pole sterowań jest również ograniczone zakresem przełożeń układu napędowego. Przełożenie maksymalne uzależnione jest od maksymalnej mocy przekazywanej do kół, a przełożenie minimalne wynika z maksymalnej prędkości pojazdu. Prędkość ta bezpośrednio wynika z oporów ruchu i masy pojazdu. Wyznacza ją punkt przecięcia krzywej mocy maksymalnej przekazywanej do kół pojazdu dla najszybszego przełożenia z krzywą mocy oporów ruchu na drodze poziomej. Do oporów ruchu zalicza się przede wszystkim siły zewnętrzne, które działają na pojazd w kierunku przeciwnym do ruchu pojazdu. Należą do nich opór toczenia, opór powietrza, opór wzniesienia, opór bezwładności [137]. Jednak na potrzeby tej analizy pod uwagę wzięto tylko opory powietrza i toczenia. Na opór toczenia składa się opór toczenia wszystkich kół pojazdu, które określa równanie (5.44).

Największy udział we wszystkich oporach ruchu pojazdu ma opór powietrza. Występuje on ze względu na ruch pojazdu w ośrodku gazowym jakim jest otaczające powietrze, który znajdują się pod wpływem siły aerodynamicznej. Opór powietrza wyraża zależność (5.45).

Moc potrzebną do pokonania oporu toczenia i powietrza określono jako moc oporów podstawowych  $P_{OP}$  i wyrażono jako:

$$P_{OP} = v \cdot (c_1 + c_2 \cdot v^2) \quad (6.2)$$

gdzie:  $c_1$  – stała oporów toczenia,

$c_2$  – stała oporów powietrza.

W proponowanym rozwiązaniu układu napędowego wykorzystano dwie jednostki napędowe: silnik spalinowy o mocy 7 kW oraz maszynę elektryczną o mocy ciągłej 7 kW (szczytowo 21 kW). W celu wyznaczenia maksymalnej mocy jakie mogą generować obie jednostki napędowe należy określić warunek sumy momentów przekładni planetarnej, które opisuje zależność (4.8)

$$M_1 + M_J + M_3 = 0 \quad (6.3)$$

Jeśli moment na kole koronowym, które jest połączone przez przekładnię  $G_2$  z kołami pojazdu przyjmujemy równy zero  $M_3=0$  to warunek równowagi momentów przekładni planetarnej wynosi:

$$M_J = -M_1 \cdot (1 - i_0) \quad (6.4)$$

Po uwzględnieniu przekładni dodatkowej na jarzmie, połączonej z silnikiem spalinowym otrzymamy zależność pomiędzy momentem silnika spalinowego  $M_D$  i momentem maszyny elektrycznej  $M_{ME}$

$$M_D = -M_{ME} \cdot (1 - i_0) \cdot i_{G1} \quad (6.5)$$

Maksymalny moment przekazywany do maszyny elektrycznej z silnika spalinowego zależy od przełożenia przekładni planetarnej i przełożenia przekładni dodatkowej  $G_1$ . Jednak ze względu do brak znajomości na tym etapie pracy wartości przełożenia dodatkowego przekładni  $G_1$  potrzebnej do oszacowania maksymalnej mocy jaka może zostać przekazywana do kół pojazdu uwzględniono warunek równowagi sterowania przepływem mocy w przekładni planetarnej. Jeśli moc na kole koronowym (koła pojazdu) będzie większa lub równa zero  $P_3 \geq 0$  to moc maszyny elektrycznej nie może być większa od mocy silnika spalinowego, czyli

$$P_1 \leq P_J \quad (6.6)$$

Z tego powodu możemy przyjąć, że maksymalna moc maszyny elektrycznej jest równa maksymalnej mocy silnika spalinowego, czyli  $P_J = P_1 = 7 \text{ kW}$ . Tak więc maksymalna moc na kole koronowym (koła pojazdu) może być wyrażona jako:

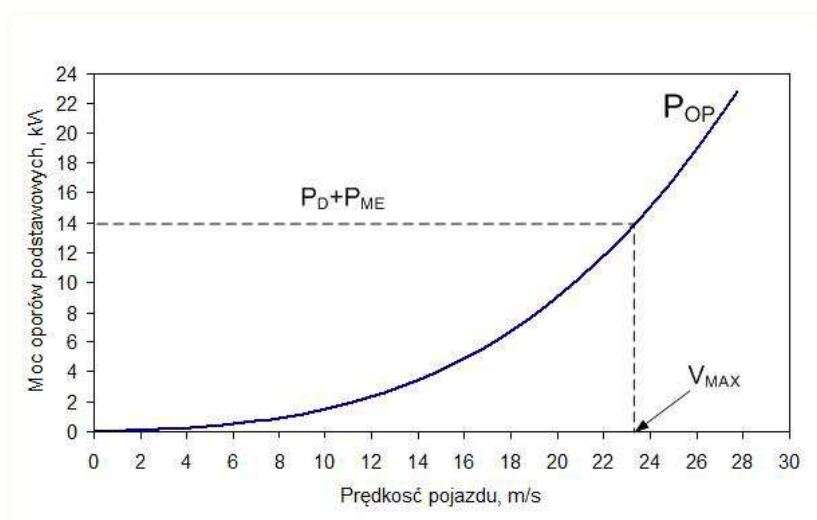
$$P_{KP} = (P_D + P_{ME}) \cdot \eta_{UN} \quad (6.7)$$

Przy założeniu, że sprawność układu przeniesienia napędu wynosi  $\eta_{UN}=1$  to maksymalna moc przekazywana do kół w pewnym zakresie prędkości pojazdu (gdy  $\omega_s < 0$ ) jest równa sumie mocy jednostki spalinowej i maszyny elektrycznej, to po uwzględnieniu maksymalnej mocy silnika spalinowego moc na kołach wynosi:

$$P_{KP} = (P_D + P_{ME}) = 7 \text{ kW} + 7 \text{ kW} = 14 \text{ kW} \quad (6.8)$$



W celu określenia maksymalnej prędkości pojazdu zestawiono maksymalną moc układu napędowego z mocą oporów ruchu w funkcji prędkości pojazdu (rys. 6.6). Dla przyjętych parametrów pojazdu rozważana jest moc oporów ruchu wyznaczona w funkcji prędkości pojazdu. Punkt przecięcia, maksymalnej mocy na kołach  $P_{D+P_{ME}}$  z krzywą mocy oporów ruchu  $P_{OP}$ , wyznacza nam maksymalną prędkość  $v_{max}$ , jaką może osiągnąć pojazd na prostej i poziomej drodze (rys.6.6).

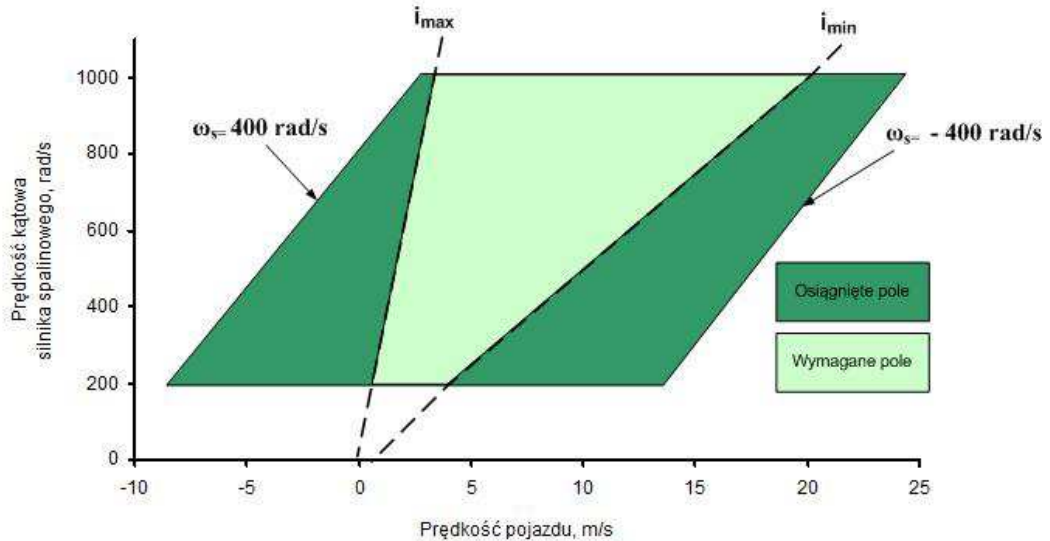


Ryc. 6.6. Moc oporów ruchu pojazdu w funkcji prędkości

Znając prędkość maksymalną pojazdu, można wyznaczyć przełożenie minimalne układu napędowego. Przełożenie maksymalne natomiast, wynika z maksymalnej mocy jaką możemy przenieść na koła pojazdu. Moc ta ograniczona jest masą pojazdu oraz przyczepnością kół osi napędzanej do nawierzchni jezdni, po przekroczeniu, której wystąpić może poślizg kół. Maksymalna moc napędowa jaką można przenieść na koła pojazdu w danych warunkach określa zależność:

$$P_T = v \cdot (\mu + f_r) \cdot m \cdot g , \quad (6.9)$$

Uwzględniając tą zależność można wyznaczyć linie ograniczające zakres pola sterowań przełożeniem układu napędowego dla danego pojazdu. Zakres ten przedstawiony jest w formie trapezu (rys. 6.7) symbolizującego obszar zapotrzebowania na moc pojazdu, którego pole ograniczane jest liniami prędkości minimalnej i maksymalnej silnika spalinowego oraz przełożeniem minimalnym i maksymalnym układu napędowego. W idealnym rozwiązaniu możliwe jest sterowanie przełożeniem układu napędowego w całym zakresie tego obszaru.



Rys. 6.7. Zakres pola sterowań przełożeniem układu napędowego

W proponowany rozwiązaniu do zmiany przełożenia układu napędowego wykorzystano elektrycznie sterowaną przekładnię planetarną w której wszystkie osie są swobodne. Bezstopniową zmianę jej przełożenia uzyskują się poprzez odpowiednie sterowanie prędkością koła słonecznego za pomocą maszyny elektrycznej. Jednak konstrukcja układu pojazdu KINROAD XT150 wymaga zastosowania dodatkowych przekładni  $P_1$  łączącej silnik spalinowy oraz przekładni  $P_2$  łączącej koło koronowe przekładni planetarnej z kołami pojazdu. Przekładnie te mają stałe przełożenie równe  $i_{p1}$  oraz  $i_{p2}$ . Przy uwzględnieniu przełożenia dodatkowych przekładni  $P_1$  i  $P_2$ , wartość przełożenia przekładni planetarnej wynosi:

$$i_0 = \frac{\omega_{ME} - (\omega_{SS} \cdot i_{G1})}{(\omega_P \cdot i_{G2}) - (\omega_{SS} \cdot i_{G1})}. \quad (6.10)$$

Natomiast prędkość pojazdu w proponowanym układzie napędowym wykorzystującym posiadaną przekładnię planetarnej firmy STOBBER o przełożeniu równym  $i_0 = (-6)$  wyrażona jest wzorem:

$$v_{poj} = r_d \cdot \left( \frac{\omega_M - 7 \cdot (\omega_S \cdot i_{p1})}{-6 \cdot i_{p2}} \right). \quad (6.11)$$

Jak widać z powyższego wzoru prędkość pojazdu uzależniona jest od prędkości kątowej silnika spalinowego i maszyny elektrycznej. Dla zastosowanej jednostki spalinowej

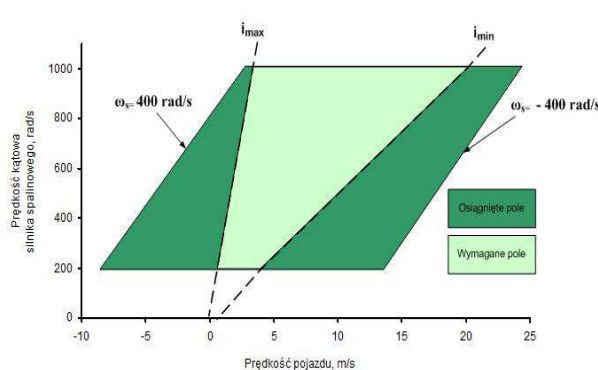
zakres prędkości kątowej wału korbowego wynosi od 200 do 900 rad/s, a zakres prędkości kątowej maszyny elektrycznej znajduje się w przedziale  $\pm 400$  rad/s. Zakresy prędkości obu jednostek napędowych wyznaczają zakres pola sterowań układu przeniesienia napędu pojazdu, który ograniczony jest liniami wymiarowymi wartości przełożeń  $i_{\max}$  i  $i_{\min}$  (kontur zaznaczony linią przerywaną, rys.6.8) oraz granicznej prędkości maszyny elektrycznej  $\omega_1=400$  rad/s i  $\omega_1=-400$  rad/s.

W celu najkorzystniejszego wypełnienia wymaganego pola sterowań układu przeniesienia napędu pojazdu poszukiwano wartości przełożenia dodatkowych przekładni  $G_1$  i  $G_2$ , które pozwolą na:

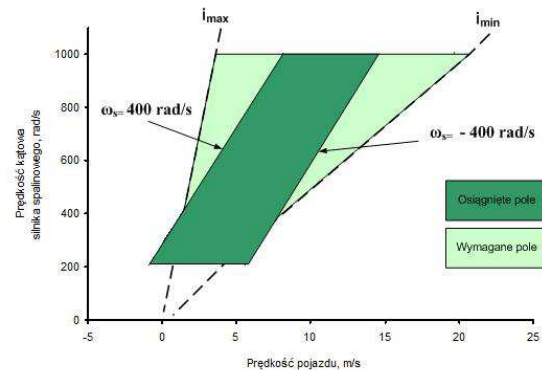
- pracę jednostki spalinowej w całym zakresie wymaganego pola sterowań,
- uzyskanie jak największej prędkości pojazdu w trybie elektrycznym,
- ograniczenie wymaganej mocy maszyny elektrycznej.

Na rysunku 6.8 przedstawiono dwa przykłady uzyskanego pola sterowań.

a)



b)

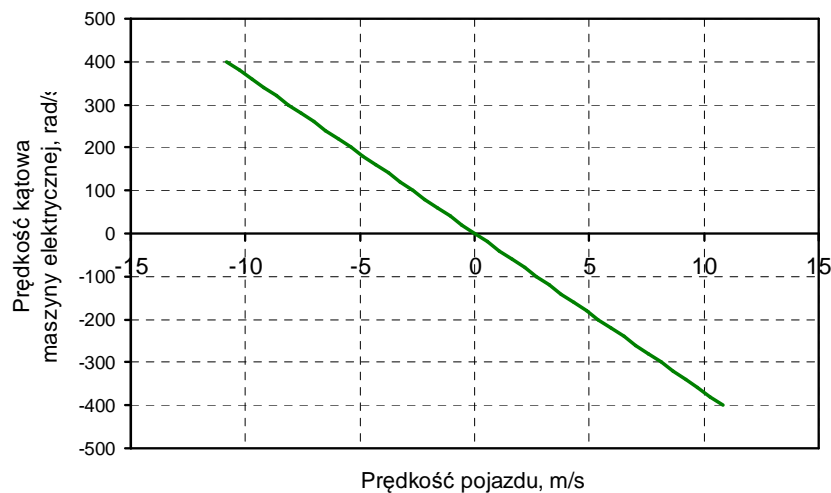


Rys. 6.8. Pole sterowań układu przeniesienia napędu: a) dla przełożenia  $i_{G1}=1/14$  i  $i_{G2}=1/1,8$ ; b) dla przełożenia  $i_{G1}=1/5$  i  $i_{G2}=1/6$

Jak wynika z rys. 6.8a, dzięki odpowiedniemu doborowi wartości wyżej wymienionych parametrów można uzyskać w pełni wypełnione pole sterowań. Zwiększając zakres pola sterowania oraz pełniej wykorzystując zakres prędkości kątowej silnika w całym zakresie prędkości pojazdu polepszamy sprawność oraz wskaźniki pracy danej jednostki napędowej. Jednak zwiększanie tego pola wymusza zastosowanie maszyny elektrycznej o większej mocy oraz konieczność magazynowania większej ilości energii w akumulatorach, co wiąże się z podwyższeniem masy pojazdu. Dlatego przy kształtowaniu zakresu pola sterowań głównie wzięto pod uwagę najkorzystniejsze warunki pracy danej jednostki napędowej oraz zakres

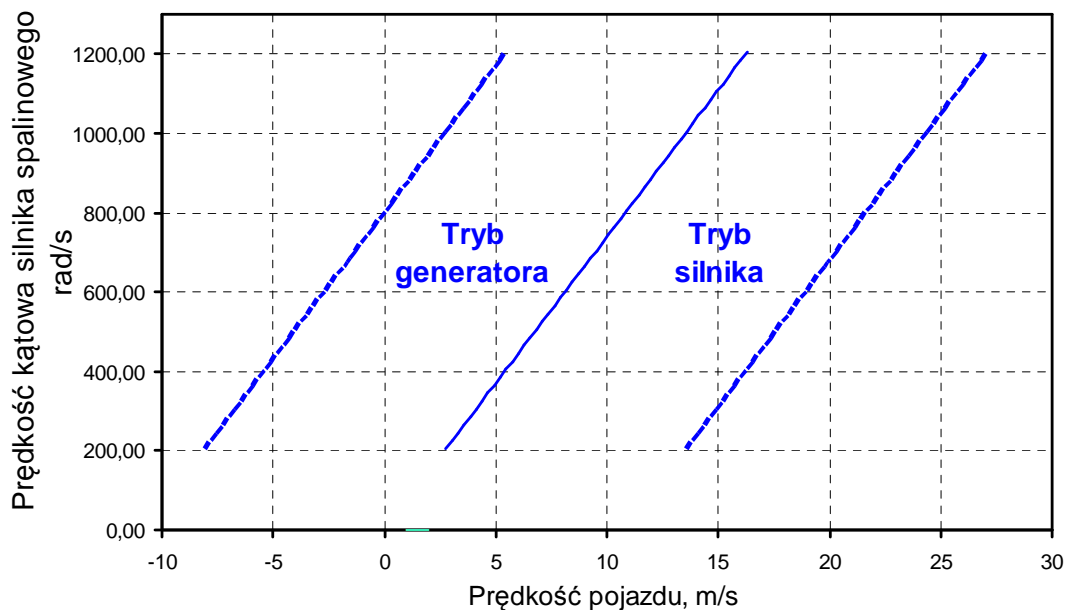
prędkości pojazdu w trzech głównych trybach (tryb hybrydowy, spalinowy i elektryczny [77]). W czasie ruszania, jazdy do tyłu oraz dla niskich prędkości pojazdu wykorzystywany jest tryb elektryczny. W trybie tym wał korbowy silnika spalinowego jest zablokowany za pomocą hamulca  $H_1$ , a do napędu wykorzystywana jest jedynie maszyna elektryczna, która zamienia energię chemiczną przechowywaną w baterii na energię mechaniczną. Tryb ten pozwala na zmniejszenie emisji zanieczyszczeń, ponieważ silnik spalinowy jest unieruchomiony. Zakres prędkości w trybie elektrycznym przedstawiono na rysunku 6.9.

W zakresie średnich prędkości, które są najczęściej wykorzystywane w ruchu drogowym obszar sterowania jest największy. Do napędu pojazdu wykorzystywane są wtedy obie jednostki napędowe, a przełożenie układu napędowego sterowane jest za pomocą maszyny elektrycznej.



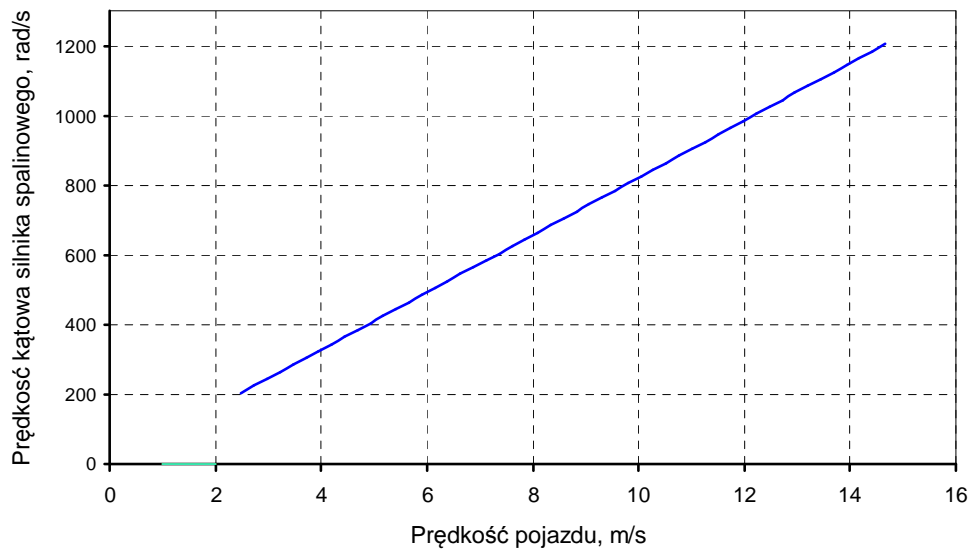
Rys.6.9. Zakres prędkości pojazdu w trybie elektrycznym

Na rys. 6.10 przedstawiono zakres prędkości pojazdu, gdzie przy niższych prędkościach pojazdu maszyna pracuje jako generator, a przy wyższych jako silnik.



Rys.6.10. Zakres prędkości pojazdu w trybie hybrydowym

Osiągnięty w ten sposób szeroki zakres przełożeń układu napędowego umożliwia sterowanie prędkością kątową jednostki spalinowej w zakresie największej sprawności co skutkuje zmniejszeniem zużycia paliwa oraz emisji związków toksycznych. W zakresie najwyższych prędkości pojazdu opory ruchu są znacznie większe dlatego zakres pola sterowań jednostki spalinowej skoncentrowany jest na wyższych prędkościach kątowych silnika spalinowego w których osiąga on najwyższą moc. Dodatkowo silnik spalinowy wspomagany jest przez maszynę elektryczną przez co możliwe jest osiągnięcie znacznie większej prędkości maksymalnej niż w tradycyjnym układzie napędowym. W zakresie wyższych prędkości pojazdu może być również wykorzystywany tryb spalinowy w którym tylko jednostka spalinowa służy do napędu pojazdu. Wał maszyny elektrycznej jest wtedy zablokowany a silnik spalinowy pracuje przy wyższym obciążeniu czyli w zakresie swojej największej sprawności.

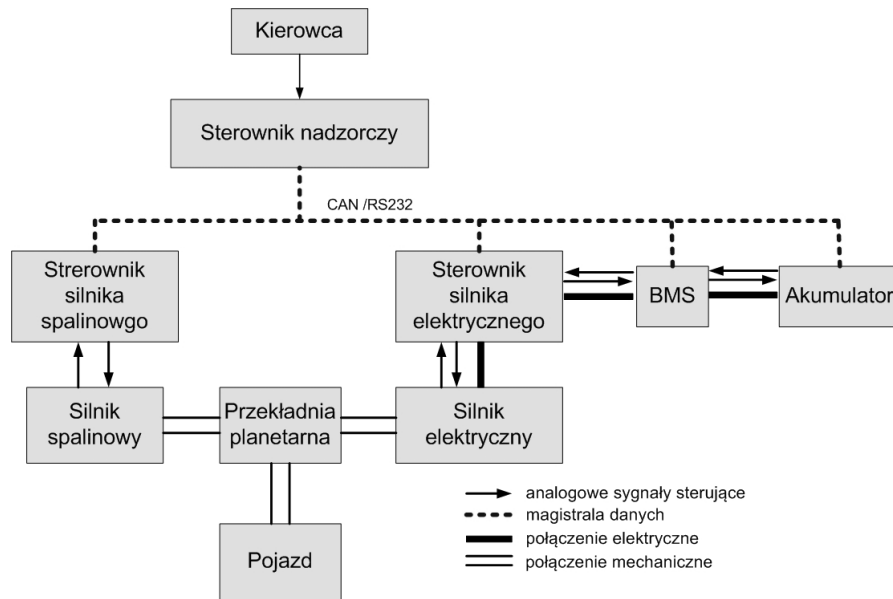


Rys.6.11. Zakres prędkości pojazdu w trybie spalinowym

## 7. Algorytm sterowania układem napędowym

Jak już wcześniej stwierdzono sprawność układu napędowego wykorzystujących dwie jednostki napędowe zależy od koncepcji ich współpracy oraz sposobu sterowania. Układ taki jest bowiem elementem złożonego układu energetycznego, który korzysta zarówno z energii wytworzonej w wyniku spalania paliwa w komorze cylindra jak i pobranej z baterii akumulatorów. Zmiana mocy silnika spalinowego jest zasadniczo uzyskiwana w wyniku zmiany napełnienia cylindrów świeżym ładunkiem. W większości silników zmianę napełnienia uzyskuje się przez odpowiednią zmianę kąta uchylenia przepustnicy, usytuowanej w kolektorze dolotowym [12,13,52,53,55,84]. Właśnie dlatego zdecydowano, że najlepszym sposobem na sterowanie mocą silnika będzie sterowanie uchyleniem przepustnicy. Taki sposób nie ingeruje w układ sterowania silnika ani w jego mapy i algorytmy sterowania. Silnik elektryczny w odróżnieniu od spalinowego przekształca energię elektryczną na pracę mechaniczną. Niestety dostarczenie tej energii w pojeździe wiąże się wieloma trudnościami. Dlatego sposób sterowania przepływem energii z obu jednostek napędowych ma znaczący wpływ na własności ruchowe, sprawność energetyczną i emisję substancji szkodliwych. Uzyskanie prawidłowego rozwiązania problemu sterowania rozpatrywanym układem napędowym wymaga uwzględnienia specyfiki działania elementów wchodzących w jego skład tj. silnika spalinowego, sterownika maszyny elektrycznej oraz baterii akumulatorów. Mimo, że w ostatnich latach nastąpił znaczny postęp w kwestii baterii akumulatorów to dostępne ogniwa wymagają odpowiedniego użytkowania co związane jest z trudnymi warunkami pracy oraz większą wymaganą trwałością. Istnieje więc potrzeba opracowania takiego algorytmu sterowania, który uwzględni powiązania energetyczne tych obiektów oraz możliwości sterowania poszczególnymi jednostkami napędowymi.

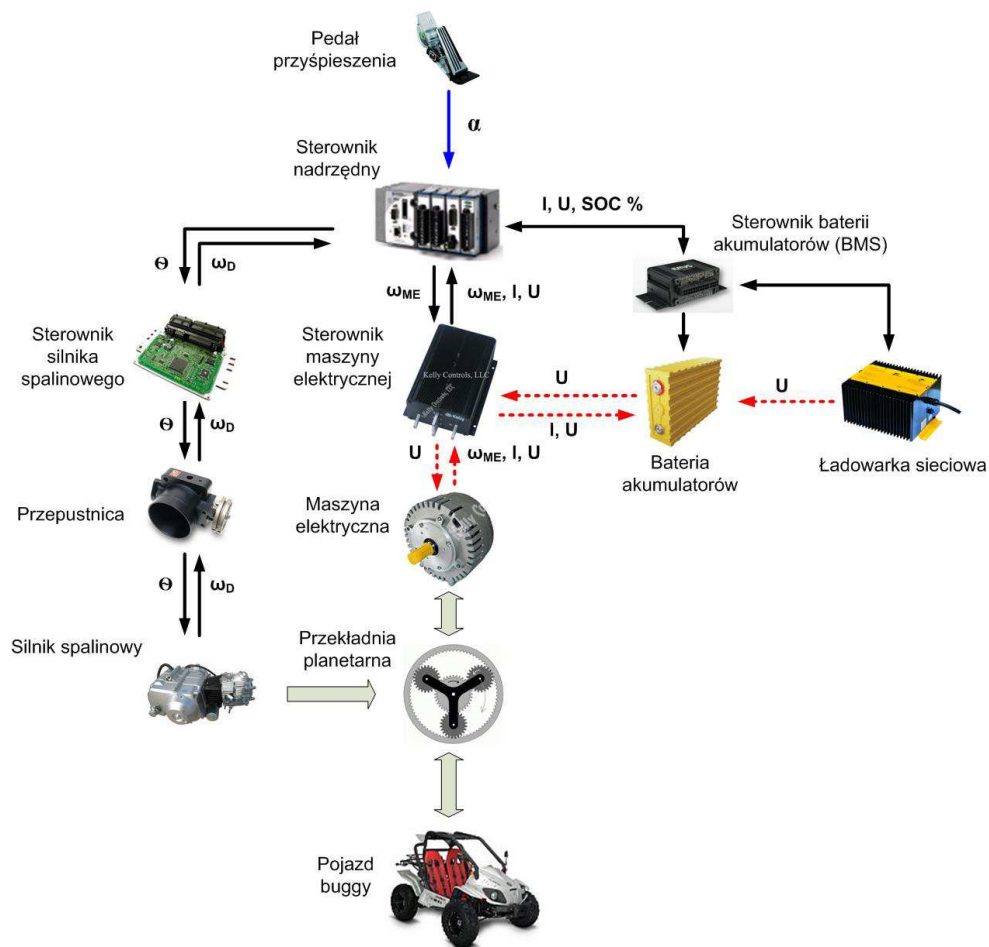
Taki układ napędowy mimo prostej konstrukcji wymaga jednak skomplikowanego systemu sterowania. W tym celu zaprojektowano zintegrowany system sterowania, który stanowi skomputeryzowany system służący do monitoringu i sterowania całym układem napędowym uwzględniając przepływ mocy pomiędzy jednostkami w różnych trybach pracy (rys.7.1). Przy opracowaniu sposobu sterowania kierowano się pracami [53,69] w których rozpatruje się zadania sterowania układem napędowym w ujęciu systemowym. Takie zintegrowane sterowanie obejmuje cały system, a nie tyką jedną wybraną zmienną sterowania (np. prędkość kątową silnika spalinowego). Sterownik nadrzędny w takim systemie koordynuje działanie całego napędu, natomiast poszczególne podsterowniki sterują własnymi funkcjami.



Rys. 7.1. Schemat blokowy systemu sterowania układu napędowego z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną

Proponowany system sterowania pojazdu obejmuje trzy różne sterowniki. Elektroniczny sterownik silnika spalinowego, który steruje jego pracą za pomocą elektronicznej przepustnicy. Sterownik maszyny elektrycznej steruje prędkością silnika poprzez zmianę napięcia zasilania  $U$ . Pracuje on dodatkowo w trybie odzysku energii co pozwala również na pracę silnika w roli generatora. Kontroluje on prąd oraz temperaturę silnika nie dopuszczając do jego przeciążenia. W razie przekroczenia dopuszczalnych parametrów, sterownik ogranicza moc silnika. Do monitorowania parametrów akumulatora wykorzystano sterownik baterii akumulatorów BMS (Battery Management System), który odczytuje napięcie i temperaturę każdego ogniwa i na podstawie tych informacji kontroluje stan naładowania oraz prąd ładowania i rozładowania każdego ogniwa tak aby nie dopuścić do przeładowania lub głębokiego rozładowania. Taki system zapewnia bezpieczne użytkowanie akumulatorów oraz zwiększa ich żywotność. Wszystkie dane pomiędzy sterownikami przekazywane są poprzez sieć lokalną sterownika nadzorczego (CAN). Na rys.7.2 przedstawiono schemat sterowania uwzględniając zastosowane urządzenia.





Rys. 7.2. Schemat zintegrowanego systemu sterowania układu napędowego w pojeździe buggy

Przedstawiony na rys.7.2 sposób sterowania, zapewnia pełną kontrolę nad całym systemem w badanym pojeździe. Ze schematu wynika, że zaproponowany system sterowania odznacza się równoległym przepływem sygnałów umożliwiając niezależne sterowanie momentem obrotowym i prędkością kątową silnika spalinowego, wykorzystanie wyłącznie jednej jednostki napędowej (tryb elektryczny i tryb spalinowy) oraz doładowanie energii elektrycznej za pomocą zewnętrznej ładowarki. Na podstawie otrzymanych sygnałów z czujników i przy wykorzystaniu specjalnie utworzonych algorytmów, sterownik nadrzędny zarządza przepływem energii między silnikiem spalinowym, maszyną elektryczną i akumulatorami. Algorytm sterowania rozpatrywanym układem obejmuje dwie współzależne procedury sterowania:

- stopniem zasilania silnika spalinowego (uchyleniem przepustnicy),
- prędkością obrotową maszyny elektrycznej, która determinuje przełożenie układu przeniesienia napędu.

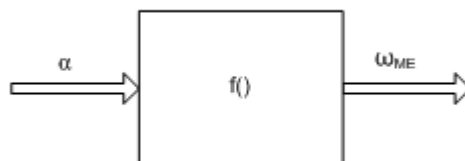
W ciągu cyklu jezdny pojazdu występuje wiele różnorodnych faz (przyśpieszanie, jazda ze stałym obciążeniem oraz hamowanie), dlatego algorytm sterujący powinien monitorować stan wszystkich urządzeń i dostosowywać do zmieniających się faz ruchu i warunków drogowych. Jednym z głównych problemów jest sterowanie maszyną elektryczną i przepływem mocy do akumulatorów. Maszyna elektryczna w zależności od warunków drogowych, a w szczególności od prędkości pojazdu pracuje w charakterze silnika lub generatora. W przypadku pracy silnikowej jest o tyle łatwo dostarczać energię za pomocą układów przekształtnikowych. Jednak w przypadku pracy generatorowej jest to nieco trudniejsze, gdyż energia doprowadzona do akumulatorów musi spełniać odpowiednie warunki by nie dopuścić do ich przeładowania lub przegrzania. Pomimo ciągłego rozwoju powszechnie dostępne akumulatory nie są jeszcze w stanie tak szybko zmagazynować dużej energii co znacznie utrudnia spełnienie założeń proponowanego układu napędowego z elektrycznie sterowaną maszyną elektryczną. W dalszej części pracy szczegółowo rozpatrzono aspekty działania poszczególnych sterowników, które odpowiedzialne są za sterowania przepływem mocy w układzie napędowym.

## **7.1 Sterownik nadrzędny**

W rozpatrywanym układzie napędowym rolę warstwy nadrzędnej pełni człowiek kierujący pojazdem, który za pomocą uchylenia pedału przyśpieszenia  $\alpha$ , żąda odpowiedniej mocy na kołach. Moc ta w zależności od stopnia naładowania akumulatorów oraz prędkości pojazdu może pochodzić od maszyny elektrycznej, silnika spalinowego lub obu jednostek równocześnie.

### **Tryb elektryczny**

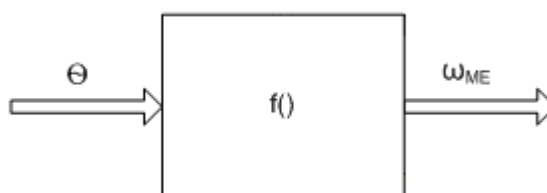
W trybie elektrycznym w którym za napęd odpowiedzialna jest wyłącznie maszyna elektryczna wartość położenia pedału przyśpieszenia odpowiada zadanej prędkości obrotowej maszyny elektrycznej  $\omega_{ME}$ . Sterownik maszyny elektrycznej w zależności od obciążenia kontroluje przepływ prądu do maszyny elektrycznej tak aby zapewnić jej odpowiednie warunki pracy (rys.7.3).



Rys. 7.3. Schemat sterownika maszyny elektrycznej

### Tryb spalinowy

W przypadku trybu spalinowego w którym to jednostka spalinowa odpowiedzialna jest za przekazywanie mocy do kół pojazdu. Sygnał z pedału przyspieszenia  $\alpha$  jest przekazywany do sterownika silnika spalinowego. Sterownik ten za pomocą stopnia uchylenia pedału przyspieszenia kontroluje prędkość kątową wału silnika spalinowego, która przy stałym przełożeniu jest proporcjonalna do prędkości pojazdu (rys.7.4).

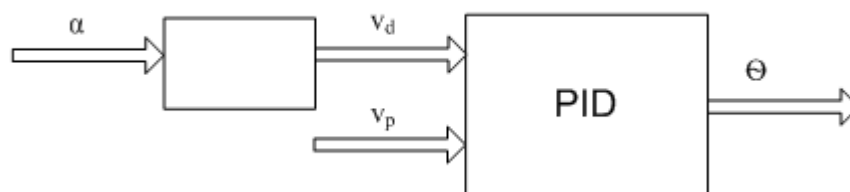


Rys. 7.4. Schemat sterownika silnika spalinowego

### Tryb hybrydowy

W hybrydowym trybie pracy w którym pracują obie jednostki napędowe. Sygnał z pedału przyspieszenia  $\alpha$  nie jest bezpośrednią wielkością sterującą w układzie napędowym lecz stanowi wielkość wejściową dla algorytmów sterowania jednostki nadrzędnej. Strategia sterowania jednostki nadrzędnej w trybie hybrydowym opiera się głównie na sterowaniu silnikiem spalinowym w zakresie jego największej sprawności, a maszyna elektryczna wykorzystywana jest jedynie do sterowania przełożeniem układu napędowego. Na podstawie analizy literaturowej i porównaniu otrzymanych w niej wyników najlepszym sposobem do efektywnego sterowania silnikiem spalinowym jest metoda proponowana przez Jantosa [53]. Metoda ta opiera się na sterowaniu współrzędnymi stanu silnika spalinowego w zakresie jego pola sterowań. Podstawowymi współrzędnymi są w tej metodzie moment obrotowy sterowany za pomocą uchylenia przepustnicy  $\Theta$  oraz prędkość kątowna silnika spalinowego

$\omega_D$  zmieniana za pomocą przełożenia układu napędowego. Według autora, który opierał się na pracach [12,13,53,69,85,86] poprzez niezależne sterowanie momentem obrotowym i prędkością kątową wału korbowego silnika spalinowego w rozpatrywanym układzie napędowym można uzyskać najlepsze wskaźniki pracy silnika spalinowego w zależności od wymaganej mocy. Jednak oprócz silnika spalinowego trzeba wziąć pod uwagę również sterowanie maszyną elektryczną uwzględniając jej źródło energii w postaci baterii akumulatorów. Akumulatory te muszą być ciągle monitorowane, aby nie doszło do całkowitego rozładowania lub maksymalnego naładowania. Mając to na uwadze strategia sterowania jednostki nadzorującej powinna dążyć do uzyskania maksymalnej sprawności silnika spalinowego uwzględniając przy tym parametry całego systemu. Ze względu na tak szeroki zakres sterowania strategia jego sterowania składa się z trzech współzależnych modułów  $S_1$ - $S_3$ . Zadaniem pierwszego modułu  $S_1$  jest określenie wymaganego stopnia zasilania silnika, która określa stopień uchylenia przepustnicy  $\theta$ . Wartość uchylenia przepustnicy  $\Theta$  jest wyliczona na podstawie położenia pedału przyspieszenia, który jest przeliczony na zadaną wartość prędkości. Wartość ta następnie jest przekazywana do regulatora prędkości pojazdu. Regulator ten oparto na regulatorze PID, który na podstawie różnicy prędkości zadanej i rzeczywistej wyznacza stopień uchylenia przepustnicy (rys.7.5).

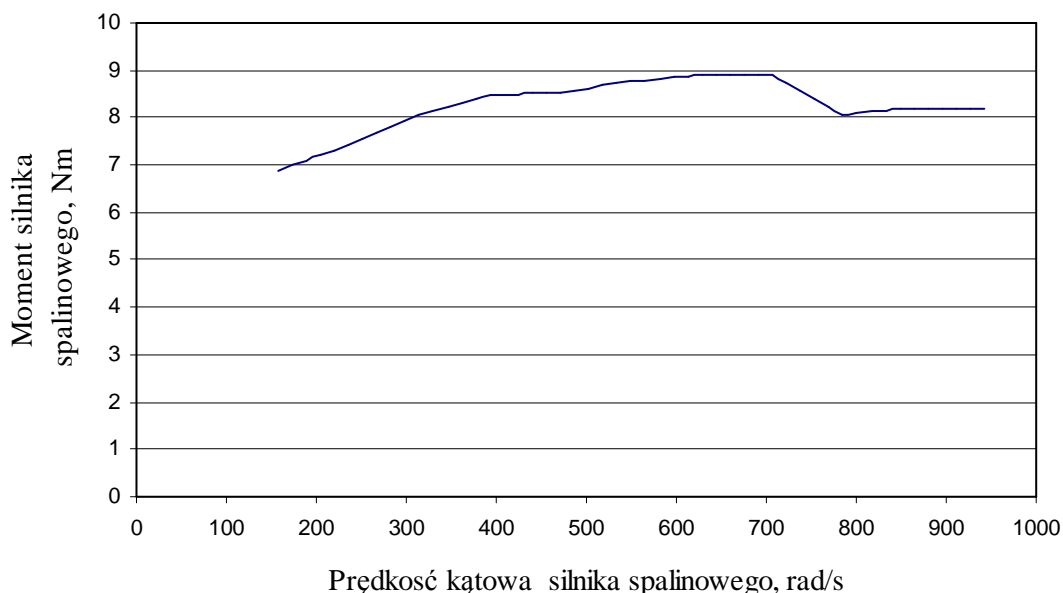


Rys. 7.5. Schemat sterowania nadrzędnego silnika spalinowego

Wartość uchylenia przepustnicy  $\Theta$  jest wielkością wejściową do sterownika silnika spalinowego oraz sterowania przełożeniem układu napędowego za którym w proponowanym układzie odpowiedzialna jest maszyna elektryczna. Poniżej w punkcie 7.2 opisano analizę funkcji sterowania przełożeniem układu napędowego za które odpowiedzialne są moduły jednostki nadrzędnej  $S_2$  i  $S_3$ .

## 7.2 Sterowanie przełożeniem układu napędowego

W rozpatrywanym układzie napędowym wyposażonym w przekładnię planetarną za sterowanie przełożeniem układu napędowego odpowiedzialna jest maszyna elektryczna. Poprzez odpowiednie sterowanie jej prędkością kątową koła słonecznego przekładni planetarnej możliwe jest sterowanie przełożeniem układu napędowego, a co za tym idzie prędkością kątową wału korbowego silnika spalinowego. Aby określić najbardziej efektywny punktu pracy silnika spalinowego wymagana jest dokładna analizy charakterystyki jego pracy. Moment obrotowy w silniku spalinowym powstaje w skutek spalania mieszanki paliwa w komorze cylindrów. Proces ten jednak charakteryzują się znacznymi stratami energetycznymi oraz emisją substancji szkodliwych. Ze względu na zmieniające się zapotrzebowanie na moc w czasie ruchu pojazdu wygodnie jest określić te straty energii oraz emisje substancji szkodliwych za pomocą wskaźników wyrażonych względnie. Jednak złożoność przemian i procesów zachodzących w silniku spalinowym sprawia, że najlepiej wskaźniki określa się na podstawie badań doświadczalnych. Z uwagi na brak charakterystyki rzeczywistego silnika spalinowego o pojemności 150 cm<sup>3</sup>, podczas formułowania algorytmu sterowania brano pod uwagę przeskalowaną charakterystykę zewnętrzną silnika samochodu osobowego Fiat Punto 1.2, o czym wspomniano wcześniej .



Rys.7.6. Charakterystyka zewnętrzna silnika spalinowego

Na przedstawionej na rys.7.6 charakterystyce zewnętrznej silnika spalinowego położenie punktu pracy wyznaczają współrzędne momentu obrotowego i prędkości kątowej wału korbowego. Maksymalna wartość momentu obrotowego ograniczona jest krzywą w której występuje pełne zasilanie silnika. Natomiast prędkość kątowa wału korbowego ograniczona jest parametrami eksploatacyjnymi. Dla każdego punktu pracy w tym obszarze pracy przypisany jest wektor wskaźników, charakteryzujący różne aspekty pracy silnika spalinowego. Moc wymaganą do napędzania pojazdu można uzyskać w dowolnym punkcie leżącym w obszarze charakterystyki zewnętrznej silnika spalinowego. Jednak racjonalny wybór przełożenia układu napędowego, a co za tym idzie prędkości kątowej wału korbowego silnika spalinowego wymaga przyjęcia odpowiedniego kryterium jakości. Ustalenie wielkości kryterialnej pozwala na jednoznaczne wyznaczenie najkorzystniejszego punktu pracy, przy określonym zapotrzebowaniu na moc silnika spalinowego. W pracy [53] przyjęto kryterium maksymalnej sprawności, maksymalnej mocy oraz najniższej emisji substancji szkodliwych. Jednak w pracy mającej na celu analizę właściwości trakcyjnych rozpatrywanego układu napędowego pod uwagę wzięto tylko kryterium maksymalnej sprawności i maksymalnej mocy.

Kryterium maksymalnej sprawności, zwanej dalej krzywą ekonomiczną lub „E” wyznaczono z warunków pracy silnika z największej sprawności przy danym zapotrzebowaniu mocy. Z prac autorów [53,101] wynika, że krzywa największej sprawności silnika spalinowego początkowo przebiega pionowo wzdłuż linii minimalnej prędkości kątowej silnika spalinowego (przy niewielkim zapotrzebowaniu mocy). Następnie ze wzrostem zapotrzebowania mocy krzywa E załamuje się i przebiega przez pole pracy silnika przy wysokiej wartości momentu obrotowego. Małe nachylenie krzywej E mierzone w odniesieniu do osi odciętych oznacza, że przyrost mocy silnika jest w tym zakresie przede wszystkim wynikiem zwiększenia jego prędkości obrotowej, a w niewielkim stopniu rezultatem przyrostu momentu obrotowego. Różnica wartości momentu obrotowego na charakterystyce zewnętrznej (rys.7.6) jest miarą tzw. zapasu momentu obrotowego silnika spalinowego. Taki niewielki zapas momentu obrotowego krzywej E jest charakterystyczny dla ogółu pojazdów napędzanych silnikiem spalinowym. Mimo iż charakteryzuje się najwyższą sprawnością to negatywnie wpływa na właściwości ruchowe pojazdu i dynamikę pojazdu. W pracy na podstawie charakterystyki zewnętrznej zaproponowano krzywą E dla badanego silnika spalinowego. Prędkość minimalną mocy, która wystarcza do poruszania się pojazdu, oszacowano na 300 rad/s. Przy wzroście zapotrzebowania mocy krzywa E załamuje

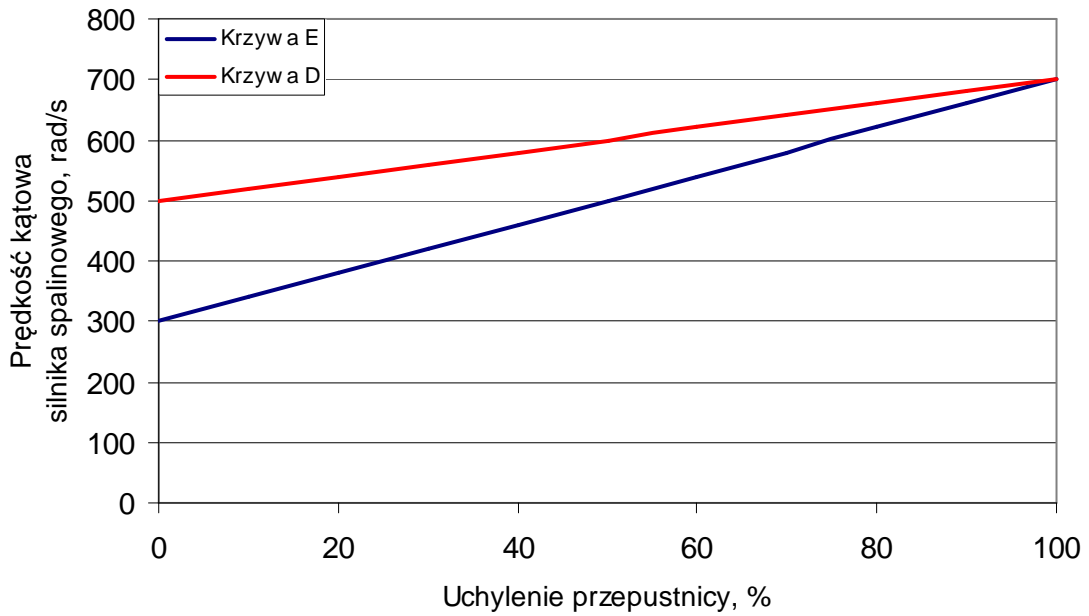
się i przebiega do wartości prędkości mocy maksymalnej silnika spalinowego. Krzywą tą określa wzór:

$$w_s = 4 \cdot \Theta + 300. \quad (7.1)$$

Kryterium maksymalnej mocy ze względu na właściwości ruchowe pojazdu nazwano krzywą dynamiczną lub krzywą D. Aby uzyskać maksymalne przyspieszenie konieczne jest zwiększenie mocy użytecznej silnika spalinowego. Przyrost mocy może odbywać się zarówno przez zwiększanie momentu obrotowego jak również przez zwiększanie prędkości obrotowej. Jednak zwiększenie mocy przez zmianę prędkości kątowej wału korbowego silnika spalinowego wymaga pokonania momentu bezwładności mechanicznej. Dlatego najlepszym sposobem na zwiększenie mocy użytecznej jest uzyskanie największego zapasu momentu obrotowego silnika spalinowego. Dlatego zapas momentu można przyjąć jako wartość kryterialną przy kształtowaniu krzywej dynamicznej. W pracy zaproponowano krzywą D opierając się na charakterystyce zewnętrznej badawczego silnika spalinowego. Koniec krzywej poprowadzono do prędkości kątowej odpowiadającej maksymalnej mocy. Krzywą D opisaną wzorem:

$$w_s = 2 \cdot \Theta + 500. \quad (7.2)$$

Jak widać z powyższych zależności wartości kątowej wału korbowego silnika spalinowego dla krzywej ekonomicznej i krzywej dynamicznej określa funkcja, która jest jednoznacznie powiązana z uchyleniem przepustnicy. Wyznaczone w ten sposób krzywe sterowania można wykorzystać do określenia podstawowych współrzędnych sterowania silnikiem spalinowym określające jego najbardziej efektywny zakres pracy (krzywa E) oraz zakres pracy ze względu na najkorzystniejsze własności ruchowe (krzywa D). Na rys.7.7 przedstawiono linie ekonomiczną i dynamiczną, wyznaczone na podstawie przyjętych funkcji.



Rys.7.7. Charakterystyka zakresów pracy silnika spalinowego

Do wyznaczenia wymaganej prędkości wału korbowego silnika spalinowego  $\omega_D$  w rozpatrywanym układzie napędowym wykorzystano moduł  $S_2$ , który wyznacza ją na podstawie funkcji opisującej krzywą sterowania (krzywa E lub D) oraz stopnia uchylenia przepustnicy.



Rys.7.8. Sygnały we/wy modułu  $S_2$

Na podstawie wymaganej prędkości kątowej wału korbowego silnika spalinowego oraz prędkości kątowej wału napędowego napędzającego koła pojazdu można wyznaczyć wymagane przełożenie układu napędowego  $i_{UN}$ . Przełożenie układu napędowego pojazdu określa zależność prędkości kątowej silnika spalinowego i prędkości wału napędowego.

$$i_{UN} = \frac{\omega_{WN}}{\omega_D} \quad (7.3)$$



Zatem, aby zdefiniować zadaną prędkość maszyny elektrycznej, która definiuje przełożenie układu napędowego należy wziąć pod uwagę prędkości kątowe silnika spalinowego oraz wału napędowego przy uwzględnieniu wszystkich zależności kinematycznych rozpatrywanego układu napędowego z przekładnią planetarną włącznie. W tym celu wyznaczono funkcję, który wyznacza zadaną prędkość maszyny elektrycznej. Do określenia prędkości maszyny elektrycznej służy moduł  $S_3$ , który jest autorskim i jednym z kluczowych modułów w rozpatrywanym układzie napędowym. Sygnałami wejściowymi są: wymagana prędkość wału korbowego silnika spalinowego oraz aktualną prędkość wału napędowego.



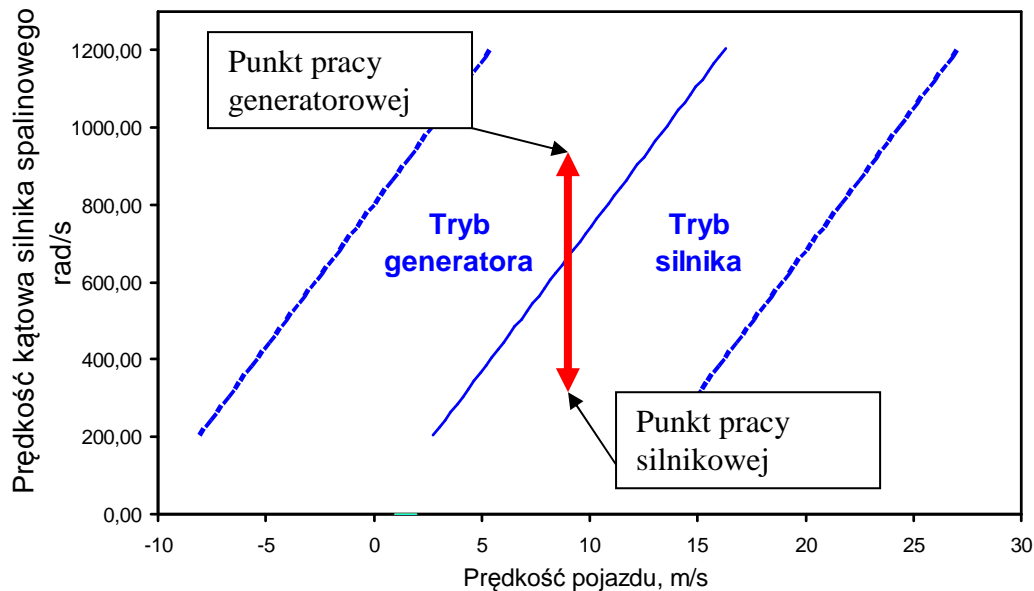
Rys.7.9. Sygnały we/wy modułu  $S_3$

Określona w ten sposób wartość prędkości maszyny elektrycznej jest następnie przekazywana do sterownika maszyny elektrycznej, który za pomocą układu regulacji steruje prędkością i momentem maszyny elektrycznej. Dzięki takiemu sterowaniu możemy dowolnie sterować prędkością silnika spalinowego w zakresie pola sterowań proponowanego układu napędowego. Jednak takie sterowanie ogranicza wykorzystanie maszyny elektrycznej jedynie do ciągłego przekazywania mocy z silnika spalinowego do kół pojazdu. Nie jest możliwe np. chwilowe wspomaganie napędu maszyną elektryczną podczas przyśpieszenia pojazdu ponieważ spowodowałoby to zaburzenie przepływu mocy z silnika spalinowego do kół, a w konsekwencji tego zmianę jego prędkości kątowej.

### 7.3. Sterownik maszyny elektrycznej

Sterowanie maszyną elektryczną w rozpatrywanym układzie napędowym polega na ustaleniu zadanej prędkości kątowej wirnika połączonego z kołem słonecznym przekładni planetarnej, w zależności od zmieniającego się obciążenia, które powstaje podczas przekazywania obciążenia z kół pojazdu do wału silnika spalinowego. Zmiana prędkości kątowej maszyny elektrycznej przy ustalonej prędkości wału korbowego silnika spalinowego wymusza zmianę prędkości pojazdu. W zależności od prędkości pojazdu maszyna elektryczna

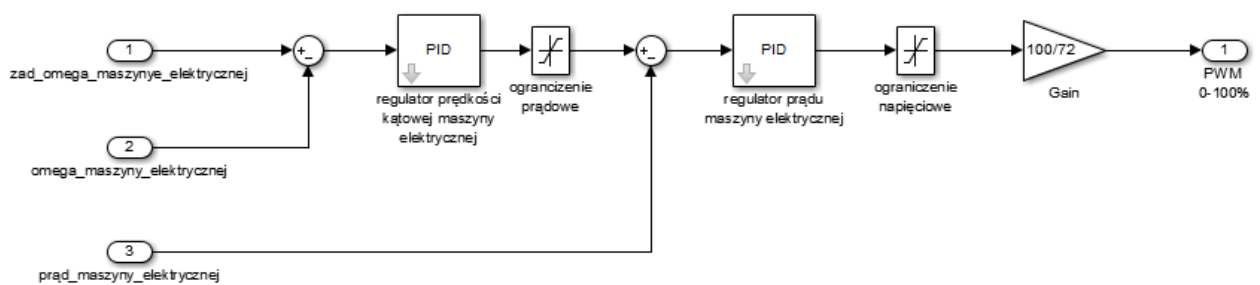
może pełnić rolę generatora i silnika. Zmiana trybu może być kontrolowana w ustalonych warunkach (stała prędkość pojazdu) wyłącznie przez prędkość kątową wału korbowego, która to wymusza zmianę trybu pracy maszyny elektrycznej. Zmianę trybu pracy przedstawia rysunek 7.10.



Rys.7.10. Zmiana punktu pracy maszyny elektrycznej w czasie poruszania pojazdu

W zależności od prędkości pojazdu zakres pola po którym możemy się swobodnie poruszać zmniejsza się ze wzrostem prędkości pojazdu oraz przy niskich prędkościach. W zakresie najwyższych prędkości (powyżej 15 m/s) możliwa jest jedynie praca silnikowa maszyny elektrycznej. W czasie przetwarzania energii elektrycznej na mechaniczną w trybie silnikowym lub przetwarzania energii mechanicznej na elektryczną w trybie generatorowym, moc maszyny przekazywana przez maszynę elektryczną wynika bezpośrednio z mocy silnika spalinowego przekazywaną do kół pojazdu. W zależności od trybu pracy moc silnika spalinowego przekazywana do kół pojazdu może być pomniejszona o moc przekazywaną do maszyny elektrycznej w trybie generatorowym lub zwiększona w trybie silnikowym. O tym podziale decydują warunki kinematyczne układu napędowego w danych warunkach ruchu pojazdu tj. prędkość pojazdu, prędkość kątową wału korbowego silnika spalinowego oraz moment oporów ruchu. Jak widać proces sterowania trybem pracy maszyny elektrycznej jest ograniczony do sterowania prędkością kątową wału korbowego silnika spalinowego. Natomiast moment maszyny elektrycznej wynika bezpośrednio z momentu oporów ruchu pojazdu.

Podstawowymi parametrami zasilania maszyny elektrycznej i regulacji jej pracy jest prędkość kątowna wirnika, wartość napięcia podawana na uzwojenie stojana oraz prąd płynący w uzwojeniach stojana. Te parametry są przekazywane do układu sterownika nadrzędnego, który koordynuje działanie wszystkich podzespołów układu napędowego. Wartość zadana prędkości kątowej maszyny elektrycznej przekazywana jest ze sterownika nadrzędnego do sterownika maszyny elektrycznej. Sterownik maszyny w zależności od obciążenia za pomocą układu regulacji kontroluje prędkość kątową wału maszyny elektrycznej, który połączony jest z kołem słonecznym przekładni planetarnej. Na rys.7.11 przedstawiono układ regulacji prędkości maszyny elektrycznej wykonany w środowisku Matlab/Simulink.



Rys.7.11. Układ regulacyjny maszyny elektrycznej

Układ regulacji sterownika maszyny elektrycznej składa się z dwóch regulatorów PID. Pierwszy regulator odpowiedzialny jest za sterowanie prędkością kątową maszyny elektrycznej, a drugi regulator steruje prądem maszyny elektrycznej. Maksymalny prąd ciągłej pracy jest definiowany przez producenta maszyny elektrycznej. Jednak maszyna elektryczna pozwala również na chwilowe zwiększenie tego prądu kilkakrotnie. Graniczne obciążenie prądowe jest wyznaczone przez chłodzenie maszyny elektrycznej jak również przez obciążalność sterownika maszyny elektrycznej.

#### 7.4. Sterownik zarządzający baterią akumulatorów

W rozpatrywanym układzie napędowym energię elektryczną można pozyskiwać przez ładowanie akumulatorów prądem pochodzącym z maszyny elektrycznej, która pracuje w roli generatora lub odzyskiwaniem energii za hamowania. W przypadku pracy silnikowej jest o tyle łatwo dostarczyć odpowiednią energię za pomocą układów przekształtnikowych sterownika maszyny elektrycznej. Natomiast w przypadku pracy generatorowej jest o tyle

trudniej, gdyż energia doprowadzona do akumulatorów musi spełniać odpowiednie warunki by nie dopuścić do ich przeładowania lub przegrzania. Pomimo ciągłego rozwoju akumulatory te nie są jeszcze w stanie szybko zmagazynować dużej energii co znacznie utrudnia spełnienie założeń proponowanego układu napędowego z elektrycznie sterowaną maszyną elektryczną. Autor zamierza rozwiązać ten problem wykorzystując odpowiednią strategię sterowania, która będzie kontrolowała przepływ mocy w układzie napędowym by nie dopuścić do uszkodzenia baterii akumulatorów. Bezpieczne i niezawodne użytkowanie baterii akumulatorów wymaga jej ciągłego monitorowania i nadzorowania wszystkich parametrów oraz zapewnienia jej chłodzenia. Do monitorowania parametrów akumulatora wykorzystano sterownik zarządzający energią zestawu akumulatorów BMS (Battery Management System), który mierzy prąd pobierany z baterii, napięcie na ogniwach lub całego zestawu ogniów oraz temperaturę każdego ogniwa i na podstawie tych informacji kontroluje stan naładowania oraz prąd ładowania i rozładowania każdego ogniwa tak aby nie dopuścić do przeładowania lub głębokiego rozładowania. Taki system zapewnia bezpieczne użytkowanie akumulatorów oraz zwiększa ich żywotność. Na podstawie zmierzonych wielkości system BMS określa stan naładowania SOC (State of Charge). Sterownik baterii BMS nie może bezpośrednio wpłynąć na prąd ładowania lub rozładowania baterii akumulatorów. Określa on jedynie stan baterii akumulatorów, który przesyłany jest do sterownika nadzorującego cały system. Sterownik ten ustala wszystkie parametry i w razie potrzeby może na jakiś czas ograniczyć prąd ładowania lub rozładowania. Ze względu na reakcje uboczne, zależne od parametrów i temperatury ogniwa, stan naładowania poszczególnych ogniów inaczej zmienia się w czasie. Stanowi to poważny problem, ponieważ najslabiej naładowane ogniwo szybko osiąga graniczny stopień rozładowania, natomiast ogniwo najlepiej naładowane osiąga graniczny stopień naładowania. Takie zachowanie może doprowadzić do sytuacji w której nie będzie można ładować ani rozładowywać ogniów bo jedno będzie przeładowane, a drugie całkowicie rozładowane. Dlatego należy monitorować stan poszczególnych ogniów aby nie dopuścić do takiej sytuacji. W celu wyrównania stanu naładowania mierzy się napięcie spoczynkowe każdego ogniwa i ogniwa o wyższym napięciu są powoli rozładowywane do czasu kiedy różnica między ogniwami osiągnie założoną wartość.

Jednak największy wpływ na żywotność ogniów ma ich cykliczne ładowanie i rozładowywanie. Ta niekorzystna właściwość jest tym większa im większe są skoki cyklicznych zmian. Cykliczne zmiany są jednak konieczne w uzyskaniu większej sprawności rozpatrywanego układu napędowego, który opiera się na sterowaniu maszyną elektryczną

w trybie pracy silnikowej i generatorowej. Strategia sterowania układem napędowym oraz wybrana wielkość baterii akumulatorów stanowi kompromis pomiędzy trwałością baterii, jej kosztem i masą z jednej strony oraz z drugiej strony uzyskania wysokiej sprawności. Zwykle producenci napędów hybrydowych starają się utrzymywać baterię w przedziale naładowania SOC od 50% do 70%. Według autora najlepszy zakres naładowania SOC baterii akumulatorów dla rozpatrywanego rozwiązania mieści się w zakresie od 30% do 80% pojemności całkowitej. Tak szeroki zakres daje duże możliwości sterowania napędem, a przy tym zachowany jest bufor bezpieczeństwa do całkowitego naładowania i rozładowania. Przy obniżeniu się pojemności poniżej 30% należy zwiększyć udział trybu generatorowego w celu doładowania baterii akumulatorów, a powyżej 80 % jak najczęściej wykorzystywać tryb elektryczny, aby go rozładować. Mimo tych wartości maksymalnego i minimalnego naładowania algorytm sterowania stara się utrzymywać baterię na ok. 60 % SOC.

Jeżeli górna granica zakresu zostanie przekroczona serownik nadzorczy próbuje jak najczęściej wykorzystywać do napędu tryb elektryczny lub tryb hybrydowy wykorzystując do napędu maszynę elektryczną pracującą jako silnik. Można to osiągnąć przesuwając punkt pracy silnika spalinowego w silnikowy zakres pracy maszyny elektrycznej (podnoszenie prędkości kątowej wału korbowego maszyny elektrycznej). Jeśli natomiast zostanie osiągnięta dolna wartość stanu naładowania ogniwa akumulatora SOC, sterownik nadzorczy przesuwa punkt pracy silnika spalinowego w generatorowy zakres pracy maszyny elektrycznej lub jeśli prędkość pojazdu jest zbyt niska w tym trybie to przechodzi w tryb spalinowy. Zadaniem strategii zarządzania energią akumulatorów jest optymalne wykorzystywanie możliwości sterowania punktem pracy silnika spalinowego w zakresie pracy silnikowej i generatorowej maszyny elektrycznej oraz nie dopuszczenie do maksymalnego naładowania lub całkowitego rozładowania akumulatora co mogło by uszkodzić poszczególne ogniwa baterii.

Maksymalne rozładowanie może wystąpić podczas długotrwałego wykorzystywania trybu elektrycznego lub podczas poruszania się pojazdu w zakresie wysokich prędkości. Natomiast maksymalne naładowanie może wystąpić rzadziej jedynie przy wykorzystaniu trybu hybrydowego w zakresie niskich prędkości wtedy gdy maszyna elektryczna pracuje jako generator. Dlatego ważniejsze jest utrzymanie minimalnego poziomu naładowania baterii akumulatorów ok. 30% SOC, który przy zbyt niskim poziomie może doprowadzić do ograniczeń w funkcjonowaniu rozpatrywanego układu napędowego. Poza tym starzejące się ogniwa baterii akumulatorów mogą się niestabilnie zachowywać przy niskim stopniu naładowania.

## **7.5. Sterownik silnika spalinowego**

Silnik spalinowy do napędu wykorzystuje energię chemiczną paliwa, która jest wyzwolana w procesie spalania w cylindrach silnika. Zmiana mocy silnika spalinowego jest zasadniczo uzyskiwana w wyniku zmiany napełnienia cylindrów świeżym ładunkiem. W większości silników zmianę napełnienia uzyskuje się przez odpowiednią zmianę kąta uchylenia przepustnicy, usytuowanej w kolektorze dolotowym [85,137]. Właśnie dlatego zdecydowano, że najlepszym sposobem na sterowanie mocą silnika będzie sterowanie uchyleniem przepustnicy. Taki sposób nie ingeruje w układ sterowania silnika ani w mapy silnika. Mając powyższe na uwadze do określenia współrzędnych punktu pracy silnika spalinowego w pracy przyjęto prędkość kątową wału korbowego oraz stopień uchylenia przepustnicy. Dlatego głównym zadaniem sterownika silnika spalinowego jest sterowanie stopniem wychylenia przepustnicy, który za pomocą napędu elektrycznego kontroluje jej położenie.

## **7.6. Założenia zintegrowanego systemu sterowania**

Pod pojęciem zintegrowanego sterowania układu napędowego rozumie się takie sterowanie w którym wszystkie wielkości sterujące poszczególnymi urządzeniami określone są jednocześnie za pomocą odpowiednich procedur. Opracowanie takiej strategii sterowania w rozpatrywanym układzie napędowym jest zadaniem bardzo złożonym. Analiza zebranej literatura oraz doświadczenia autora potwierdzają ten fakt, że sposób sterowania układem napędowym może w istotny sposób wpływać na jego wskaźniki pracy. Istnieje w nim duża liczba możliwości i stopni swobody do optymalizacji procesu eksploatacji. Układ hybrydowy jako połączenie dwóch rodzajów napędów opiera się na sterowaniu rozdziałem momentu pomiędzy dwoma źródłami napędu, czyli silnik spalinowy i maszynę elektryczną. Duże możliwości stwarza zaproponowane zintegrowane sterowanie układem napędowym, które odróżnia się tym od tradycyjnego podejścia, że układ napędowy rozpatrywany jest na tle całego systemu. Istotą proponowanej koncepcji zintegrowanego sterowania jest to że kierujący pojazdem człowiek nie wywiera bezpośredniego wpływu na współrzędne stanu danej jednostki napędowej. Położenie pedału przyśpieszenia za które odpowiedzialny jest człowiek jest tylko wielkością wejściową do procedury sterowania układem napędowym określającą zapotrzebowanie mocy. Jednak skąd ta moc zostanie przekazana i w jakich

proporcjach zależy od algorytmów sterowania, za które odpowiedzialny jest sterownik nadrzędny. Racjonalny wybór jednostki napędowej i jej punktu pracy, a co za tym idzie sposobu jej sterowania wymaga przyjęcia odpowiedniego kryterium optymalizacji np. zużycie paliwa, emisję albo dostępny moment obrotowy. Z punktu widzenia wykorzystania potencjalnych oszczędności paliwa największe znaczenie ma sterowanie silnikiem spalinowym w zakresie jego największej sprawności. Ponadto strategia sterowania musi uwzględniać ograniczenia poszczególnych podzespołów układu napędowego tj. zakres prędkości kątowej silnika spalinowego i maszyny elektrycznej, prędkość pojazdu oraz pojemność baterii akumulatorów ponieważ punkt pracy zależy bezpośrednio od tych parametrów.

Zasadnicza trudność w opracowaniu algorytmu sterowania polega na tym, że w hybrydowym układzie napędowym należy dokonać szczegółowej analizy oddziaływań powiązanych ze sobą licznych obwodów sterowania z uwzględnieniem zachowania kierującego pojazdem człowieka oraz energii zgromadzonej w akumulatorach, która jest niezbędna do prawidłowego funkcjonowania układu. Powyższe wymagania należy spełnić przy ciągłych, często szybkich i znaczących zmianach zapotrzebowania mocy, a także przy zróżnicowanych i zmiennych w czasie preferencjach kierowcy samochodu, zmiennych warunkach otoczenia oraz oddziaływań licznych zakłóceń [5,6,69]. Optimum wybranej strategii sterowania często może być znalezione dopiero, gdy jest znany cały przebieg ruchu pojazdu, co wymaga przewidywania sposobu jazdy kierowcy [8]. Przewidywanie zachowania kierowcy może zostać określone np. na podstawie założonego cyklu lub jego symulacji. Dlatego w pracy do sformułowania algorytmów sterowania rozpatrywanym układem napędowym opartą się na odpowiednio przygotowanych cyklach jezdnych służących do porównania różnych strategii sterowania proponowanym układem i poznanie ich wpływu na właściwości trakcyjne proponowanego układu napędowego.

W rozpatrywanym układzie napędowym główną uwagę skupiono na sterowaniu silnika w najbardziej efektywnym zakresie jego pracy. Racjonalny wybór punktu pracy jednostki spalinowej wymaga jednak znalezienia kryterium jakości. Dla badanego silnika spalinowego przyjęto dwa kryteria, które określa odpowiednia krzywa sterowania. Ze względu na efektywność pracy silnika spalinowego wyznaczono krzywą E. Natomiast ze względu na własności ruchowe wyznaczono krzywą D. Jednak różnice przyjętych krzywych sterowania w tradycyjnym układzie napędowym opartym na jednej jednostce napędowej, stanowią o swoistej sprzeczności strategii sterowania efektywnego i dynamicznego co wynika z charakterystyki pracy silnika spalinowego [53]. W rozpatrywanym układzie zastosowane

dwie jednostki napędowe, przez co uzyskano większe możliwości sterowania. Ze względu na zastosowanie maszyny elektrycznej i możliwości sterowania przepływem mocy z silnika spalinowego do kół pojazdu, proponowane rozwiązanie układu napędowego może wnieść nowe spojrzenie na efektywne i dynamiczne sterowanie silnikiem spalinowym. Największe oczekiwania autor pokłada w optymalnym wykorzystaniu możliwości zwiększenia sprawności silnika spalinowego przy ładowaniu akumulatorów do czego wykorzystuje się tryb generatorowy maszyny elektrycznej w zakresie niskich prędkości pojazdu. Dlatego w ramach strategii sterowania rozpatrywanym układem napędowym trzeba również uwzględnić strategię i możliwości pozyskiwania energii elektrycznej. W pojeździe o napędzie hybrydowym energię elektryczną można pozyskiwać dzięki ładowaniu akumulatorów prądem pochodzącym z generatora napędzanego silnikiem spalinowym lub hamowania pojazdu. W niektórych rozwiązaniach można doładowywać energię z gniazdka sieciowego. Takie dodatkowe rozwiązanie przewiduje się również w proponowanym rozwiązaniu hybrydowym. Energia pozyskiwana podczas hamowania nie powoduje zużycia paliwa, natomiast energia wytwarzana przez generator napędzany silnikiem spalinowym wymaga zużycia pewnej ilości energii. Sprawność procesu ładowania akumulatorów zależy głównie od punktu pracy silnika spalinowego. Dlatego proces wytwarzania energii w miarę możliwości należy przeprowadzić tak, aby korzystać z silnika spalinowego tylko wówczas gdy pracuje on w zakresie małej sprawności, czyli w niskim zakresie prędkości kątowej wału korbowego. Dzięki większemu obciążeniu spowodowanym napędem maszyny elektrycznej pracującej w trybie generatorowym sprawność silnika może ulec znacznemu zwiększeniu. Wytworzona w ten sposób energia w rozpatrywanym układzie napędowym może być później wykorzystywana w trybie silnikowym maszyny elektrycznej co jest możliwe w zakresie wyższych prędkości pojazdu. Energię elektryczną w napędzie hybrydowym można również pozyskiwać podczas hamowania. W proponowanym układzie napędowym wyposażonym w maszynę elektryczną możliwy jest odzysk energii hamowania, jednak ze względów konstrukcyjnych wiąże się to z pewnymi niedogodnościami. Po pierwsze odzysk energii w trybie hybrydowym może odbywać się wyłącznie w zakresie wyższych prędkości pojazdu (co jest zamienne z trybem silnikowym). Nie jest możliwe zablokowanie silnika spalinowego i pełny odzysk energii hamowania bo prędkość maszyny elektrycznej przekroczyłaby jej maksymalną wartość. Po drugie pełny odzysk energii możliwy jest wyłącznie w zakresie niskich prędkości pojazdu (do ok. 15m/s). Silnik jest wtedy zablokowany hamulcem H1, a maszyna elektryczna pracuje jako generator w trybie elektrycznym. Energia odzyskiwana jest często niewystarczająca, a ponadto istnieją ograniczenia w zdolności magazynowania energii akumulatorów.



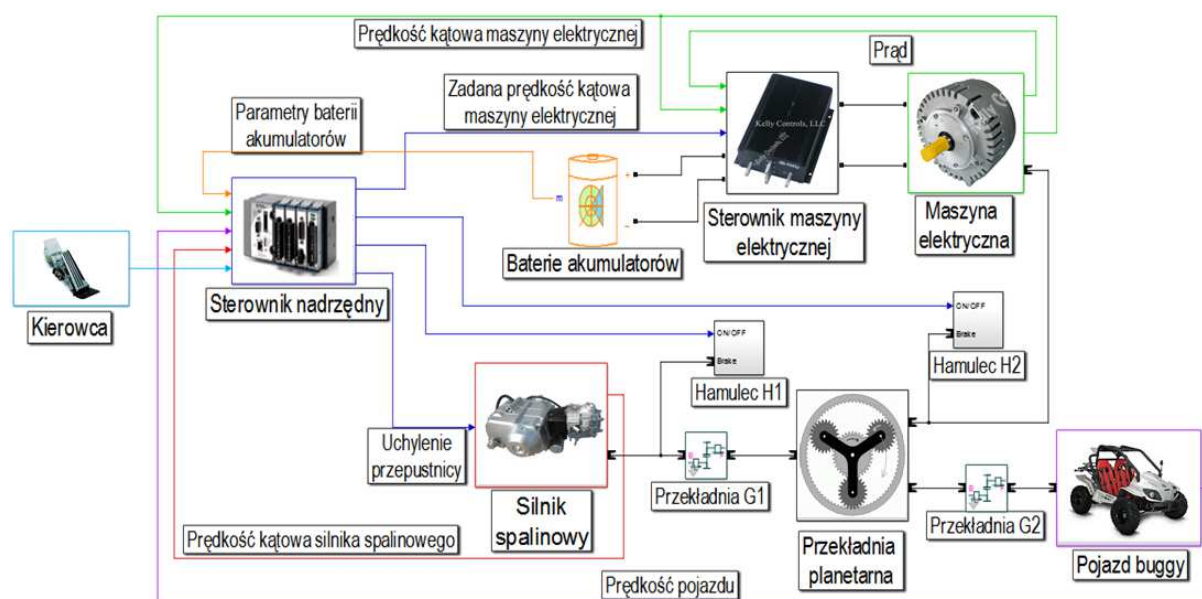
Podsumowując sterowanie rozpatrywanym układem napędowym jest zadaniem bardzo złożonym. Dodatkowe możliwości wynikające z zastosowania maszyny elektrycznej w rozpatrywanym układzie napędowym niosą za sobą pewne wymagania i ograniczenia. Jedną z najważniejszych jest zapewnienie wystarczającej ilości energii elektrycznej do prawidłowego działania układu. Jednak poziom tej energii nie może być za wysoki bo ograniczałby np. funkcję odzysku energii hamowania. Te niedogodności autor pragnie rozwiązać odpowiednim algorytmem sterowania, który uwzględni poziom naładowania akumulatorów i na tej podstawie będzie wykorzystywał tryb elektryczny, hybrydowy lub spalinowy. Dlatego oprócz zasadniczego problemu sterowania całym układem napędowym dochodzi jeszcze niewystarczający stan wiedzy na temat działania poszczególnych urządzeń wchodzących w skład układu napędowego oraz wpływu ich wzajemnych zależności. W celu poznania tych zależności i opracowania strategii sterowania rozpatrywanym układem napędowym autor pragnie wykorzystać do tego nowoczesne techniki symulacyjne oparte na modelach matematycznych adekwatnych do obiektów rzeczywistych. Dzięki temu będzie można określić wpływ różnych metod sterowania na wskaźniki pracy układu napędowego. Wiedza na temat działania proponowanego układu napędowego będzie bazą do wykonania takiego układu napędowego w rzeczywistym pojeździe. Gdyż dopiero badania na obiekcie rzeczywistym dadzą prawdziwe wyniki, w szczególności w stanach nieustalonych.

## 8. Badania symulacyjne

### 8.1 Zestawienie modelu do badań symulacyjnych

Układ napędowy pojazdu Buggy na początku poddano bardzo szczegółowym badaniom symulacyjnym. Badanie te miały na celu poznanie zasady działania, weryfikację przyjętych założeń oraz ustalenie najkorzystniejszych metod sterowania jednostkami napędowymi. Jednak najistotniejsze było poznanie rozdziału mocy pomiędzy silnikiem spalinowym, maszyną elektryczną oraz kołami pojazdu w różnych trybach pracy rozpatrywanego układu napędowego.

Badania symulacyjne przeprowadzono w środowisku Matlab/Simulink w którym zestawiono model pojazdu z proponowanym układem napędowym. Do budowy tego modelu wykorzystano modele oparte na równaniach zawartych w rozdziale piątym oraz modele z biblioteki programu Matlab/Simulink. Zestawiony model pojazdu z rozpatrywanym układem napędowym wyposażonym w przekładnię planetarną przedstawiono na rys.8.1



Rys.8.1. Model symulacyjny układu napędowego z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną

Ze względu na szeroki zakres prowadzonych badań symulacyjnych rozpatrywanego układu napędowego poszczególne składowe modelu zestawiano w różnych konfiguracjach w zależności od rodzaju symulowanego układu napędowego. Badania te miały na celu

znalezienie najkorzystniejszego połączenia maszyny elektrycznej z silnikiem spalinowym w badanym pojeździe ze względu na zakres pola sterowań, wymaganą moc maszyny elektrycznej oraz maksymalną prędkość pojazdu.

Do budowy poszczególnych modeli symulacyjnych, wchodzących w skład pojazdu, wykorzystano charakterystyki rzeczywistych obiektów, które stanowią wyposażenie Katedry Pojazdów Drogowych i Rolniczych Politechniki Opolskiej. Podstawowe dane techniczne elementów pojazdu wchodzących w skład modelu symulacyjnego zestawiono w tabeli 8.1.

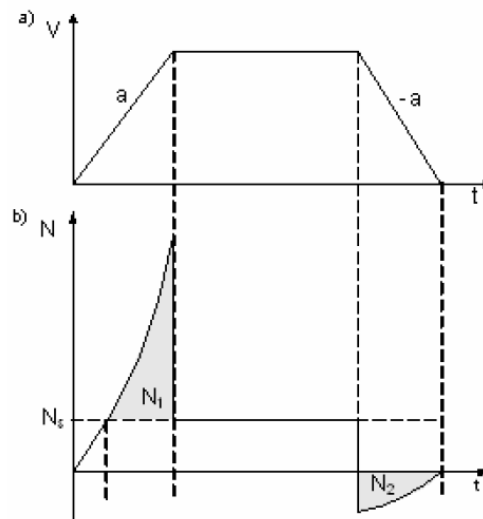
Tab.8.1. Zestawienie podstawowych parametrów technicznych poszczególnych obiektów wchodzących w skład zamodelowanego układu napędowego

Lp.	Cecha	Wartość, opis
	<b>Pojazd</b>	
1.	Całkowita masa samochodu	450 kg
2.	Powierzchnia czołowa	0,8 m <sup>2</sup>
3.	Współczynnik kształtu nadwozia	1,8
4.	Promień dynamiczny koła	0,29 m
	<b>Przekładnia planetarna</b>	
6.	Przełożenie bazowe	-6
7.	Bezwładność J	0.000089 kg·m <sup>2</sup>
	<b>Silnik spalinowy</b>	
8.	Maksymalna moc	7 kW
9.	Maksymalny moment	8,5 Nm
	Bezwładność J	0,01 kg·m <sup>2</sup>
	<b>Maszyna elektryczna</b>	
10.	Maksymalna moc	7kW
11.	Maksymalny moment	20 Nm
12.	Maksymalny prąd	300 A
13.	Maksymalna prędkość kątowna	400 rad/s
14.	Współczynnik Ke	0,185
15.	Współczynnik Kt	0,221
16.	Indukcyjność L	17e-6 H
17.	Rezystancja R	16e-3Ω
18.	Bezwładność J	0,02 kg·m <sup>2</sup>
	<b>Baterie akumulatorów</b>	
19.	Napięcie	84 V
20.	Maksymalny prąd ładowania	300 A
21.	Maksymalny prąd rozładowania	300 A

## 8.2. Zakres badań symulacyjnych

W celu przeprowadzenia dokładnej analizy właściwości trakcyjnych rozpatrywanego układu napędowego wykonano badania symulacyjne oparte na różnych cyklach jezdnych.

Takimi metodami badane są wszystkie nowe pojazdy, aby zweryfikować dane rozwiązanie konstrukcyjne, zużycie paliwa oraz emisję. Połączenie silnika spalinowego i maszyny elektrycznej w pojeździe najlepiej sprawdza się w intensywnym ruchu miejskim, gdzie wymagane jest częste zatrzymywanie się i ruszanie. W zależności od potrzeb i od prędkości pojazdu maszyna elektryczna może odzyskiwać część energii z hamowania lub wspomagać silnik spalinowy w czasie przyspieszenia. W związku z tym zastosowanie takich napędów w komunikacji miejskiej oraz w pojazdach osobowych, które zatrzymują się często, może prowadzić do zmniejszenia szkodliwości spalin i zmniejszenia zużycia paliwa, co potwierdza zgromadzona przez autora literatura. Dlatego do analizy pracy takich układów wykorzystuje się najczęściej cykle, które uwzględniają następujące fazy (rys.8.2): ruszanie, przyspieszanie, jazda ze stałą prędkością, hamowanie.



Rys.8.2. Przykładowy cykl jazdy pojazdu: a) przebieg prędkości, b) zapotrzebowanie na moc.  $N_s$  – moc średnia potrzebna do utrzymania stałej prędkości,  $N_1$  – moc potrzebna do przyspieszenia pojazdu do zadanej prędkości,  $N_2$  – moc tracona w postaci ciepła podczas [26]

Ze względu na różny zakres prędkości w poszczególnych trybach pracy rozpatrywanego układu napędowego pojazdu do badania właściwości trakcyjnych pojazdu zaproponowano dwa cykle elementarne dla prędkości 35km/h, 50km/h. Cykle te uwzględniają wszystkie trzy fazy: rozpędzania, utrzymania prędkości i hamowania. W cyklach tych czas fazy przyspieszania i hamowania określono na podstawie maksymalnej siły jaką może przenieść koło pojazdu na drogę. Dzięki temu można zaobserwować dynamikę rozpędzania dla różnych trybów pracy i różnych algorytmów sterowania oraz możliwości odzyskiwania

energii w czasie hamowania. Jednak warunki ruchu miejskiego nie pozwalają na poruszanie się pojazdu z maksymalnym przyspieszeniem dlatego autor wykonał również badania symulacyjne cyklu UDC na podstawie których wyznaczono m.in. zużycie paliwa, emisję substancji toksycznych.

Istotnym elementem z punktu widzenia jakości przetwarzania energii w rozpatrywanym układzie napędowym była ocena wpływu oddziaływania algorytmu sterowania na właściwości trakcyjne pojazdu, wybrane wskaźniki energetyczno-ekologiczne, sprawność przetwarzania energii w różnych trybach pracy oraz rozdział mocy w danym punkcie pracy układu napędowego. Dlatego dla każdego z powyższych cykli wykonano próby jezdne uwzględniające różne metody sterowania i różne tryby pracy. Do analizy działania układu i poznania możliwości utrzymania stałej prędkości kątowej wału korbowego silnika spalinowego podczas zmieniającej się prędkości pojazdu wykonano cykle jezdne przy zadanej stałej prędkości kątowej silnika spalinowego. Wybrano trzy wartości prędkości kątowej silnika spalinowego: prędkość minimalną 200 rad/s, prędkość odpowiadająca wartości maksymalnego momentu silnika spalinowego 700 rad/s, prędkość odpowiadająca wartości maksymalnej mocy silnika spalinowego 900 rad/s. Natomiast do oceny wskaźników pracy wykonano cykle jezdne dla strategii sterowania krzywej E i D. Analizę porównawczą przeprowadzonych badań symulacyjnych opartą na wskaźnikach zużycia paliwa, emisji oraz zużytej energii pochodzącej od silnika spalinowego i silnika elektrycznego.

W tabeli 8.2 zestawiono wszystkie wykonane badania symulacyjne uwzględniające cykl jezdny, metodę sterowania oraz tryb pracy układu napędowego.

Tab.8.2. Zakres badań symulacyjnych

Tryb pracy: hybrydowy			
Lp.	Rodzaj testu	Zakres prędkości pojazdu , km/h	Metoda sterowania silnikiem spalinowym
1	Cykl elementarny	0 – 35 km/h	200 rad/s, 300 rad/s, 700 rad/s, 900 rad/s krzywa E, krzywa D
2	Cykl elementarny	0 – 50 km/h	200 rad/s, 300 rad/s, 700 rad/s, 900 rad/s krzywa E, krzywa D
3	Cykl UDC	0 – 50 km/h	200 rad/s, 300 rad/s, 700 rad/s, 900 rad/s krzywa E, krzywa D
Tryb pracy: elektryczny			

4	Cykl elementarny	0 – 35 km/h	brak
5	Cykl UDC	0 – 35 km/h	brak
Tryb pracy: hybrydowo - spalinowy			
6	Cykl elementarny	0 – 35 km/h	300 rad/s
Tryb pracy: elektryczno - hybrydowy			
7	Cykl elementarny	0 – 35 km/h	krzywa E
8	Cykl elementarny	0 – 50 km/h	krzywa E
9	Cykl UDC	0 – 50 km/h	krzywa E

### 8.3. Dobór parametrów algorytmów sterowania układem napędowym

Strategia sterowanie napędu dwuzródłowego wymaga określenia rozdziału momentu napędowego pochodzącego z silnika spalinowego i maszyny elektrycznej. W proponowanym rozwiązaniu układu napędowego rozdział momentu zależy od dwóch czynników: prędkości pojazdu oraz od prędkości kątowej wału korbowego silnika spalinowego. O pierwszym czynniku decyduje kierowca, który za pomocą pedału przyspieszenia zadaje wymaganą wartość prędkości pojazdu. Natomiast na drugi czynnik, czyli prędkość kątową silnika spalinowego ma wpływ wybrana strategia sterowania, która musi uwzględniać wymaganą moc na kołach oraz stopień naładowania baterii akumulatorów. Na podstawie tych informacji sterownik nadrzędny może zwiększyć prędkość kątową silnika spalinowego tak aby zwiększyć zakres pracy generatorowej maszyny elektrycznej, a przez to zwiększyć moc doprowadzoną do akumulatorów. Jeśli natomiast bateria akumulatorów jest w pełni naładowana sterownik nadrzędny zmniejsza prędkość kątową silnika spalinowego aby przejść w stan pracy silnikowej maszyny elektrycznej. Do napędu wykorzystywane są wtedy obie jednostki napędowe, a ich moc jest sumowana. Taki sposób sterowania przepływem mocy w układzie napędowym wymaga określenia algorytmu sterowania decydującego o rozdziale mocy na poszczególne jednostki napędowe, uwzględniając energię zgromadzoną w akumulatorach. Ponadto strategia napędu wymaga określenia wartości ekwiwalentnej odniesionej do energii elektrycznej zgromadzonej w akumulatorach, która to odpowiada masie paliwa niezbędnej do wytworzenia i zmagazynowania energii elektrycznej. Określenie wartości ekwiwalentnej wymaga uwzględnienia różnych form uzyskiwania energii (praca generatorowa, odzysk energii z hamowania, zewnętrzne doładowania baterii akumulatorów

energią dostarczoną z sieci). Wartość ekwiwalentną zużytego paliwa wyznaczono dzieląc energię baterii akumulatorów przez wartość opałową benzyny

$$G_{LE} = \frac{E_E}{W_D}. \quad (8.1)$$

Taka wartość ekwiwalentna pomoże porównać różne strategie sterowania tak aby ostatecznie uzyskać wartość wprowadzoną do procedury optymalizacyjnej tj. zużycie paliwa, które zdecyduje jaka forma energii będzie wykorzystywana do napędu pojazdu. Dzięki temu będzie można uzyskać całkowite zużycie paliwa podczas cyklu, które może być powiększone, poprzez zużytą energię elektryczną lub zmniejszone, poprzez zmagazynowanie energii w akumulatorach. Całkowite zużycie paliwa  $G_L$  wyliczono przez dodanie wartości zużytego paliwa przez silnik spalinowy  $G_{LS}$  z ekwiwalentną wartością paliwa wyznaczoną z energii baterii akumulatorów  $G_{LE}$ .

$$G_L = G_{LS} + G_{LE} \quad (8.2)$$

Ponadto autor do porównania różnych metod sterowania oprócz zużycia paliwa pragnie wprowadzić jeszcze wskaźnik sprawności pracy silnika spalinowego w danym cyklu jezdnym. Do wyliczenia sprawności silnika spalinowego należało wcześniej obliczyć energię silnika spalinowego. Energię tą wyznaczoną z mocy generowanej na wale korbowym silnika spalinowego w czasie cyklu jezdno

$$E_D = \int_0^T P_D dt. \quad (8.3)$$

Średnią sprawność silnika spalinowego w czasie trwania cyklu jezdno wyliczono na podstawie zużycia paliwa i energii silnika spalinowego

$$\eta_s = \left( \frac{E_D}{G_{LS} \cdot W_D} \right) \cdot 100\%. \quad (8.4)$$

Dzięki temu będzie można oszacować optymalny zakres wykorzystania silnika spalinowego (prędkość kątową) w danym cyklu jezdnym. Unikanie zakresów pracy silnika spalinowego charakteryzujących się zmniejszoną sprawnością silnika spalinowego jest bardzo istotne, gdyż ma to bezpośredni wpływ na zużycie paliwa i emisję niektórych związków toksycznych.

## 9. Wyniki badań

### 9.1. Próba rozpędzania pojazdu

Rozpędzanie samochodu stanowi eksperymentalny stan ruchu przyśpieszonego od startu ze stanu spoczynku aż do osiągnięcia określonej prędkości. W pojazdach wyposażonych w tradycyjną przekładnię stopniową proces rozpędzania obejmuje: ruszanie z miejsca, jazdę na kolejnych biegach przy pedale przyśpieszenia wciśniętym do oporu oraz szybkie przełączanie kolejnych biegów tak aby do minimum skrócić czas w którym silnik spalinowy nie przekazuje napędu na koła. Przy takim przełączaniu kolejnych biegów pojazd porusza się z największymi możliwymi do osiągnięcia wartościami przyśpieszenia chwilowego. Poza początkowym okresem ruszania z miejsca przyśpieszenie chwilowe stanowi malejącą funkcję prędkości. Przebieg procesu rozpędzania z jednej strony zależy od charakterystyki silnika napędowego z drugiej zaś od wielkości mających wpływ na opory ruchu [137].

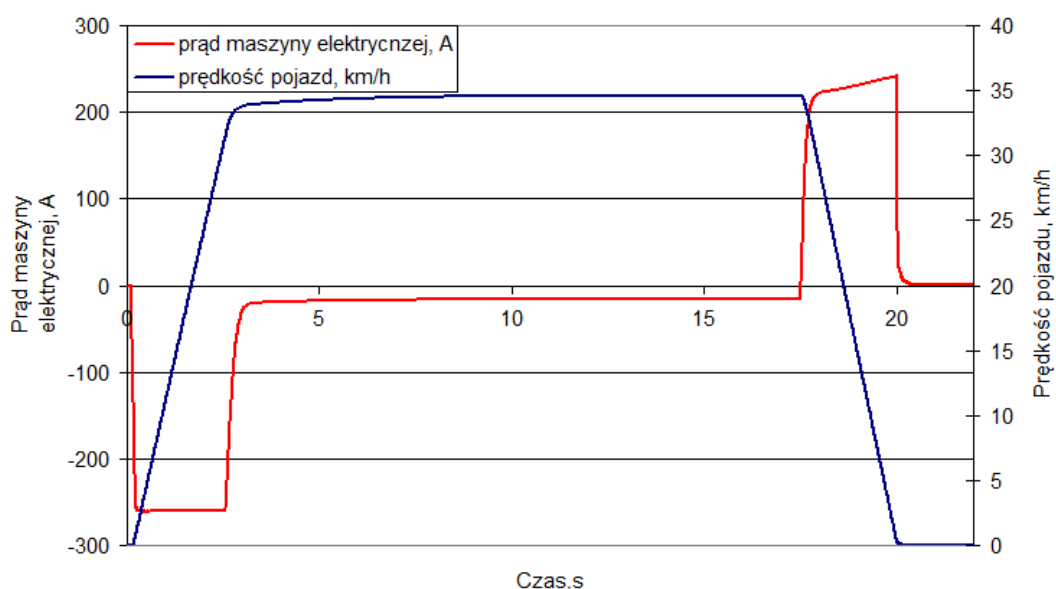
Układ napędowy przedstawiony w niniejszej rozprawie znacznie różni się od tradycyjnych układów napędowych ze stopniową przekładnią. Dzięki zastosowaniu dwóch różnych źródeł napędu, możliwe jest ich wykorzystywanie razem, w trybie hybrydowym lub osobno w trybie elektrycznym lub spalinowym. Jednostki napędowe ze względu na charakter pracy znacznie różnią się od siebie charakterystyką pracy przez to ich charakterystyki rozpędzania mogą się różnić. Ponadto rozpatrywany układ napędowy w każdym z trybów pracy ma inne przełożenie i pracuje w różnych zakresach prędkości pojazdu. Poniżej przedstawiono charakterystyki rozpędzania dla różnych trybów pracy układu napędowego.

#### Tryb elektryczny

W trybie elektrycznym do napędu wykorzystywany jest wyłącznie napęd elektryczny. Hamulec H1 na wale silnika spalinowego jest zablokowany, a układ napędowy ma stałe przełożenie przez co prędkość pojazdu jest proporcjonalna do prędkości kątowej wału maszyny elektrycznej. Maksymalna prędkość jaką może osiągnąć pojazd w tym trybie zależy od maksymalnej prędkości kątowej maszyny elektrycznej i dla opisanego układu wynosi 39 km/h. Dlatego przebieg rozpędzania wykonano tylko do prędkości 35 km/h. Na rysunku 9.1 zestawiono profil prędkości pojazdu i prądu maszyny elektrycznej w cyklu elementarnym,



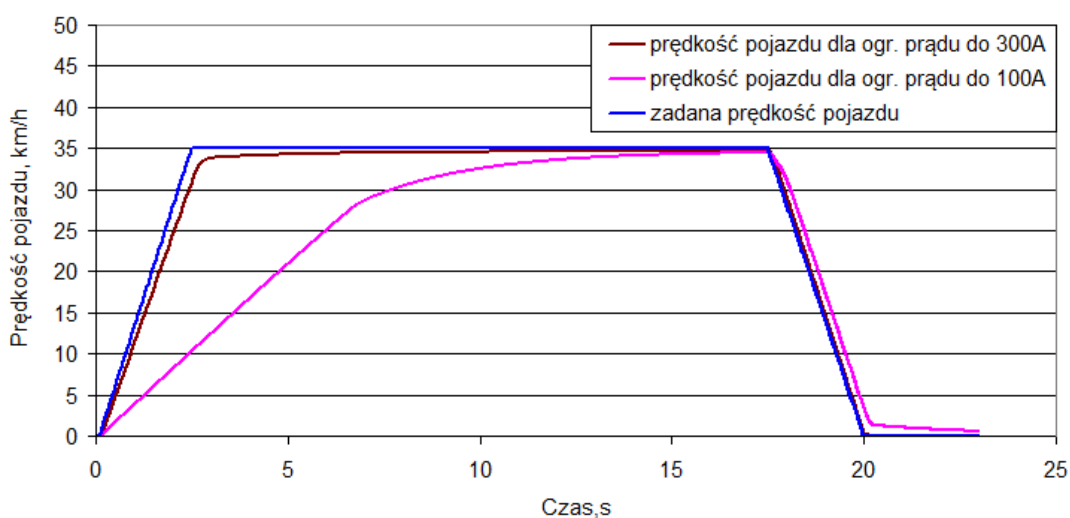
czyli w czasie rozpędzania, jazdy ze stałą prędkością oraz hamowania. Obserwacja w czasie rozpędzania prądu jest bardzo ważne, gdyż sterownik maszyny elektrycznej nie może dopuścić do przekroczenia dopuszczalnej wartości prądu maszyny elektrycznej oraz prądu ładowania i rozładowania akumulatorów. W modelu podczas symulacji rozpędzania ustalono maksymalny prąd sterownika maszyny elektrycznej na poziomie 300A.



Rys. 9.1. Charakterystyka czasowa prędkości pojazdu oraz prądu maszyny elektrycznej elektrycznym podczas cyklu elementarnego 35 km/h

Podczas fazy rozpędzania prąd w maszynie elektrycznej osiągnął maksymalną wartość 260A, a podczas hamowania 240A (rys. 9.1). Według producenta maksymalny prąd dla zastosowanej maszyny elektrycznej w czasie ciągłej pracy wynosi 85A, a chwilowy prąd (ok. 10 s) wynosi 300A. Natomiast maksymalny prąd zastosowanych baterii akumulatorów w czasie rozładowania wynosi 300A, a podczas ładowania 100A. Jak widać na powyższym rysunku podczas fazy rozpędzania maksymalny prąd rozładowania akumulatora nie został przekroczony. W przypadku maszyny elektrycznej mimo iż maksymalny prąd chwilowy (300A) nie został przekroczony to prąd pracy ciągłej (85A) podczas rozpędzania i hamowania został przekroczony prawie trzy krotnie. Na szczęście czas fazy rozpędzania wynosił ok. 2,5 sekundy czyli można przyjąć, że była to praca chwilowa i maksymalny prąd maszyny elektrycznej i akumulatora nie został przekroczony. Jednak w czasie rozpędzania i hamowania powinno się dodatkowo monitorować temperaturę maszyny elektrycznej i baterii akumulatorów by nie dopuścić do ich przegrzania, gdyż osiągnane wartości prądu zbliżały się

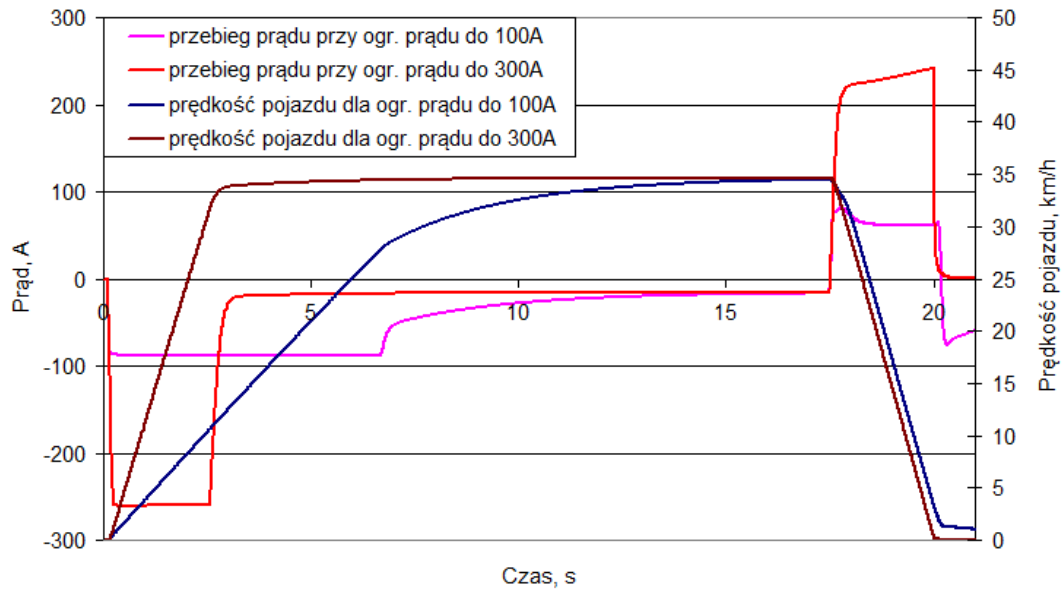
do wartości maksymalnych. W czasie hamowania maksymalny prąd ładowania baterii akumulatorów przekroczył ponad dwukrotnie zalecaną wartość (100A). W czasie ładowania nie powinno się tak mocno przeciążać baterii akumulatorów. Mimo iż zastosowane baterie akumulatorów pozwalają na krótkotrwałe przeciążanie wyższym prądem niż 100A jednak producent nie określił jako długo można je przeciążać. Dla przeprowadzonej symulacji czas cyklu hamowania trwał zaledwie 3 sekundy. Tak krótki czas nie powinien uszkodzić baterii akumulatorów, ale może skrócić jej żywotność. Autor, aby zobaczyć jaka będzie różnica w przebiegu rozpędzania wykonał symulację przy ograniczonym prądzie sterownika maszyny elektrycznej do 100A. Na rysunku 9.2 zestawiono dwa przebiegi rozpędzania przy ograniczonym prądzie do 300A i 100A.



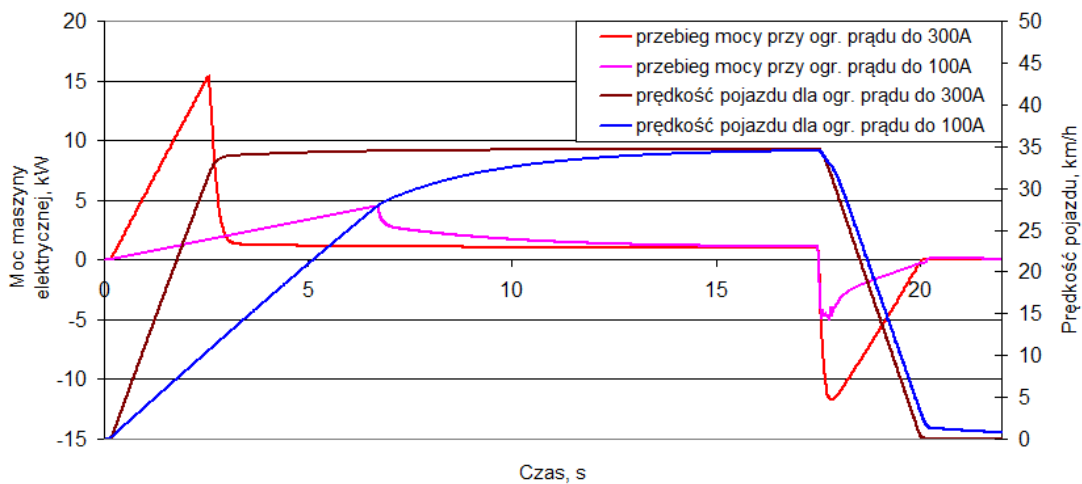
Rys. 9.2. Charakterystyka czasowa prędkości pojazdu dla różnych ustawień ograniczenia prądu maszyny elektrycznej podczas cyklu elementarnego 35 km/h

Jak widać na powyższym rysunku przebieg rozpędzania dla prądu ograniczonego do 100A jest mniej intensywny od przebiegu dla prądu ograniczonego do 300A. Linia przebiegu rozpędzania dla ograniczenia prądu do 300A praktycznie pokrywa się z linią zadanego profilu rozpędzania czyli profilu, który uwzględnia maksymalną siłę napędową jaką mogą przenieść koła pojazdu. W przypadku hamowania różnica przebiegu prędkości pojazdu jest niewielka ponieważ jeśli różnica pomiędzy wartością zadaną prędkości pojazdu, a wartością rzeczywistą przekroczy 5 km/h do pracy włącza się układ hamulcowy. Aby dokładniej przyjrzeć się procesowi rozpędzania i hamowania przy obu ograniczeniach prądowych maszyny

elektrycznej przedstawiono przebieg czasowy prądu (rys. 9.3) oraz mocy maszyny elektrycznej (rys. 9.4).



Rys. 9.3. Charakterystyka czasowa przebiegu prądu maszyny elektrycznej oraz prędkości pojazdu dla różnych ustawień ograniczenia prądu maszyny elektrycznej podczas cyklu elementarnego 35 km/h



Rys. 9.4. Charakterystyka czasowa przebiegu mocy maszyny elektrycznej oraz prędkości pojazdu dla różnych ustawień ograniczenia prądu maszyny elektrycznej podczas cyklu elementarnego 35 km/h

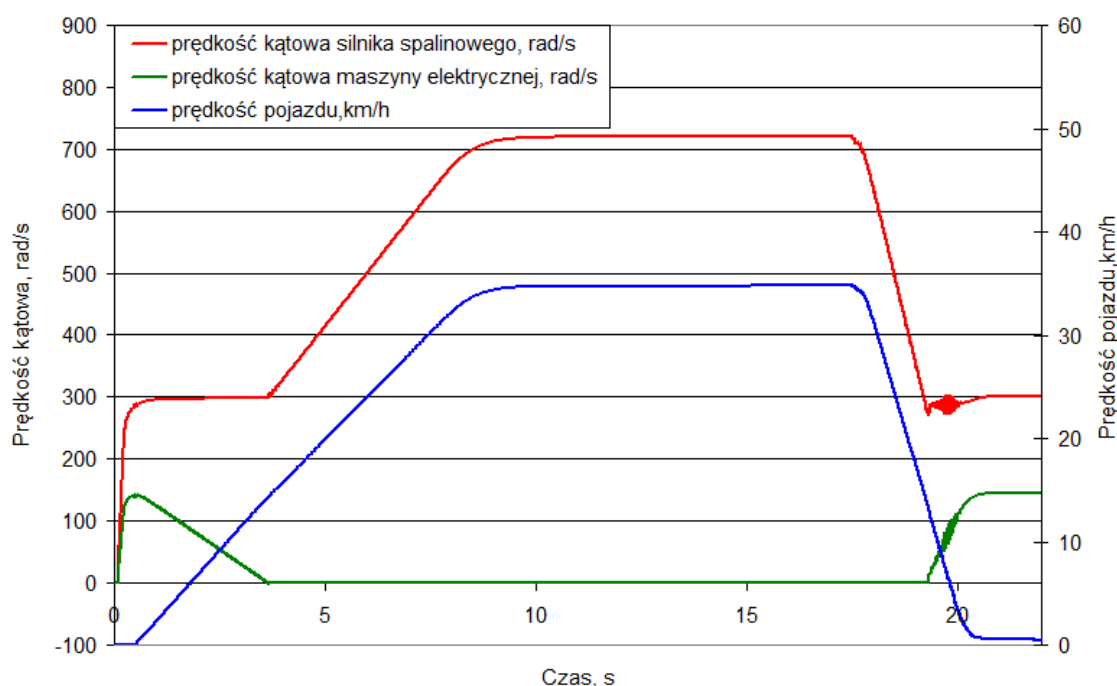
Ograniczenie prądu maszyny elektrycznej powoduje znaczące pogorszenie intensywności przebiegu rozpędzania. Podczas fazy rozpędzania dla ograniczenia prądu do 300A prąd w maszynie elektrycznej osiągnął maksymalną wartość 260A, a dla ograniczenia

prądu do 100A maksymalny prąd wyniósł 88A. Prąd ten zaczął spadać przy prędkości pojazdu ok. 30 km/h przez co nastąpiło pogorszenie procesu przyspieszenia. Powodem tego zjawiska jest zadziałanie regulatora PID sterownika maszyny elektrycznej. Ustawienia regulatora zostały dobrane do ograniczenia 300A. Mimo tego intensywność procesu rozpędzania znacząco się pogorszyła przy ograniczaniu prądu do 100A. Maksymalna moc w czasie rozpędzania dla ograniczenia 300A wyniosła 15 kW, a dla ograniczenia prądu do 100A wyniosła 4,5 kW. W czasie hamowania dla ograniczenia prądu do 300A prąd w maszynie elektrycznej osiągnął maksymalną wartość 240 A, a dla ograniczenia prądu do 100 A maksymalny prąd wyniósł 74 A. Maksymalna moc maszyny elektrycznej w czasie hamowania dla ograniczenia prądu do 300 A wyniósł 11 kW, a dla ograniczenia prądu do 100A wyniósł 4,8 kW. Przez ograniczenie prądu pogorszył się proces rozpędzania oraz zmniejszyła się ilość energii odzyskanej w czasie hamowania. Największego ograniczenia prądu w fazie hamowania wymagają baterię akumulatorów, gdyż maszyna elektryczna chwilowo może być przeciążana większym prądem. Dlatego, aby zwiększyć prąd ładowania baterii akumulatorów zwiększa się ich pojemność. Jednak skutkuje to zwiększeniem masy pojazdu co jest niekorzystne ze względu na właściwości trakcyjne. Innym sposobem jest zastosowanie drogich zestawów superkondensatorów, które mogą być ładowane wysokim prądem.

### **Tryb hybrydowo - spalinowy**

W trybie hybrydowo - spalinowym do napędu w początkowej fazie profilu rozpędzania musi zostać wykorzystywany tylko tryb hybrydowy, gdyż prędkość kątowna wału korbowego silnika spalinowego musi osiągnąć minimalną prędkość potrzebną do jego prawidłowej pracy. Oznacza to, że tryb hybrydowy ma miejsce podczas ruszania z miejsca do chwili uzyskania odpowiedniej prędkości kątownej silnika spalinowego (zależnie od algorytmu sterowania). Wtedy następuje przejście do trybu spalinowego. W trybie spalinowy do pracy wykorzystywany jest wyłącznie silnik spalinowy a wał maszyny elektrycznej jest zablokowany za pomocą hamulca  $H_2$ . Układ napędowy ma stałe przełożenie przez co prędkość pojazdu jest proporcjonalna do prędkości kątownej wału korbowego silnika spalinowego. Maksymalna prędkość jaką może osiągnąć pojazd w tym trybie zależy od maksymalnej prędkości kątownej silnika spalinowego. Dla opisanego układu napędowego maksymalna prędkość pojazdu wynosi ok. 40 km/h. Z punktu widzenia sterowania silnikiem spalinowym ważny jest punkt uruchomienia trybu spalinowego ponieważ silnik spalinowy

dopiero od kilkuset radianów może generować moment napędowy. W wyniku przeprowadzonej symulacji ustalono prędkość kątową od której silnik spalinowy może pracować w trybie spalinowym na poziomie 300 rad/s. Prędkość ta jest uzyskiwana przy prędkości pojazdu ok. 14,4 km/h. Jak wspomniano wcześniej w początkowej fazie rozpędzania (do prędkości 14,4 km/h) układ napędowy pojazdu pracuje w trybie hybrydowym. Po osiągnięciu prędkości pojazdu równej 14,4 km/h, co odpowiada prędkości maszyny elektrycznej równej 0 rad/s, wał maszyny elektrycznej zostaje zablokowany i układ napędowy przełączany jest w tryb spalinowy. Według autora jest to najbardziej płynne przejście do trybu spalinowego i dlatego wybrano taki właśnie sposób przełączania. Podczas zwalniania pojazdu próg przełączenia z trybu spalinowego do trybu hybrydowego ustalono dla prędkości pojazdu równej 13,4 km/h przez co zachowano pewną histerezę przejścia pomiędzy trybami, tak aby w momencie zwalniania pojazdu, nie następowało cykliczne przełączanie trybów pracy. Na rysunku 9.5 przedstawiono prędkość pojazdu oraz prędkość kątową silnika spalinowego i maszyny elektrycznej podczas cyklu elementarnego w trybie hybrydowo-spalinowym.



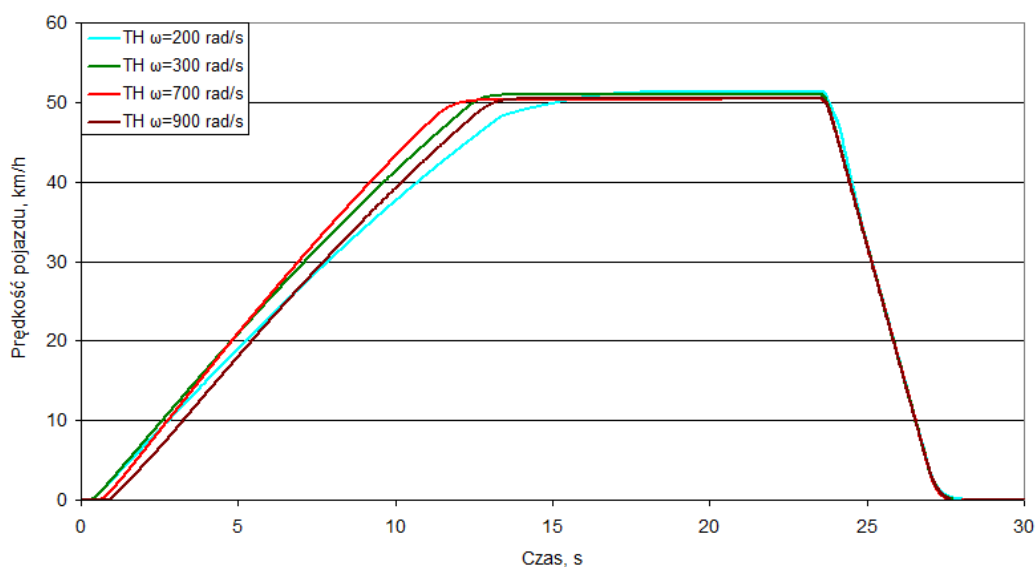
Rys. 9.5. Charakterystyka czasowa przebiegu prędkości kątowej silnika spalinowego, maszyny elektrycznej oraz prędkości pojazdu w trybie hybrydowo-spalinowym podczas cyklu elementarnego 35 km/h

Na początku przebiegu rozpędzania silnik spalinowy zostaje uruchomiony przez maszynę elektryczną, która rozpędza go do 300 rad/s. Następnie pojazd rusza, a maszyna

elektryczna utrzymując zadaną prędkość silnika spalinowego zmniejsza swoją prędkość z 140 rad/s do 0 rad/s. Po przejściu prędkości maszyny elektrycznej przez zero jej wał zostaje zablokowany przez hamulec  $H_2$  i do napędu wykorzystywany jest wyłącznie silnik spalinowy. Prędkość kątowna silnika spalinowego od tego momentu wzrasta wraz z prędkością pojazdu (stałe przełożenie). Przy hamowaniu, gdy prędkość pojazdu zbliża się do punktu przełączenia trybów czyli ok. 13,4 km/h wał maszyny elektrycznej zostaje odblokowany i do napędu wykorzystywane są obie jednostki napędowe. Prędkość kątowna maszyny elektrycznej znów wzrasta aż pojazd się zatrzyma.

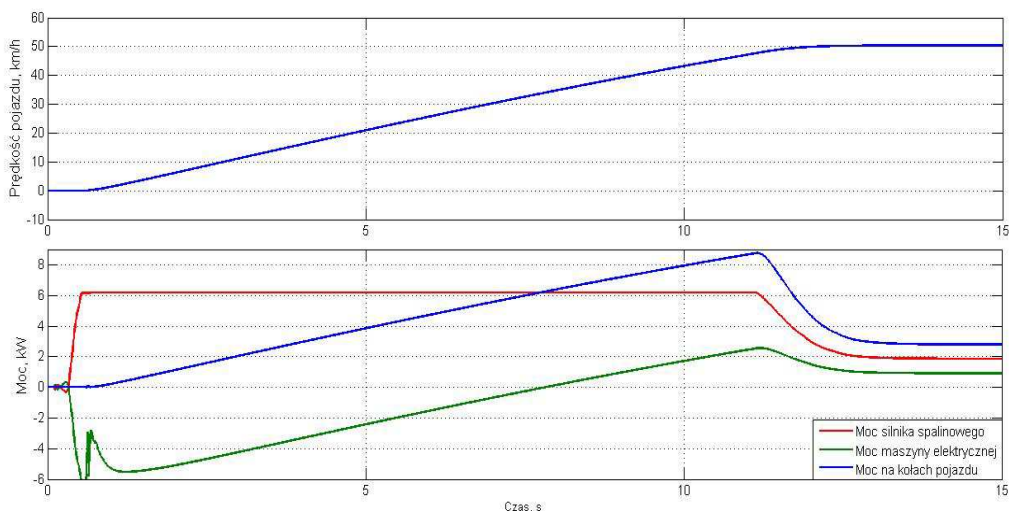
### Tryb hybrydowy

Za pomocą maszyny elektrycznej połączonej z kołem słonecznym przekładni planetarnej możliwe jest bezstopniowe sterowanie przełożeniem układu napędowego. Dzięki temu w czasie rozpędzania można zaoszczędzić czas potrzebny na przełączanie kolejnych biegów tak jak to ma miejsce w stopniowych przekładniach. Ponadto oprócz silnika spalinowego do napędu wykorzystywana jest maszyna elektryczna, która w pewnym zakresie prędkości pojazdu może wspomagać silnik spalinowy. Jednak w zakresie niższych prędkości pojazdu pracuje jako generator i odbiera moc przekazywaną przez silnik spalinowy do kół pojazdu. Na zakres pracy maszyny elektrycznej oprócz prędkości pojazdu ma wpływ prędkość kątowna silnika spalinowego. Dlatego krzywe rozpędzania dla różnych ustalonych prędkości kątowych silnika spalinowego mają zróżnicowany przebieg (rys. 9.6).

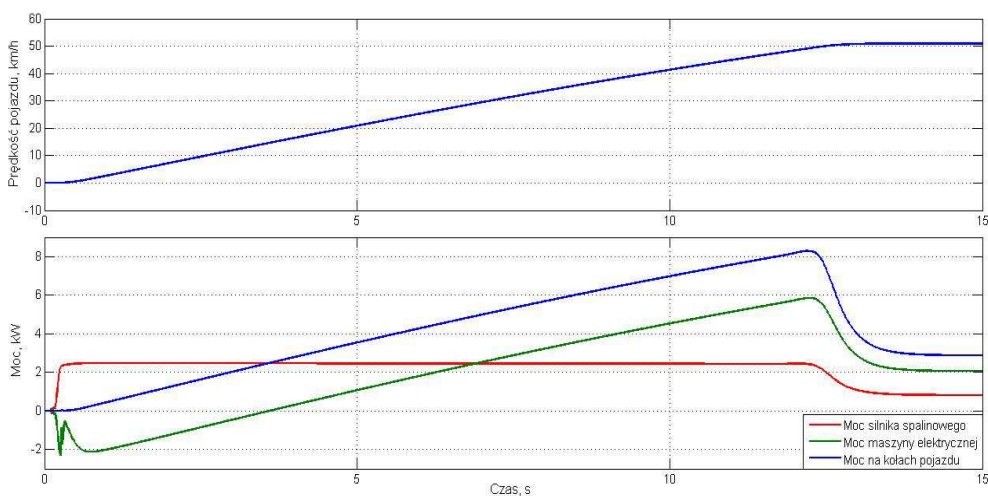


Rys. 9.6. Profil prędkości przy różnej zadanej prędkości kątowej silnika spalinowego podczas cyklu elementarnego 50 km/h

Jak widać na powyższym wykresie profil prędkości pojazdu mimo utrzymywania zadanej wyższej prędkości kątowej silnika spalinowego nie wiele się polepszył pod względem dynamiki jazdy. Oczekiwać by można, że przy większej prędkości kątowej silnik spalinowy generuje większą moc, a przez to przyspieszenie pojazdu będzie większe. Jednak w początkowej fazie rozpędzania część tej mocy jest przekazywana do akumulatorów. Ponadto zwiększenie prędkości kątowej silnika spalinowego przesunęło zakres pracy generatorowej do wyższych prędkości i przez to np. przy 700 rad/s (rys. 9.7) maszyna elektryczna dłużej pracuje jak generator w porównaniu do 300 rad/s (rys. 9.8).

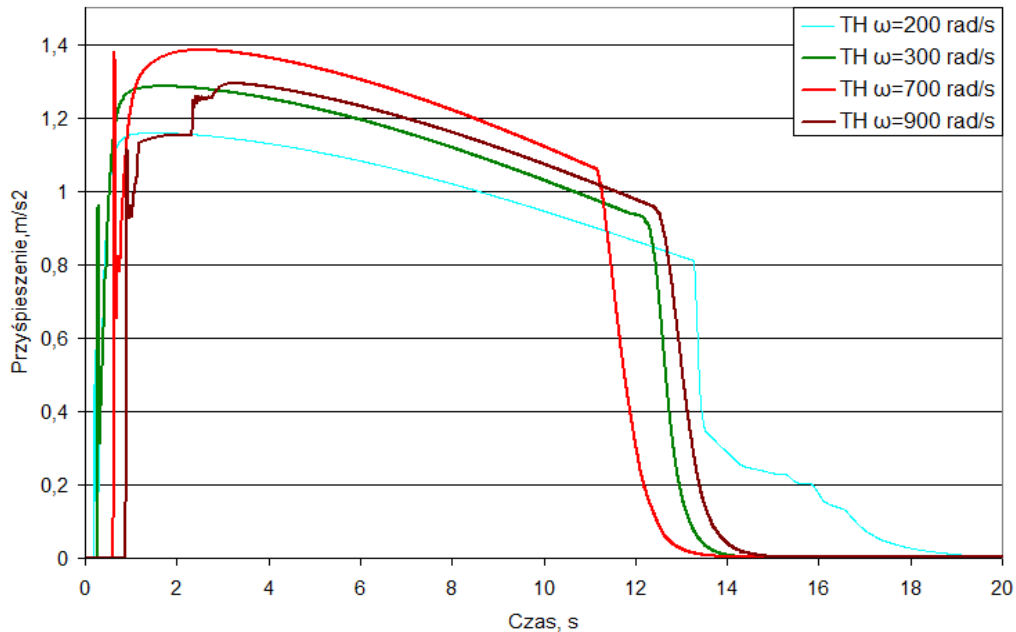


Rys. 9.7. Charakterystyka czasowa zmian mocy i prędkości pojazdu podczas rozpędzania dla prędkości kątowej silnika spalinowego 700rad/s



Rys. 9.8. Charakterystyka czasowa zmian mocy i prędkości pojazdu podczas rozpędzania dla prędkości kątowej silnika spalinowego 300rad/s

W konsekwencji tego moc przekazywana do kół oraz przyspieszenie pojazdu (rys. 9.9) znajdują się na podobnym poziomie dla różnych zadanych prędkości kątowych silnika spalinowego.



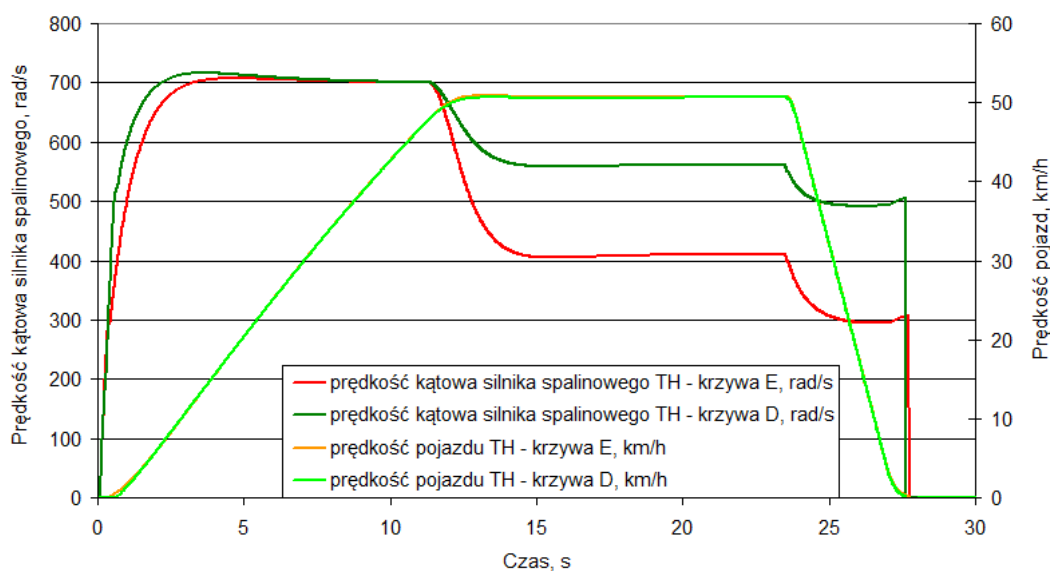
Rys. 9.9 Przyspieszenie pojazdu dla różnych zadanych prędkości kątowych silnika spalinowego

Największe obniżenie przyspieszenia w początkowej fazie rozpędzania wystąpiło przy ustalonej prędkości kątowej  $\omega_D = 900$  rad/s. Spowodowane jest to ograniczonym zakresem pola sterowań. Silnik spalinowy przy niskich prędkościach pojazdu nie mógł osiągnąć zadanej prędkości kątowej i przez to układ sterowania maszyny elektrycznej ograniczył moc maszyny elektrycznej. Dopiero od prędkości 4 m/s silnik spalinowy osiągnął swoją zadaną prędkość i przyspieszenie wzrosło do ok.  $1.3$  m/s<sup>2</sup>. Największe przyspieszenie pojazd osiągnął dla prędkości zadanej silnika spalinowego równej 700 rad/s, a najmniejsze przy prędkości 200 rad/s. Prędkość kątowa 700 rad/s jest to prędkość w której silnik spalinowy osiąga największą moc, natomiast prędkość 200 rad/s to prędkość w której osiąga najmniejszą moc.

Badania przeprowadzone dla ustalonych prędkości kątowych silnika w całym cyklu pokazują, że dynamika przyspieszania jest na podobnym poziomie dla każdej z ustalonych prędkości silnika spalinowego. Zaletą takiego sposobu sterowania jest to, że podczas przyspieszania prędkość kątowa wału korbowego silnika spalinowego jest stała przez co na przyspieszenie pojazdu nie wpływa moment bezwładności silnika spalinowego.

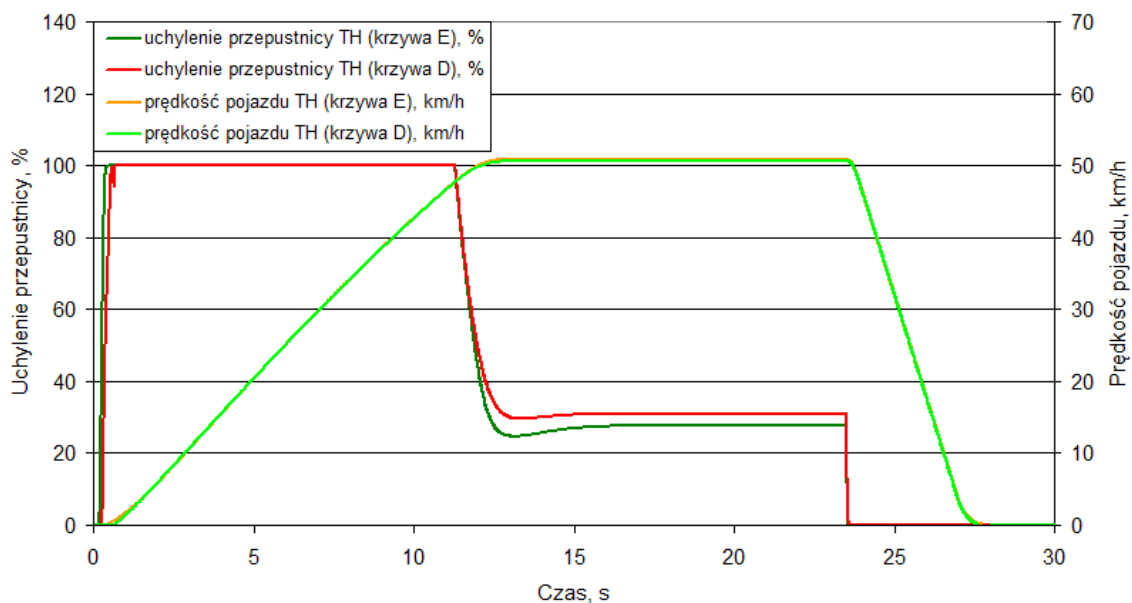


Jednak istotą sterowania zaproponowanym układem napędowym jest sterowanie punktem pracy silnika w zależności od zapotrzebowania mocy oraz od stopnia naładowania akumulatora. O tym czy baterie akumulatorów są ładowane czy rozładowywane w proponowanym układzie napędowym ma wpływ przede wszystkim prędkość kątowna silnika spalinowego, która przy stałej prędkości pojazdu definiuje czy maszyna elektryczna pracuje jako generator czy silnik. Istotnym z punktu widzenia efektywnego wykorzystania silnika spalinowego jest obszar jego pola pracy. Racjonalny wybór położenia jego punktu pracy polega na wyznaczeniu wartości współrzędnych momentu obrotowego (uchylenie przepustnicy) i prędkości kątowej wału korbowego silnika spalinowego, która jest uzależniona od prędkości pojazdu i prędkości kątowej maszyny elektrycznej. Dla rozpatrywanego układu napędowego przyjęto dwa kryteria sterowania silnikiem spalinowym, które określa odpowiednia krzywa sterowania. Ze względu na efektywność pracy silnika spalinowego do sterowania jego prędkością kątową wału korbowego wykorzystano krzywą E ( $w_s = 400 \cdot \Theta + 300$ ). Natomiast ze względu na własności ruchowe wykorzystano krzywą D ( $w_s = 200 \cdot \Theta + 500$ ). Uchylenie przepustnicy  $\Theta$  zmienia się w zależności od wymaganego przyspieszenia i prędkości pojazdu w zakresie 0% do 100%. Na rysunku 9.10 przedstawiono przebieg prędkości kątowej silnika spalinowego oraz prędkości pojazdu dla sterowania prędkością kątowną silnika spalinowego według krzywej E i D w cyklu elementarnym 50 km/h



Rys. 9.10. Charakterystyka czasowa przebiegu prędkości kątowej silnika spalinowego oraz prędkości pojazdu dla sterowania prędkością kątowną silnika spalinowego według krzywej E i D w cyklu elementarnym 50 km/h

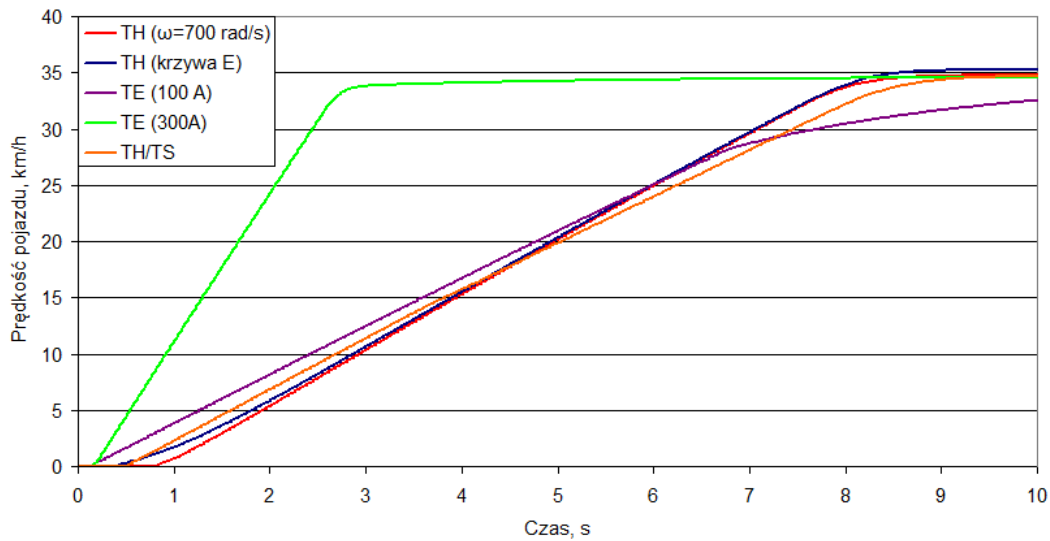
Przebiegi rozpędzania dla krzywych E i D są bardzo podobne. Podczas przebiegu rozpędzania przepustnica silnika spalinowego była ustawiona na 100% uchylenia przez co prędkość zadana na podstawie krzywych E i D była taka sama i wynosiła 700 rad/s. Jedyną różnicą była prędkość startowa, która dla krzywej E wynosiła 300 rad/s, a dla krzywej D wynosiła 500 rad/s. Jednak taka mała różnica nie wpłynęła na profil rozpędzania prędkości kątowej silnika spalinowego, gdyż silnik spalinowy w obu przypadkach bardzo szybko ustalił wartość zadaną. Różnice dopiero można zauważyć w czasie utrzymywania zadanej prędkości pojazdu, gdy sterownik nadzorczy zmienia stopień uchylenia przepustnicy (rys.9.11) co skutkuje zmniejszaniem zadanej prędkości kątowej silnika spalinowego. Dla krzywej E prędkość zadana w tym czasie wynosiła 405 rad/s, a dla krzywej D 560 rad/s. W czasie hamowania, gdy przepustnica była ustalona na 0 % uchylenia prędkości zadane dla krzywych E i D zostały ustalone na poziomie wartości startowych, czyli odpowiednio 300 rad/s (krzywa E) i 500 rad/s (krzywa D).



Rys. 9.11. Charakterystyka czasowa przebiegu uchylenia przepustnicy silnika spalinowego oraz prędkości pojazdu dla sterowania prędkością kątową silnika spalinowego według krzywej E i D w cyklu elementarnym 50 km/h

Celem porównania profili rozpędzania trybu hybrydowego (TH), trybu elektrycznego (TE) oraz trybu hybrydowo - spalinowego (TH/TS) zestawiono na jednym wykresie wszystkie przebadane tryby pracy (rys 9.12). Zestawienie profili rozpędzania wszystkich trybów pracy przeprowadzono dla prędkości 35 km/h ponieważ tylko taka prędkość jest osiągnięta w trybie elektrycznym i spalinowym. Aby wykres był bardziej czytelny dla trybu

hybrydowego o ustalonej prędkości wybrano tylko jeden profil, gdy prędkość kątowna silnika spalinowego była ustalona na 700 rad/s.



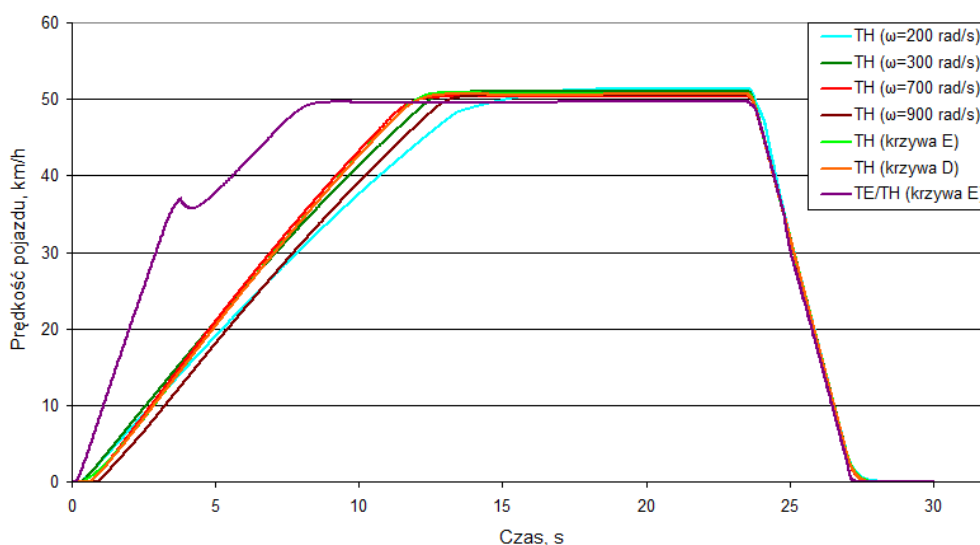
Rys. 9.12. Profile prędkości podczas rozpędzania do 35km/h dla trybu elektrycznego, hybrydowego, hybrydowo-spalinowego

Profile prędkości uzyskane w próbie rozpędzania do 35km/h dla różnych trybów pracy, które przedstawiono na powyższym rysunku wskazują, że największe przyśpieszenie uzyskano w trybie elektrycznym przy ograniczonym prądzie maszyny elektrycznie do 300A. Maszyna w tym czasie pracuje z prawie dwukrotnie większą mocą od mocy znamionowej dzięki temu uzyskuje znacznie lepsze przyśpieszenie. Podczas próby rozpędzania z mocą znamionową (ograniczenie prądu do 100A) pojazd rozpędza się z prawie taką samą intensywnością jak dla trybu hybrydowego **TH (krzywa E)** i **TH ( $\omega=700$  rad/s)**. Pojazd w trybie **(TH/TS)** i **TH (krzywa E)** rusza trochę szybciej niż w trybie **TH ( $\omega=700$  rad/s)** ze stałą prędkością 700 rad/s. W trybie **TH ( $\omega=700$  rad/s)** silnik potrzebuje więcej czasu na ustalenie zadanej prędkości (700 rad/s) i przez to pojazd rusza nieco później. Natomiast w trybie **TH/TS** i **TH (krzywa E)** prędkość startowa jest jednakowa (300 rad/s) przez co pojazd rusza w tym samym momencie. Po ruszeniu pojazd w trybie **TH/TS** przyśpiesza trochę szybciej niż w trybie **TH (krzywa E)**. Powodem tego jest udział momentu bezwładności, występujący w czasie zwiększania prędkości kątownej silnika spalinowego w trybie **TH (krzywa E)** w stosunku do trybu **TS/ TH**, który rozpędza się dalej ze stałą prędkością kątowną silnika spalinowego 300 rad/s. W trybie **TH (krzywa E)** prędkość kątowna zwiększana jest według funkcji sterowania krzywej E, która wymusza zmianę prędkości kątownej silnika spalinowego.

W dalszej części jednak profile prędkości się wyrównują. Przy prędkości około 15 km/h profile rozpędzania w trybach **TH (krzywa E)**, **TH ( $\omega=700$  rad/s)** i **TH/TS** przecinają się. Od tego punktu widać zwiększanie się różnicy między profilem prędkości w trybie **TH /TS** w stosunku do trybów **TH ( $\omega=700$  rad/s)** i **TH (krzywa E)**. Moment bezwładności silnika spalinowego w trybie **TH /TS** znacząco obniża przyspieszenia pojazdu.

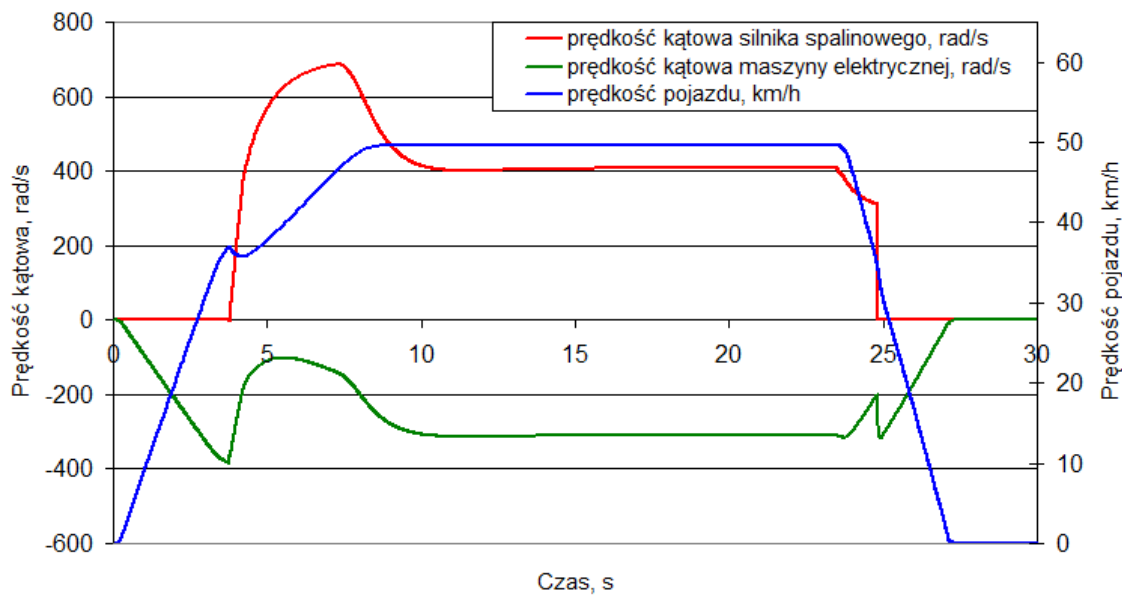
### Tryb elektryczno – hybrydowy

Ze względu na jak największe przyspieszenie potrzebne do intensywnego rozpędzania się pojazdu najlepiej wykorzystywać tryb elektryczny. Jednak ograniczona prędkość maszyny elektrycznej nie pozwala na rozpędzanie pojazdu powyżej 37 km/h. Najlepszym rozwiązaniem według autora będzie połączenie trybu elektrycznego z trybem hybrydowym. Oznacza to, że w początkowej fazie rozpędzania do napędu wykorzystywana jest jedynie maszyna elektryczna, która pracuje z maksymalną mocą. Po osiągnięciu swojej prędkości maksymalnej nastąpi przejście do stanu hybrydowego w którym kontynuowany będzie dalszy proces przyspieszenia. W trybie hybrydowym prędkość kątowa sterowana będzie na podstawie funkcji krzywej E. Powyżej prędkości pojazdu 35 km/h maszyna elektryczna w trybie TH (krzywa E) (100% uchylecia przepustnicy) pracuje jako silnik przez co obie moce jednostek napędowych się sumują, co jest bardzo korzystne dla procesu rozpędzania. Taki tryb nazwano trybem elektryczno – hybrydowym (TE/TH (krzywa E)). Na rysunku 9.13 przedstawiono przebiegi prędkości dla cyklu elementarnego 50 km/h dla trybu TE/TH (krzywa E), który zestawiono z próbą rozpędzania w pozostałych trybach.



Rys. 9.13. Profile prędkości pojazdu w różnych trybach pracy podczas cyklu elementarnego 50 km/h

W zaproponowanym przez autora trybie pracy elektryczno - hybrydowym (TE/TH (krzywa E)) pojazd uzyskał największe przyśpieszenie w wyniku czego czas rozpędzania do prędkości 50km/h skrócił się o ponad 3 sekundy. Jednak przy prędkości w której nastąpiło przełączenie z trybu elektrycznego do trybu hybrydowego nastąpiło krótkotrwałe zmniejszenie prędkości pojazdu spowodowane uruchomieniem silnika spalinowego. Maszyna elektryczna w czasie uruchomienia silnika spalinowego musi pokonać jego moment bezwładności oraz opory wewnętrzne co w sztywno połączonym układzie napędowym opartym na przekładni planetarnej powoduje zaburzenie przepływu mocy do kół pojazdu. W konsekwencji tego pojazd chwilowo zwolnił na czas potrzebny do uruchomienia silnika spalinowego. Przebieg prędkości kątowej silnika spalinowego i maszyny elektrycznej w trybie elektryczno – hybrydowym (TE/TH (krzywa E)) przedstawiono na rysunku 9.14.

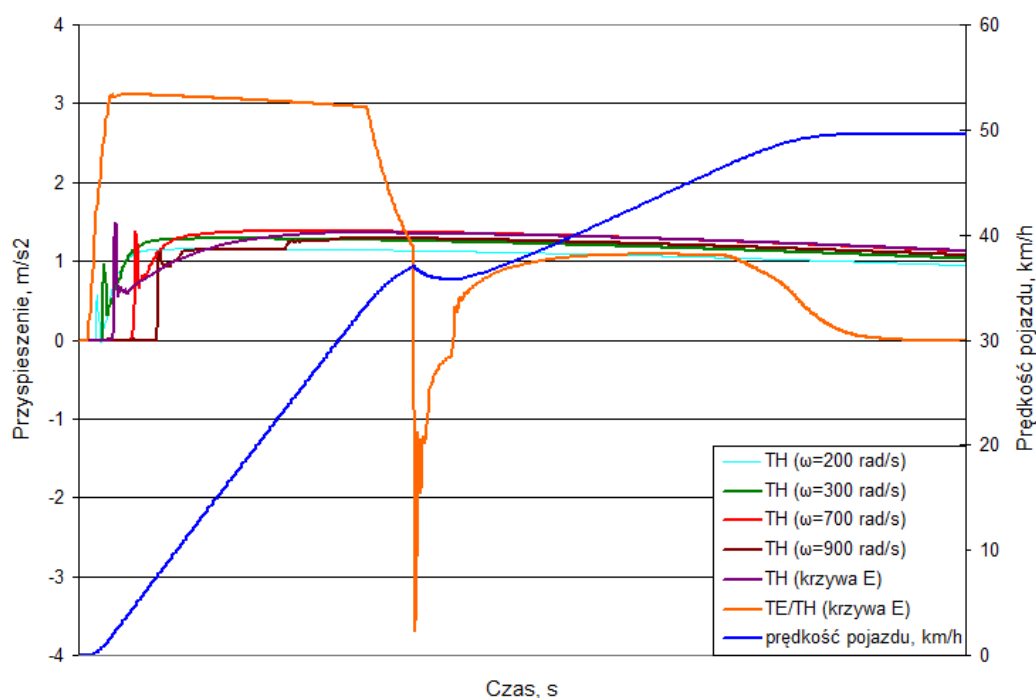


Rys. 9.14. Charakterystyka czasowa przebiegu prędkości silnika spalinowego, prędkości kątowej maszyny elektrycznej oraz prędkości pojazdu pracującego w trybie elektryczno – hybrydowym (TE/ TH (krzywa E)) w cyklu elementarnym 50 km/h

W trybie TE/TH(krzywa E) pojazd rusza przy użyciu wyłącznie maszyny elektrycznej. Wał silnika spalinowego zablokowany jest hamulcem  $H_1$ . Po osiągnięciu prędkości 37 km/h następuje odblokowanie hamulca  $H_1$  i za pomocą maszyny elektrycznej następuje uruchomienie i rozpędzenie wału korbowego silnika spalinowego do zadanej prędkości kątowej wynikającej z krzywej E. Na rysunku 9.14 można zauważyć jak zmiana prędkości maszyny elektrycznej, a co za tym idzie silnika spalinowego zmniejsza chwilowo prędkość

pojazdu. Po uzyskaniu startowej prędkości silnika spalinowego (300 rad/s) następuje ponowne zwiększanie prędkości pojazdu. Prędkość silnika spalinowego dąży do osiągnięcia prędkości zadanej z krzywej E. Dla maksymalnego przyśpieszenia (100% uchylenia przepustnicy) prędkość kątowna silnika spalinowego wynosi 700 rad/s. Po zakończeniu procesu rozpędzania prędkość kątowna zostaje obniżona do prędkości 400 rad/s. Na początku procesu hamowania pojazd pracuje w trybie hybrydowym. Po osiągnięciu prędkości 35 km/h następuje przejście do trybu elektrycznego. Na rysunku 9.15 widać jak prędkość kątowna silnika spalinowego po przekroczeniu tego punktu gwałtownie spada, co wywołuje gwałtowną zmianę prędkości kątownej maszyny elektrycznej. Później już prędkość zmniejsza się proporcjonalnie do prędkości pojazdu.

Połączenie trybu elektrycznego z hybrydowym podczas rozpędzania daje bardzo dobre rezultaty w postaci zwiększonego przyśpieszenia (rys. 9.15). Jednak uruchomienie silnika spalinowego w czasie jazdy ponosi za sobą chwilowe przyhamowanie pojazdu.



Rys. 9.15. Charakterystyka czasowa przebiegu przyśpieszenia oraz prędkości pojazdu pracującego w trybie elektryczno – hybrydowym (TE/TH (krzywa E)) w cyklu elementarnym 50 km/h

Według autora niedogodności związane z uruchomieniem silnika spalinowego w czasie jazdy powinno się dać ograniczyć. Odpowiednie ustawianie regulatorów maszyny elektrycznej, kąta zapłonu silnika i uchylenia przepustnicy silnika spalinowego może przyczynić się do znacznego zmniejszenia efektu szarpnięcia spowodowanego ujemnym

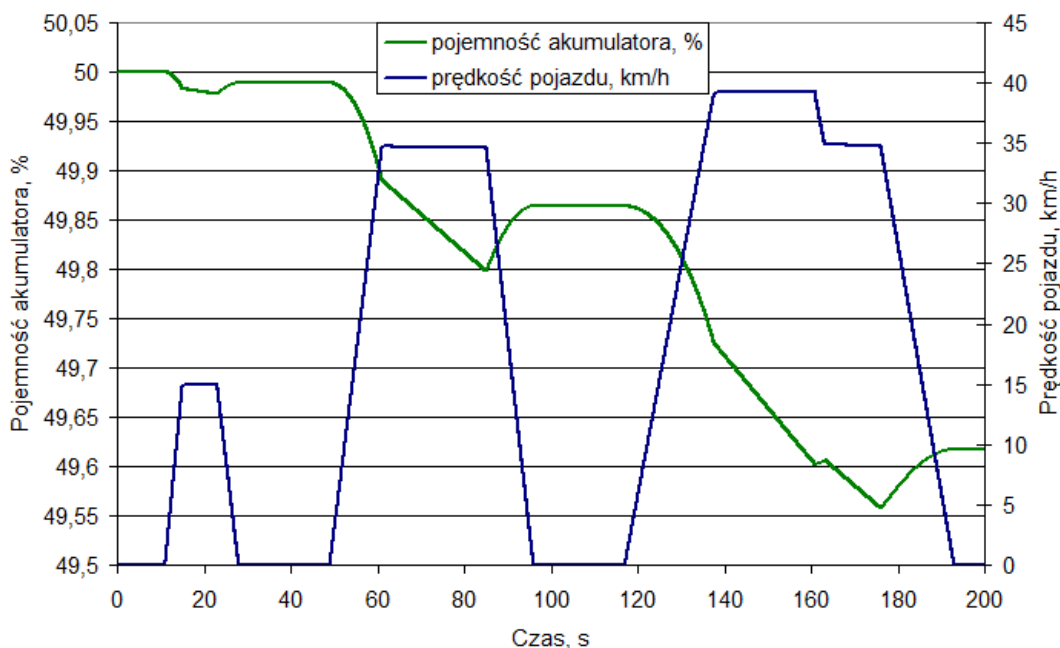
przyśpieszeniem pojazdu wynikającego z uruchomienia silnika spalinowego. Jednak aby dokładniej poznać to zjawisko należy wykonać badania na obiekcie rzeczywistym, które zweryfikują wyniki uzyskane w czasie badań symulacyjnych i określą jego skalę. Prawdopodobnie w czasie normalnej jazdy, a nie maksymalnego przyśpieszenia, efekt ten będzie dużo mniejszy bo przyśpieszenie pojazdu i moce w układzie będą znacznie mniejsze. Jednak na pewno to zjawisko wystąpi i dlatego powinno się szukać jego najlepszego rozwiązania.

## **9.2 Jazda według zadanego profilu prędkości - cyklu UDC**

W zależności od czynników składających się na system kierowca – samochód – otoczenie, pojazd przebywa zadaną trasę, realizując różny profil prędkości. Przy tej samej długości drogi cykl jezdny może się składać z różnej liczby modułów, zróżnicowanych pod względem wartości parametrów kinematycznych oraz liczby postojów o różnym czasie trwania. Zależnie od udziału i przebiegu poszczególnych faz ruchu, realizowany profil prędkości ma decydujący wpływ na zużycie paliwa i emisję toksycznych związków. Największe znaczenie mają tu przede wszystkim fazy przejściowe (tj. przyśpieszenie i hamowanie). Do badań rozpatrywanego układu napędowego wykorzystano cykl miejski UDC. Aby porównać wskaźniki pracy układu napędowego cykl ten był realizowany dla różnych trybów pracy układu napędowego.

### **Tryb elektryczny**

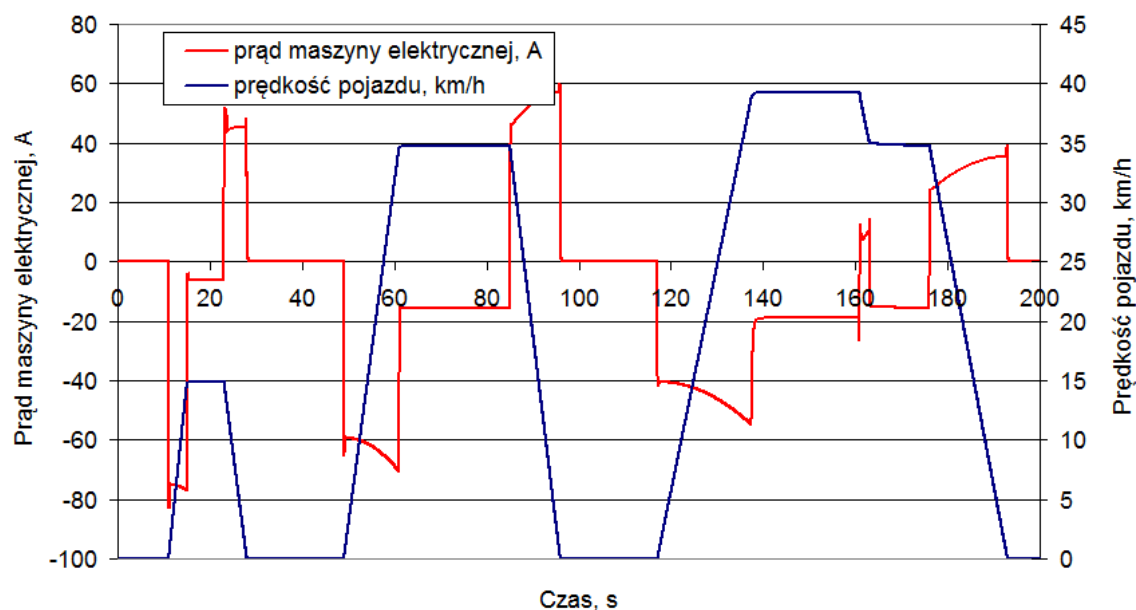
Ze względu na ograniczony zakres prędkości w trybie elektrycznym pojazd poruszał się według cyklu z ograniczeniem do 35 km/h, mimo iż maksymalna prędkość cyklu UDC wynosi 50 km/h. W proponowanym układzie napędowym tryb elektryczny umożliwi wykorzystanie maszyny elektrycznej jako silnik w czasie rozpędzania pojazdu i jazdy z ustaloną prędkością lub jako generator podczas hamowania. Na rysunku 9.16 przedstawiono charakterystykę czasowego przebiegu zmian pojemności baterii akumulatorów w czasie trwania cyklu jezdny UDC.



Rys. 9.16. Charakterystyka czasowa zmian pojemności akumulatorów w cyklu jezdnym UDC

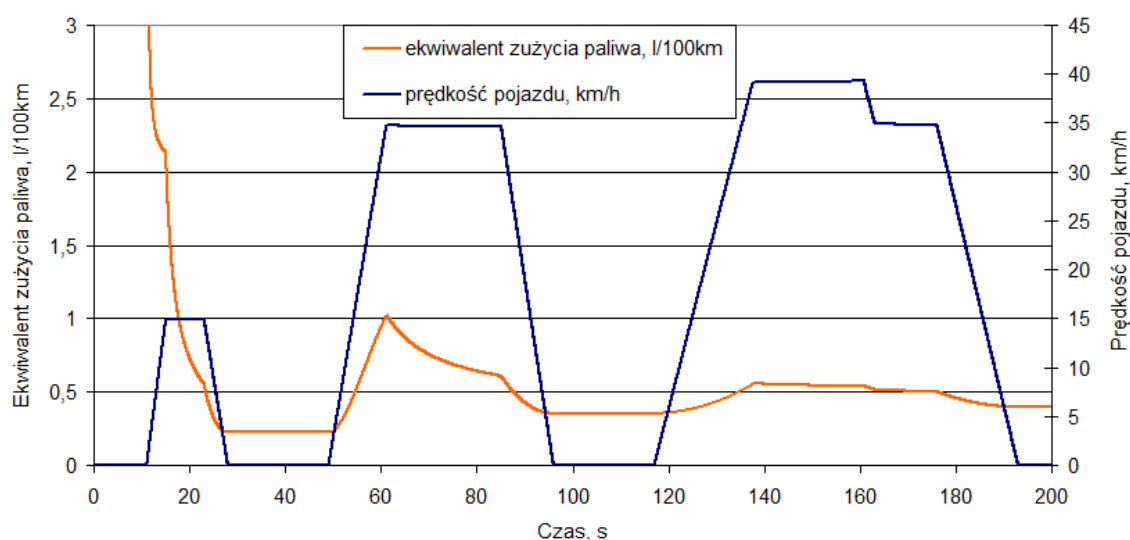
Jak widać na powyższym rysunku maszyna elektryczna umożliwia rozpędzanie pojazdu według profilu prędkości zadanego w cyklu UDC. Jednak najważniejsze, że umożliwia również odzysk energii w czasie hamowania z przyśpieszeniem ustalonym w cyklu jezdym. Początkowa wartość pojemności naładowania baterii akumulatorów wynosi 50 %, a po zakończeniu cyklu wartość ta spada do 49,62 %. Dystans drogi jaki został pokonany w cyklu to 989 metry. Na podstawie tego dystansu oszacowano, że przy w pełni naładowanych akumulatorach (100%) do ich rozładowania na poziomie 10 % można przejechać w trybie elektrycznym ok. 234 km. Oszacowany dystans jest tak długi ponieważ duża część prądu w czasie hamowania (do 60 A) jest wykorzystana do doładowywania baterii akumulatorów co widać na rysunku 9.17. Ponadto akumulatory, które zostały zastosowane w pojeździe mają dużą pojemność w stosunku do masy pojazdu. W przypadku napędu elektrycznego tak duża pojemność nie jest konieczna w tak małym pojeździe jednak, aby móc przekazać duży prąd podczas hamowania baterie akumulatorów muszą mieć dużą pojemność. Jednak tak duża pojemność niesie za sobą zwiększenie masy pojazdu o 100kg, co stanowi aż 1/3 masy pojazdu. W zastosowanych akumulatorach prąd rozładowania wynosi trzykrotność pojemności 3C (300A), a ładowania wynosi jednokrotność pojemności 1C (100A). Przebieg prądu w czasie cyklu przedstawiono na rysunku 9.17.





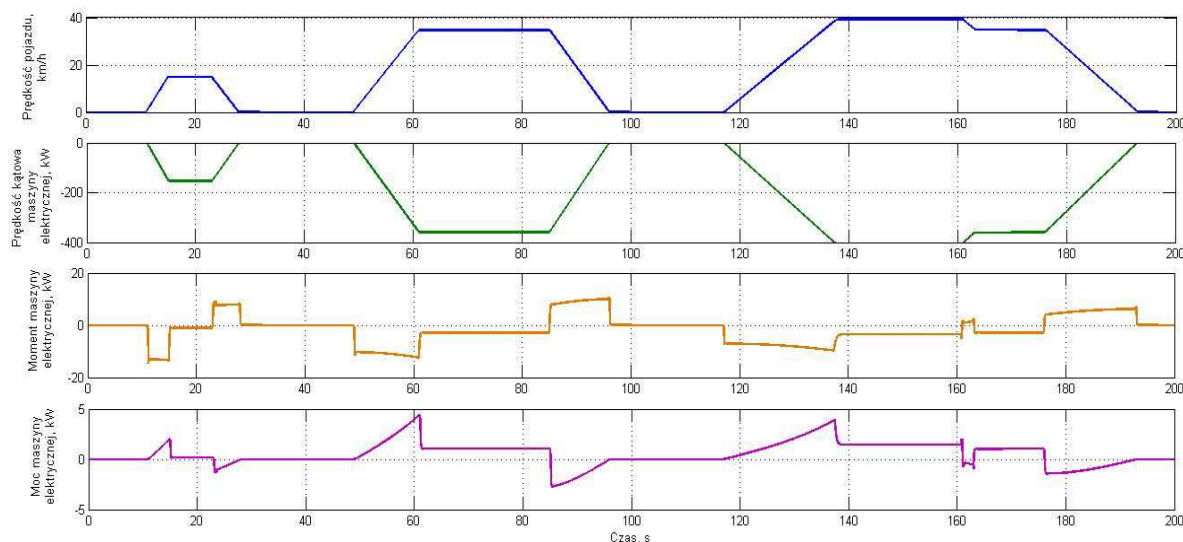
Rys. 9.17. Charakterystyka czasowa prądu płynącego w uzwojeniach maszyny elektrycznej w cyklu jezdnym UDC

W czasie cyklu podczas rozpędzania i jazdy ze stałą prędkością prąd ma taki sam znak (ujemny) jak prędkość kątowna maszyny elektrycznej. Natomiast w czasie hamowania prąd ma znak przeciwny (dodatni) w stosunku do prędkości kątowej maszyny elektrycznej (ujemnej) Maksymalny prąd rozładowania w czasie cyklu nie przekracza 80A, a podczas hamowania 60 A. Aby porównać energię elektryczną zużytyą podczas przebytego cyklu z zużyciem paliwa wliczoną na podstawie energii akumulatora ekwiwalent zużycia paliwa (rys. 9.18)



Rys.9.18. Charakterystyka czasowa ekwiwalentu zużytego paliwa w cyklu UDC

Zużytą energię elektryczną w przeciwieństwie do zużytego paliwa można odzyskać. Właśnie dzięki temu ekwiwalentne zużycie paliwa znacząco się zmniejsza w czasie hamowania. Ostatecznie ekwiwalent zużycia paliwa wyniósł w cyklu 0,4 l/100km co jest wartością niezwykle niską. Przebiegi prędkości, momentu oraz mocy w czasie cyklu przedstawiono na rysunku 9.19.

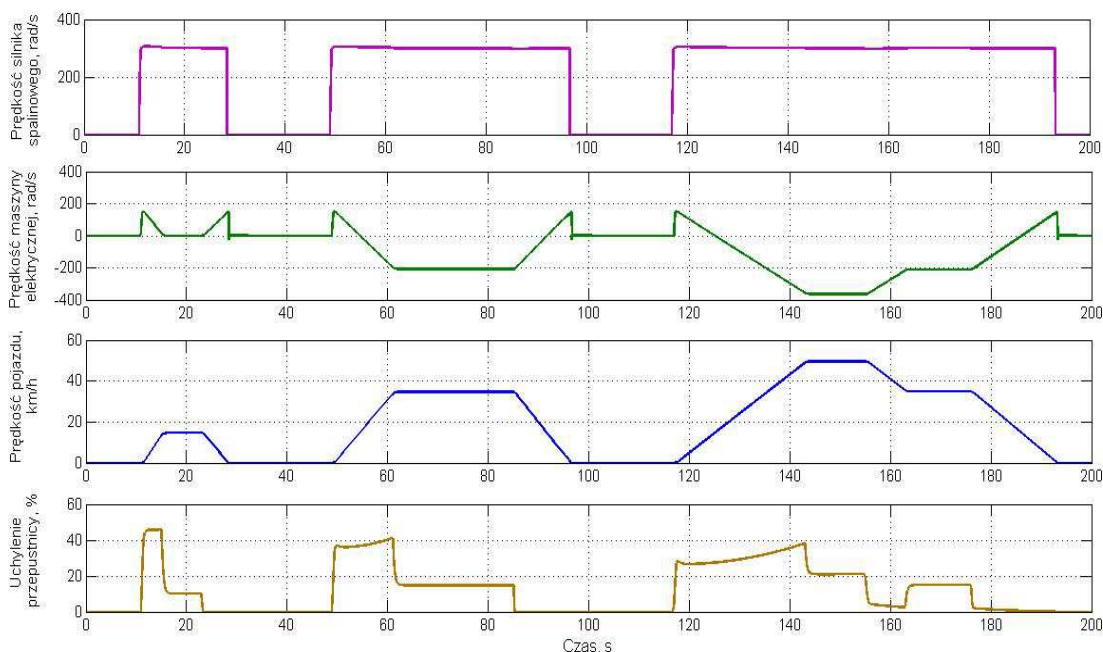


Rys.9.19. Charakterystyka czasowa zmian prędkości kątowej, momentu oraz mocy maszyny elektrycznej w cyklu UDC

Wartości dodatnie momentu i mocy występują podczas rozpędzania i stałej prędkości natomiast wartości ujemne występują podczas hamowania. Wartości ujemne mocy oznaczają, że moc ta przekazywana jest do baterii akumulatorów.

### Tryb hybrydowy

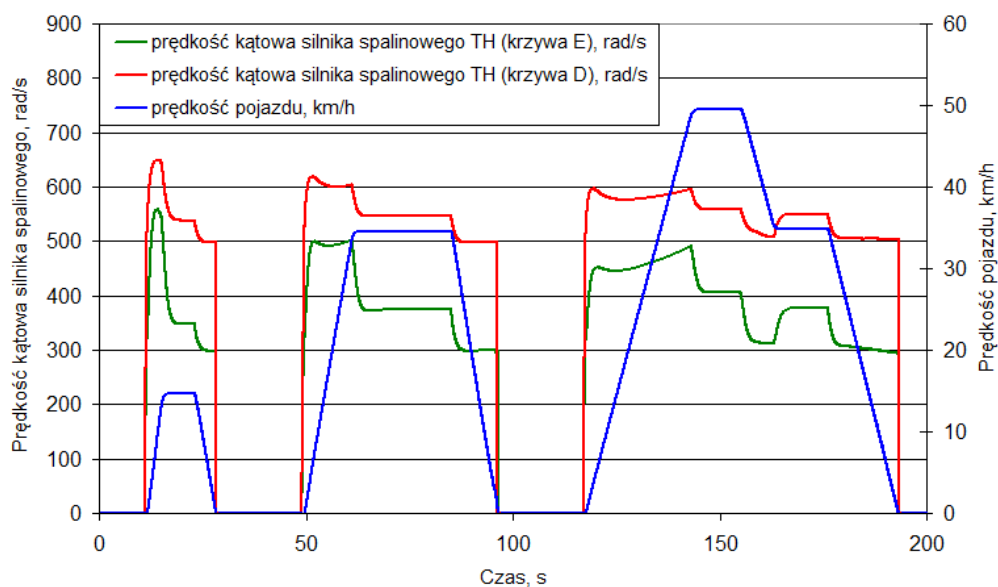
W trybie hybrydowym cykl UDC został przejechany dla różnych zadanych prędkości kątowych silnika spalinowego (200 rad/s, 300 rad/s, 700rad/s 900 rad/s) oraz krzywych sterowania E i D. Na rysunku 9.20 przedstawiono czasowe przebiegi prędkości kątowej silnika spalinowego, maszyny elektrycznej względem prędkości pojazdu i uchylenia przepustnicy przy stałej prędkości kątowej silnika spalinowego.



Rys.9.20. Charakterystyka czasowa zmian prędkości kątowej w cyklu UDC dla zadanej prędkości kątowej silnika spalinowego

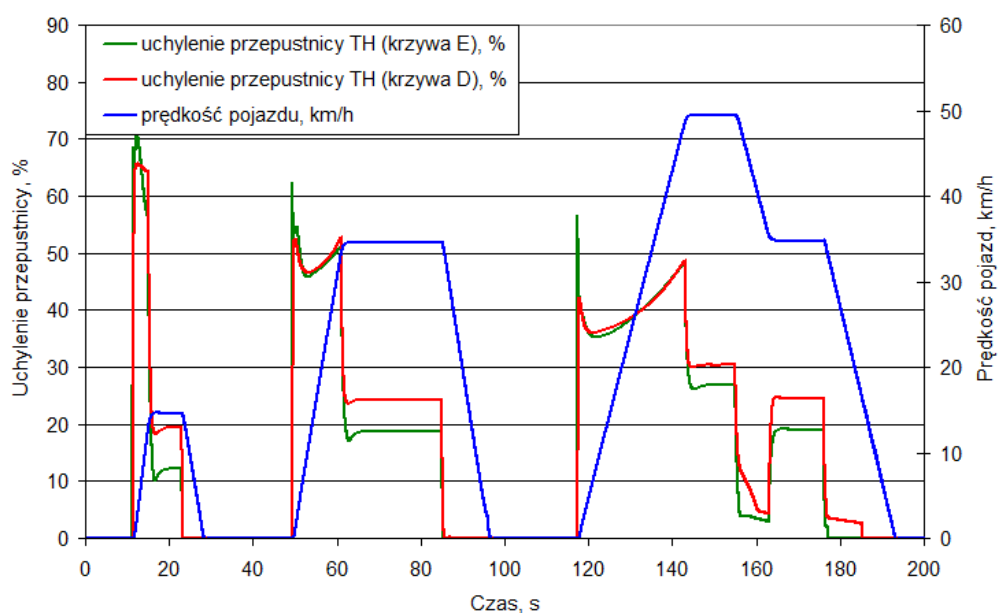
Warunkiem sterowania dla przedstawionej symulacji jest utrzymanie stałej prędkości silnika spalinowego na ok. 300 rad/s podczas jazdy i 0 rad/s na postoju. Sterowanie prędkością pojazdu odbywa się poprzez uchylenie przepustnicy silnika spalinowego. Natomiast silnik elektryczny odpowiedzialny jest za sterowanie przełożeniem układu napędowego. Na przebiegu prędkości kątowej maszyny elektrycznej widać jak maszyna elektryczna dostosowuje prędkość kątową, tak aby móc utrzymać pracę silnika spalinowego na zadanej prędkości kątowej. Przedstawione tu wyniki symulacji cyklu UDC pokazują, że możliwe jest utrzymanie silnika spalinowego w stałym punkcie pracy w całym zakresie prędkości pojazdu. Maszyna elektryczna kontrolując na przekładni planetarnej przełożenie układu napędowego pojazdu utrzymuje prędkość kątową wału korbowego silnika spalinowego na zadanym poziomie (200 rad/s, 300 rad/s, 700 rad/s i 900 rad/s).

Analizę parametrów pojazdu w stanach pracy nieustalonej silnika spalinowego, czyli podczas zmieniającej się prędkości kątowej wału korbowego wykonano dla cyklu UDC w oparciu o zdefiniowane wcześniej krzywe sterowania E i D. Funkcje krzywej sterowania E i D na podstawie uchylenia przepustnicy definiują zadaną prędkość kątową silnika spalinowego. Przebiegi prędkości kątowej silnika spalinowego dla krzywej E i D w cyklu UDC przedstawiono na rysunku 9.21.



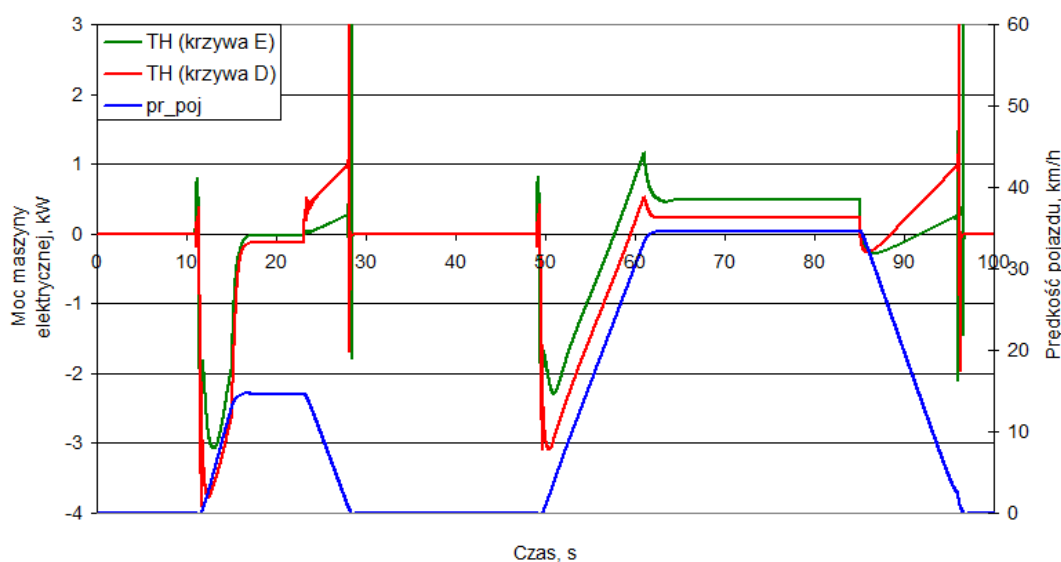
Rys. 9.21. Charakterystyka czasowa zmian prędkości kątowej silnika spalinowego sterowanej za pomocą krzywej E i D w cyklu UDC

Analizując przebiegi prędkości kątowej silnika, przedstawione na powyższym wykresie można stwierdzić, że sterowanie punktem pracy silnika spalinowego we wszystkich fazach cyklu w zaproponowanym układzie napędowym jest możliwe. W zależności od uchylenia przepustnicy (rys. 9.22) algorytm sterowania wyznacza prędkość zadaną silnika spalinowego, którą to utrzymuje maszyna elektryczna.

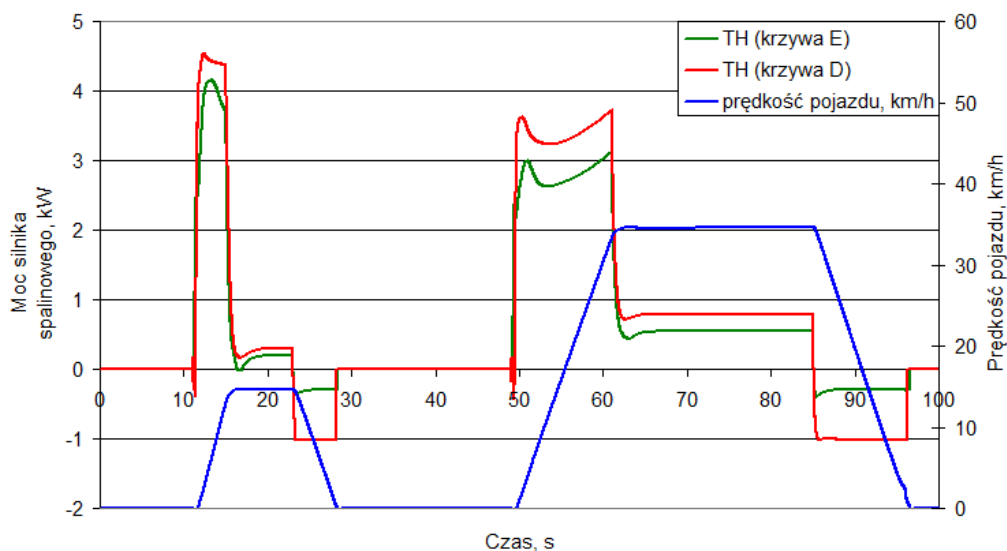


Rys. 9.22. Charakterystyka czasowa uchylenia przepustnicy silnika spalinowego przy sterowaniu prędkością silnika spalinowego według krzywej E i D w cyklu UDC

Przebieg uchylenia przepustnicy w czasie rozpędzania dla obu krzywych jest bardzo podobny. Różnica dopiero pojawia się w stanach ustalonych przy utrzymaniu ustalonej prędkości pojazdu. Większe uchylenie przepustnicy dla krzywej D wynika z większej mocy maszyny elektrycznej potrzebnej do utrzymania większej prędkości kątowej silnika spalinowego. Z uwagi na to iż przy utrzymaniu większej prędkości silnika spalinowego (krzywa D) maszyna elektryczna w danym zakresie prędkości pojazdu pracuje jako generator przekazując większą moc do akumulatorów (rys. 9.23). W wyniku tego moc przekazywana z silnika spalinowego do kół pojazdu jest mniejsza. Na zmniejszenie mocy na kołach pojazdu reaguje regulator prędkości pojazdu (uchylenie przepustnicy), który kompensuje ten brak mocy zwiększeniem uchylenia przepustnicy co skutkuje zwiększeniem mocy silnika spalinowego (9.23).



Rys. 9.23. Charakterystyka czasowa mocy maszyny elektrycznej przy sterowaniu prędkością silnika spalinowego według krzywej E i D w cyklu UDC (2 moduły)

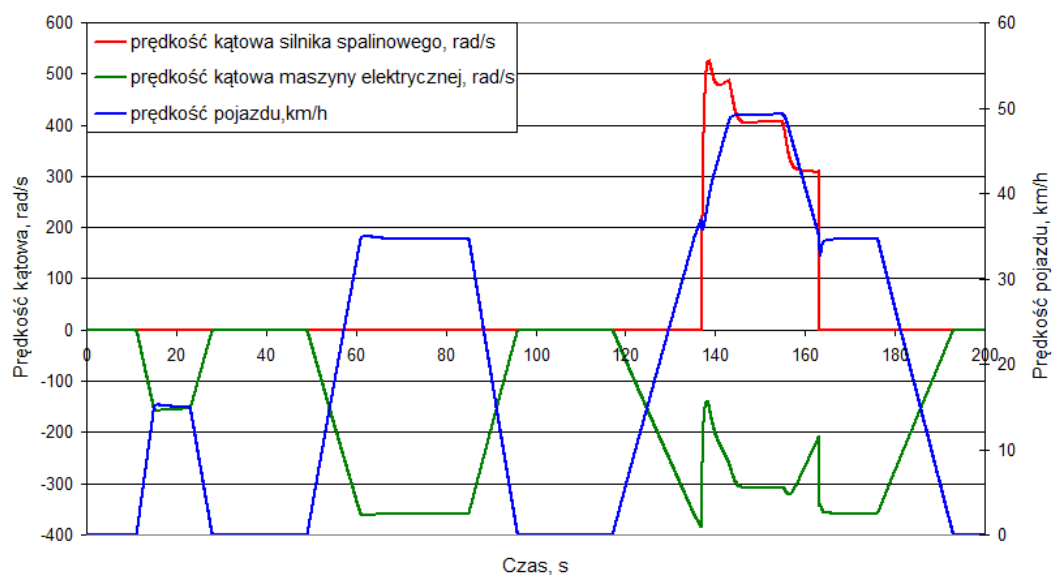


Rys. 9.24. Charakterystyka czasowa mocy silnika spalinowego przy sterowaniu prędkością silnika spalinowego według krzywej E i D w cyklu UDC (2 moduły)

Z przeprowadzonej analizy wynika, że moc przekazywaną do akumulatorów można kontrolować za pomocą prędkości kątowej silnika spalinowego, a niedostatek mocy wynikającej z przekazywania części mocy silnika spalinowego do maszyny elektrycznej, pracującej w trybie generatora, można kompensować przez zwiększenie uchylenie przepustnicy silnika spalinowego.

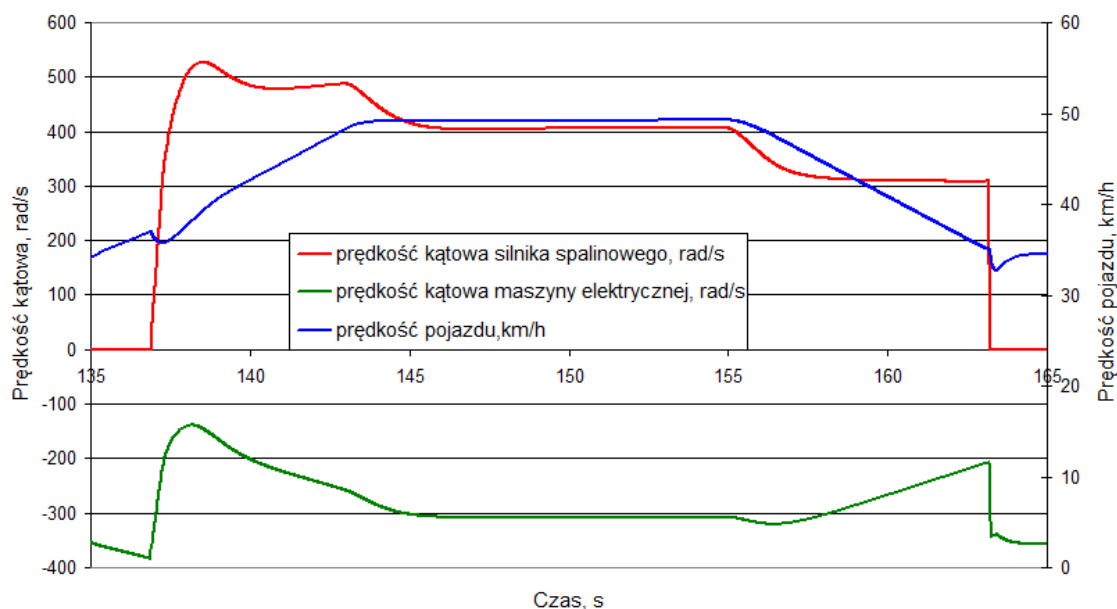
Zatem sterowanie punktem pracy silnika spalinowego wymaga uwzględnienia specyfiki działania wszystkich elementów układu napędowego. Moc silnika spalinowego wymaganą do napędzania pojazdu, można uzyskać w dowolnym punkcie leżącym na hiperboli stałej mocy mieszczącej się w obszarze charakterystyki ogólnej silnika. Jednak w rozpatrywanym układzie napędowym należy uwzględnić również przepływ mocy do maszyny elektrycznej, która wpływa na moc przekazywaną do kół pojazdu. Dlatego wybór punktu pracy silnika spalinowego, a co za tym idzie prędkości kątowej maszyny elektrycznej wymaga przyjęcia odpowiedniego algorytmu sterowania, który jak wcześniej opisano wpływa na funkcje decydujące o zmniejszeniu zużycia paliwa i emisji związków toksycznych. Ważną częścią optymalizacji punktu pracy układu napędowego jest funkcja jazdy z napędem elektrycznym. Dodatkowo przez dopuszczenie chwilowego przeciążenia napędu elektrycznego możliwe jest uzyskanie lepszej zdolności do przyspieszania zwłaszcza przy małej prędkości pojazdu, co potwierdzają wcześniej przeprowadzone próby rozpędzania. W rozpatrywanym układzie napędowym tryb elektryczny może być wykorzystany do ruszania i poruszania się pojazdu w zakresie niskich prędkości (do 37 km/h). Mimo iż napęd

elektryczny cechuje wiele zalet to ograniczeniem jest fakt iż nie może być wykorzystywany w całym zakresie prędkości pojazdu. Powyżej prędkości 37 km/h oraz w momencie gdy baterie są zbyt mocno rozładowane do napędu pojazdu wykorzystywany może być tylko tryb hybrydowy w którym pracują obie jednostki napędowe. Ze względu na efektywność pracy silnika spalinowego w trybie hybrydowym do sterowania jednostką spalinową wybrano algorytm sterowania według krzywej E. Analizę działania takiego połączenia trybu elektrycznego z hybrydowym TE/TH (krzywa E) w rozpatrywanym układzie napędowym wykonano według profilu prędkości cyklu UDC. Na rysunku 9.25 przedstawiono przebiegi prędkości kątowej silnika spalinowego i maszyny elektrycznej w czasie ruchu pojazdu według profilu prędkości cyklu UDC. W zakresie niskich prędkości pojazd poruszał się wyłącznie w trybie elektrycznym, natomiast silnik spalinowy był zablokowany hamulcem  $H_1$ . Przełożenie układu napędowego pojazdu w trybie elektrycznym jest stałe przez co prędkość kątowa silnika maszyny elektrycznej jest proporcjonalna do prędkości pojazdu. Po przekroczeniu prędkości 37 km/h (ok. 136 sekunda cyklu) następuje odblokowanie hamulca  $H_1$  i uruchomienie się silnika spalinowego. Prędkość kątowa gwałtownie spada do pewnego poziomu przy którym zostaje osiągnięta zadana prędkość kątowa silnika spalinowego. Po czym znów rośnie według krzywej sterowania trybu hybrydowego (krzywa E).



Rys. 9.25. Charakterystyka czasowa prędkości kątowej silnika spalinowego i maszyny elektrycznej oraz prędkości pojazdu poruszającego się według profilu prędkości cyklu UDC w trybie elektryczno - hybrydowym TE/TH (krzywa E)

Przełączanie się układu napędowego pomiędzy trybami pracy wymusza chwilowe zmniejszenie prędkości pojazdu co można zaobserwować na rysunku 9.26. Problem ten został już rozpoznany w czasie prób rozpędzania pojazdu.



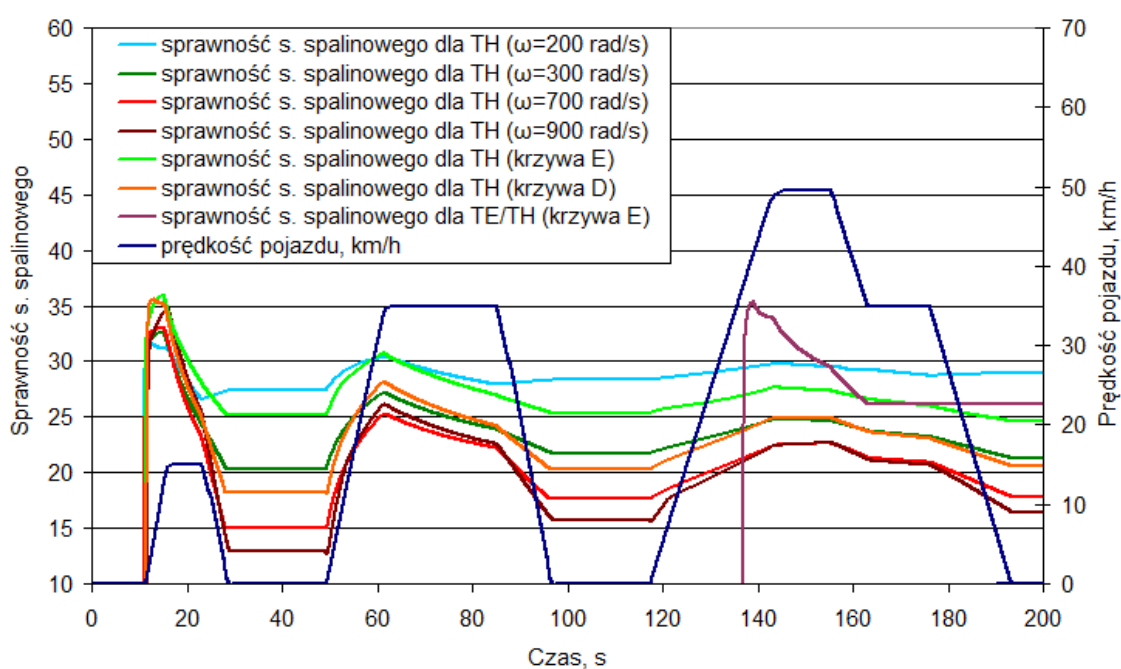
Rys. 9.26. Charakterystyka czasowa prędkości kątowej silnika spalinowego i maszyny elektrycznej oraz prędkości pojazdu dla wybranego fragmentu czasu cyklu UDC w trybie elektryczno - hybrydowym TE/TH (krzywa E)

Wykorzystanie trybu elektrycznego w zakresie niskich prędkości może być szczególnie korzystne w ruchu miejskim. Pojazd w tym czasie nie wykorzystuje silnika spalinowego przez co nie generuje szkodliwych składników spalin do atmosfery. Niedostatek energii w akumulatorach, spowodowany ciągłym wykorzystaniem napędu elektrycznego może być uzupełniany za pomocą doładowania baterii akumulatorów z sieci miejskiej. Z efektywnego punktu widzenia korzystne jest wykorzystanie maszyny elektrycznej, gdyż ma znacznie większą sprawność i w trybie generatorowym umożliwia odzysk energii hamowania. Jednak ograniczenia prędkości wymagają wykorzystania również innych trybów pracy układu napędowego.

Dlatego opracowanie strategii sterowania rozpatrywanym układem napędowym wymaga całościowego przeanalizowania zależności występujących w poszczególnych elementach układu napędowego oraz wpływu różnych metod sterowania na wybrane wskaźniki pracy. Strategia działania sprowadza się w tym przypadku do rozdziału mocy pomiędzy jednostkami napędowym i kołami pojazdu w zależności od warunków ruchu



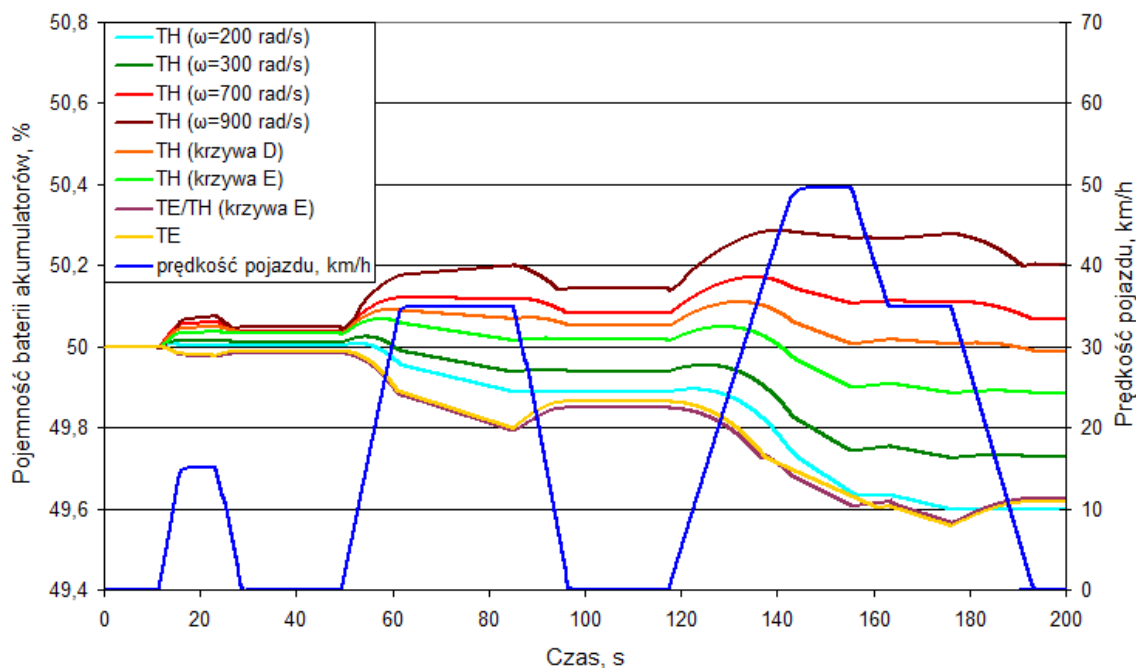
i stopnia naładowania baterii akumulatorów oraz trybu pracy. Analizę wskaźników pracy rozpatrywanego układu napędowego przeprowadzono dla różnych trybów pracy i różnych metod sterowania prędkością kątową silnika spalinowego. Przeprowadzoną analizę oparto na następujących wskaźnikach pracy układu napędowego: sprawności, zużycia paliwa oraz emisji tlenku węgla CO, węglowodorów HC i tlenków azotu NO<sub>x</sub> silnika spalinowego oraz przebiegu zmian stopnia naładowania akumulatorów. Bardzo ważnym wskaźnikiem wpływającym na efektywność sterowania silnikiem spalinowym jest jego sprawność. Na rysunku 9.27 przedstawiono przebieg sprawności silnika spalinowego w czasie cyklu UDC dla różnych metod sterowania układem napędowym.



Rys. 9.27. Charakterystyka czasowa sprawności dla różnych metod sterowania układem napędowym w cyklu UDC

Jak widać na powyższym rysunku największą sprawność silnik spalinowy uzyskuje przy utrzymaniu prędkości kątowej silnika spalinowego na poziomie 200 rad/s. Spowodowane jest to przesunięciem punktu pracy w zakresie większego obciążania i większej sprawności. Najgorszą sprawność uzyskuje przy prędkości kątowej silnika spalinowego na poziomie 900 rad/s. Bardzo wysoką sprawność silnik spalinowy uzyskał również dla krzywej E, co potwierdza słuszność jej stosowania w proponowanym układzie napędowym. Krzywa D znajduje się trochę poniżej przebiegu sprawności dla ustalonej prędkości kątowej silnika spalinowego równej 300 rad/s. Jest to bardzo dobry wynik z uwagi

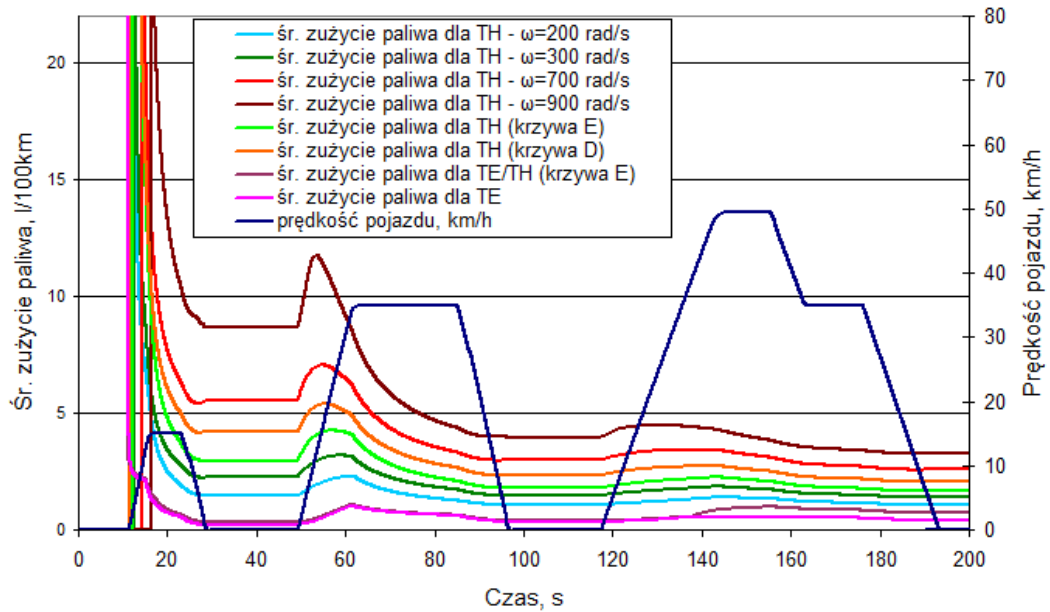
na to iż silnik spalinowy pracował przy dużo wyższych prędkościach kątowych. Ponadto po zakończeniu cyklu UDC pojazd w trybie hybrydowym sterowany według krzywej D osiągnął pojemność baterii akumulatorów prawie taką samą jak na początku cyklu (rys. 9.28). Największą pojemność po zakończeniu cyklu osiągnął pojazd w trybie stałej prędkości kątowej silnika spalinowego równej 900 rad/s. Przy tak wysokiej prędkości kątowej silnika spalinowego maszyna elektryczna pracowała ciągle w trybie generatorowym. Jedynie podczas hamowania (przeciwny moment) maszyna elektryczna chcąc utrzymać zadaną prędkość musiała pracować w trybie silnikowym i zużywać zgromadzoną energię akumulatorów. Jest to bardzo niekorzystne z punktu efektywnego sterowania układem napędowym. W czasie hamowania energia powinna zostać odzyskiwana, a nie wprowadzana do układu i odbierana przez układ hamulcowy. Dlatego podczas hamowania powinno się tak sterować maszyną elektryczną, aby mogła pracować jak najdłużej w trybie odzyskiwania energii. Jak wcześniej wspomniano najlepszy bilans zużycia energii uzyskano dla krzywej D. Pojemność przy początku cyklu jest prawie równa pojemności na końcu cyklu. To pokazuje, że poprzez odpowiednią strategię sterowania można utrzymywać pojemność baterii akumulatorów na stałym poziomie. W przypadku krzywej E pojemność nieznacznie się obniżyła. Najmniejszą pojemność, czyli największe zużycie energii elektrycznej pojazd osiągnął w trybie elektrycznym i trybie hybrydowym przy stałej prędkości silnika spalinowego równej 200 rad/s. Interesujące jest to, że pojemność baterii akumulatorów w trybie elektrycznym początkowo była znacznie niższa jednak podczas odzysku podczas hamowania zmniejszyła tę różnicę. W konsekwencji tego na końcu cyklu pojemność baterii akumulatorów w trybie elektrycznym przewyższyła pojemność w trybie hybrydowym przy stałej prędkości równej 200 rad/s. To jeszcze raz pokazuje wyższość napędu elektrycznego nad spalinowym. Bardzo podobnie do trybu elektrycznego kształtuje się przebieg pojemności dla trybu elektryczno – hybrydowego. Tryb ten również umożliwia odzysk energii z hamowania, a przy tym pozwala na poruszanie się pojazdu w całym zakresie jego prędkości.



Rys. 9.28 Charakterystyka czasowa zmian pojemności baterii akumulatorów dla różnych metod sterowania układem napędowym w cyklu UDC

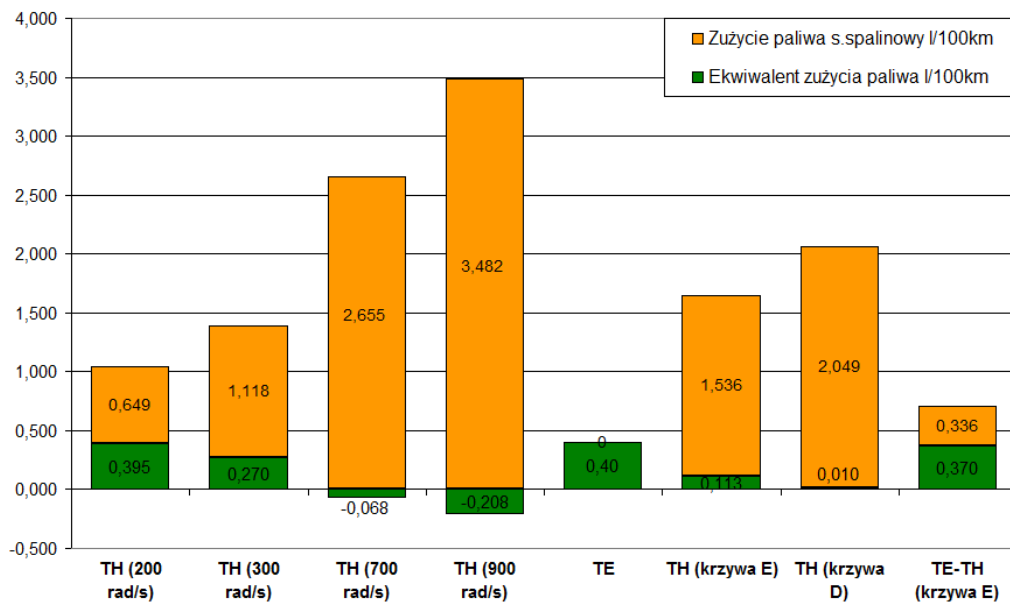
Bardzo podobnie do przebiegu sprawności silnika spalinowego kształtują się również przebiegi zużycia paliwa dla różnych trybów pracy. Na rysunku 9.28 przebiegi całkowitego zużycia paliwa podczas ruchu pojazdu według cyklu UDC na które składa się zużycie paliwa silnika spalinowego oraz ekwiwalentne zużycie paliwa wyliczonego z energii akumulatorów dla trybu hybrydowego i trybu elektrycznego. W trybie hybrydowym najmniejsze zużycie paliwa osiągnięto przy zadanej prędkości kątowej silnika spalinowego równej 200 rad/s. Natomiast najmniejsze ekwiwalentne zużycie paliwa zostało osiągnięte w trybie elektrycznym, gdy do napędu wykorzystywano jedynie energię elektryczną. Jednak w trybie tym ograniczony zakres prędkości pojazdu nie pozwolił osiągnąć prędkości pojazdu wymaganej w ostatniej fazie cyklu UDC. Maksymalna prędkość, która została osiągnięta to 37 km/h, a maksymalna prędkość wymagana w cyklu to 50 km/h. Największe zużycie paliwa natomiast uzyskano przy prędkości kątowej silnika spalinowego równej 900 rad/s. Średnie zużycie paliwa dla sterowania według krzywej E i D znajduje się pomiędzy zużyciem paliwa przy stałej prędkości silnika spalinowego 300 rad/s i 700 rad/s. Jest to zrozumiałe, gdyż wartości ustalone na podstawie krzywych zmieniały się właśnie w tym zakresie. Jednak sterowanie według krzywej ekonomicznej E daje mniejsze zużycie od sterowania według krzywej dynamicznej D. Przebieg zużycia paliwa w trybie elektryczno – hybrydowym TE/TH (krzywa E) w początkowej fazie wykorzystania wyłącznie napędu elektrycznego pokrywa się

z przebiegiem zużycia paliwa w trybie elektrycznym. Dopiero po uruchomieniu silnika spalinowego zużycie w trybie elektryczno hybrydowym nieznacznie przewyższa zużycie paliwa w trybie elektrycznym.



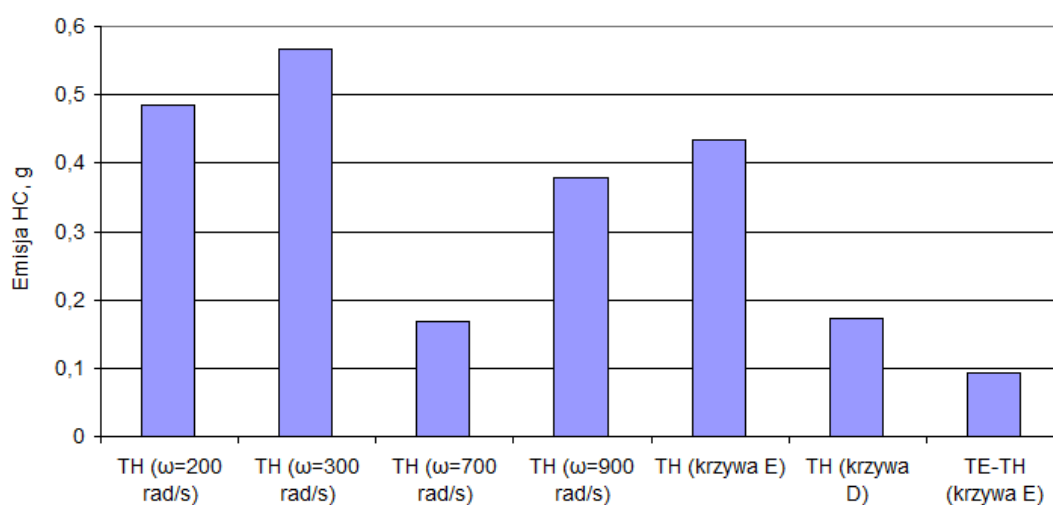
Rys.9.29. Charakterystyka czasowa zużycia paliwa dla różnych metod sterowania układem napędowym w cyklu UDC

Na rysunku 9.30 zestawiono wyniki całkowitego zużycia paliwa i całkowitego ekwiwalentnego zużycia paliwa wyliczonego z energii akumulatorów dla różnych metod sterowania układem napędowym w cyklu UDC.

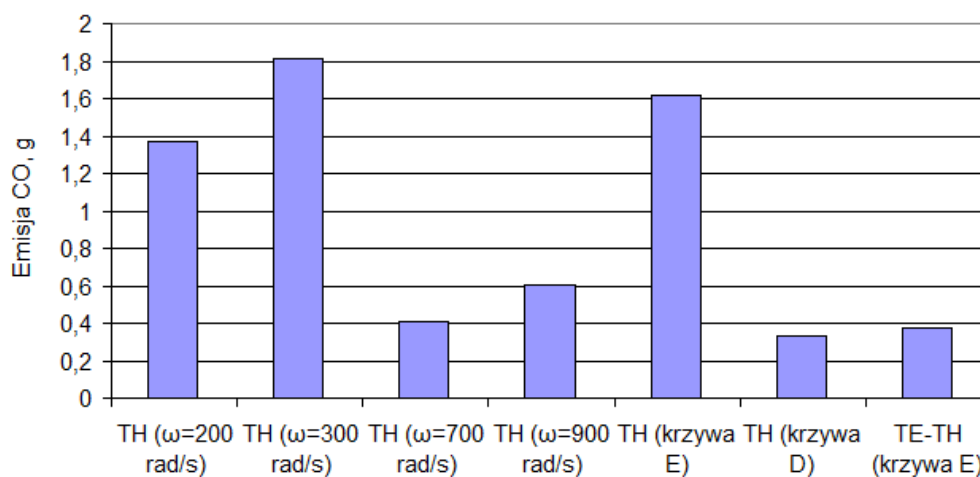


Rys.9.30. Zestawienie zużycia paliwa i ekwiwalentnego zużycia paliwa w cyklu UDC dla różnych trybów pracy układu napędowego

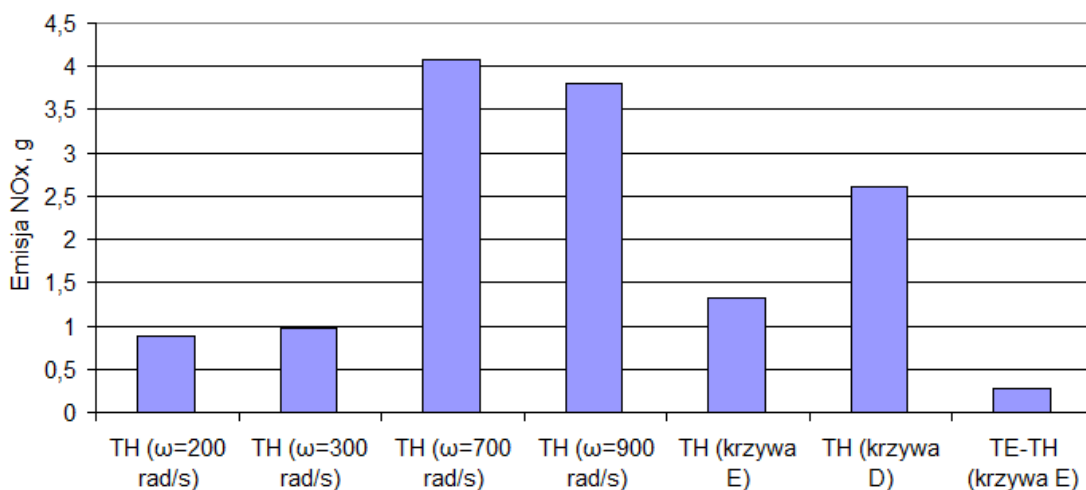
Dodatkowo autor w pracy porównał działanie różnych metod sterowania za pomocą zestawionych wyników badań emisji silnika spalinowego. Wyniki te jednak mają charakter poglądowy, gdyż mapa emisji z której korzystano pochodzi z innego silnika spalinowego. Na rysunku 9.31 przedstawiono zestawienie sumy emisji węglowodorów HC, tlenku węgla CO (rys.9.32) oraz NO<sub>x</sub> (rys.9.33) w cyklu UDC. Zestawienie ma na celu określenia wpływu różnych metod sterowania układem napędowym na emisję wybranych związków toksycznych przez silnik spalinowy. Na emisję ma przede wszystkim wpływ punkt pracy silnika spalinowego, czyli jego prędkość obrotowa i obciążenie. Dlatego autor przeprowadził analizę porównawczą wszystkich składników emisji dla różnych trybów pracy układu napędowego.



Rys.9.31. Zestawienie sumy emisji HC dla różnych punktów pracy silnika spalinowego w cyklu UDC

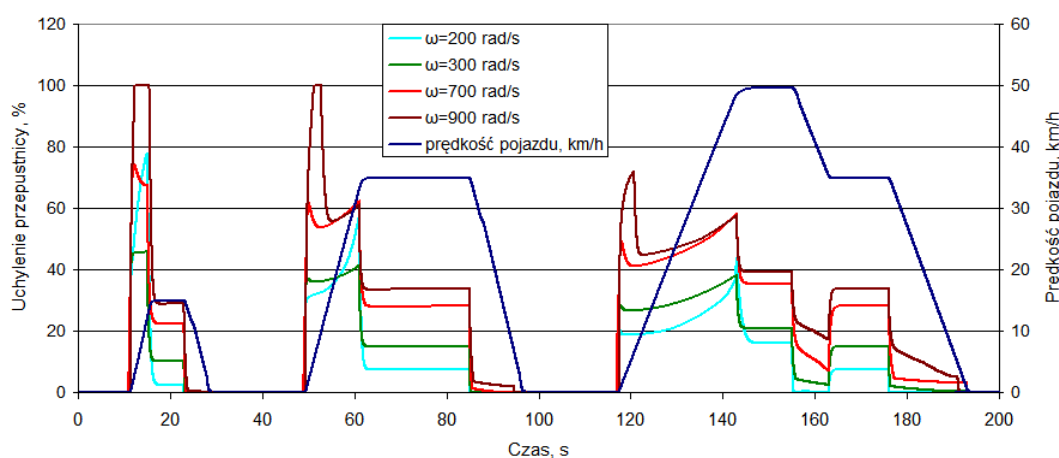


Rys.9.32. Zestawienie sumy emisji CO dla różnych punktów pracy silnika spalinowego w cyklu UDC



Rys.9.33. Zestawienie sumy emisji NOx dla różnych punktów pracy silnika spalinowego w cyklu UDC

Jak widać na powyższych wykresach emisja HC i CO jest największa dla prędkości silnika spalinowego 200rad/s i 300 rad/s. W tym zakresie silnik spalinowy pracuje z małym obciążeniem, co widać po uchyleniu przepustnicy (rys. 9.34).

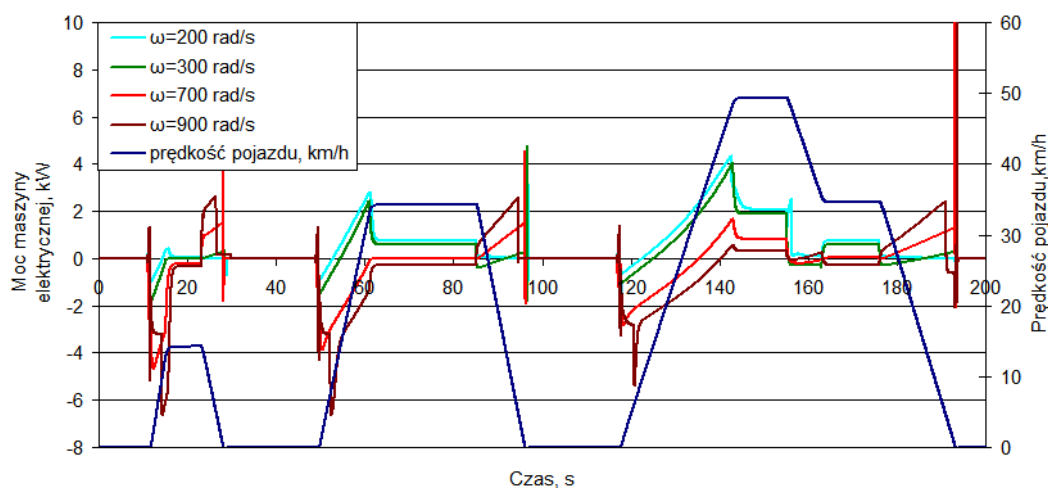


Rys. 9.34. Charakterystyka czasowa uchylenia przepustnicy w cyklu UDC dla zadanej prędkości kątowej silnika spalinowego

Przy niskich prędkościach silnika spalinowego maszyna elektryczna, utrzymująca zadaną prędkość silnika spalinowego (pracując jako generator), odbiera niewielką część mocy z wału silnika spalinowego. Przy niskich prędkościach silnika spalinowego maszyna elektryczna szybciej przechodzi również w zakres pracy silnikowej. Silnik spalinowy w tym zakresie wspierany przez maszynę elektryczną pracuje z jeszcze mniejszym obciążeniem.

Dlatego w zakresie niskich prędkości silnik spalinowy pracuje w niskim zakresie obciążenia emitując więcej emisji HC i CO. Jednak przy małym obciążeniu emitują mniej emisji NOx.

W zakresie wyższych prędkości obrotowych silnika spalinowego maszyna elektryczna do utrzymania zadanej jego prędkości potrzebuje przetworzyć dużo więcej mocy (jako generator lub silnik). Na rysunku 9.35 przedstawiono przebiegi czasowe mocy dla zadanej prędkości silnika spalinowego w cyklu UDC.

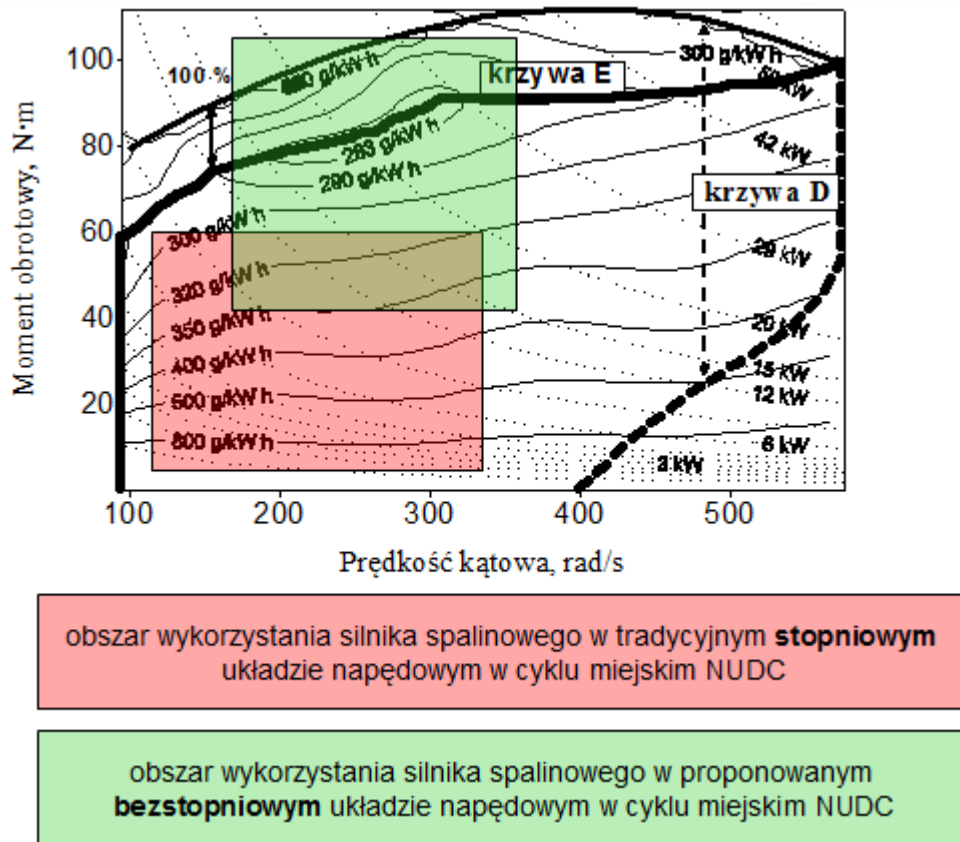


Rys. 9.35. Charakterystyka czasowa mocy maszyny elektrycznej w cyklu UDC dla zadanej prędkości kątowej silnika spalinowego

Ujemna moc oznacza pracę generatorową maszyny elektrycznej. Aby utrzymać zadaną prędkość pojazdu według cyklu silnik spalinowy musi przez to pracować z większym obciążeniem ponieważ większa część mocy przekazywana jest do maszyny elektrycznej, która przy wyższych prędkościach obrotowych silnika spalinowego dłużej pracuje jako generator. W wyższych prędkościach kątowych i większym obciążeniu silnik spalinowy emituje mniej wodorotlenków HC i tlenku węgla CO, ale więcej NOx. Najmniejszą emisję uzyskano w trybie elektryczno – hybrydowym TE/TH (krzywa E), w którym do napędu głównie wykorzystywana była maszyna elektryczna. Jednak biorąc pod uwagę udział wszystkich składników emisji to najmniejszą emisję osiągnął pojazd w którym prędkość kątowa sterowana była za pomocą krzywej D.

Aby porównać zakres pracy tradycyjnego stopniowego układu napędowego z proponowanym bezstopniowym układem napędowym zestawiono oba te zakresy na przykładowej charakterystyce silnika spalinowego (rys.9.36). Przedstawiona charakterystyka ma inny zakres prędkości kątowej niż silnik badanego pojazdu jednak ma ona na celu jedynie

porównanie obszarów pracy silnika z tradycyjnym układem napędowym i proponowanym układem napędowym z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną.



Rys. 9.36 Porównanie zakresu pracy w stopniowym układzie napędowym i proponowanym bezstopniowym układzie napędowym

Na rysunku 9.13 czerwonym polem zaprezentowano w jakich głównych przedziałach pracuje silnik spalinowy podczas miejskiego testu jezdny UDC z tradycyjnym stopniowym układem napędowym. Silnik spalinowy samochodu osobowego jest wtedy eksploatowany zarówno przy małym lub częściowym obciążeniu (tzn. przy małej sprawności i dużej emisji CO i HC), jak i przy średnim lub dużym obciążeniu (tzn. w przedziale dużej emisji NO<sub>x</sub>). W tradycyjnym stopniowym układzie napędowym kierowca jedynie za pomocą pedału przyspieszenia steruje stopniem uchylenia przepustnicy. Taki sposób sterowania wpływa wyłącznie na prędkość kątową silnika i przez to brak jest możliwości sterowania punktem pracy silnika w całym zakresie prędkości pojazdu.

W przypadku proponowanego rozwiązania (zielone pole) pracę silnika spalinowego podczas małego obciążenia zastąpiono pracą silnika elektrycznego albo działanie silnika spalinowego wspomaga maszyna elektryczna. Dzięki temu, z jednej strony udało się



zmniejszyć zużycie paliwa, a z drugiej zmniejszyć emisję CO, HC i NO<sub>x</sub>, która w tym przedziale pracy zwykle jest dość duża. W celu uzyskania dalszego zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub> przy wspólnej pracy silnika spalinowego i elektrycznego można zmniejszyć moc do średniego przedziału wartości obciążenia. W stosunku do konwencjonalnego napędu pojazdu nastąpiło przesunięcie pola pracy silnika spalinowego w kierunku większego obciążenia i zakresu większej sprawności. W tym przypadku do dyspozycji jest więcej energii elektrycznej. Z tego powodu napęd może być użyty w większym zakresie. Jednak, ze względu na trwałość akumulatorów, trzeba znaleźć kompromis między wykorzystaniem silnika spalinowego w optymalnym zakresie pracy, a wydatkiem energii, ponieważ większy strumień energii ma negatywny wpływ na trwałość akumulatorów.

### **9.3 Podsumowanie wyników badań symulacyjnych**

Na podstawie badań symulacyjnych układu napędowego z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarna dokonano szczegółowej analizy wszystkich najważniejszych parametrów elementów wchodzących w skład układu napędowego. Przeprowadzone badania symulacyjne dowiodły, że za pomocą elektrycznie sterowanej przekładni planetarnej można sterować przełożeniem układu napędowego pojazdu. Natomiast zakres pola sterowań układu napędowego zależą od przełożenia przekładni planetarnej i przekładni dodatkowych oraz zakresu prędkości silnika spalinowego i maszyny elektrycznej. Zakres pola sterowań dobrany przez autora jest znacznie większy od wymaganego przez co umożliwia sterowaniem punktem pracy w szerszym zakresie.

Prezentowany układ napędowy jest elementem złożonego układu energetycznego, który korzysta z energii wytworzonej przez silnik spalinowy jak również energii maszyny elektrycznej. Zadaniem maszyny elektrycznej jest sterowanie przełożeniem układu napędowego, a co za tym idzie prędkością kątową silnika spalinowego. Zastosowane jednostki napędowe znacznie różnią się od siebie. Dlatego sposób sterowania przepływem energii z obu jednostek napędowych ma znaczący wpływ na własności ruchowe, sprawność energetyczną i emisję substancji szkodliwych. Znalezienie prawidłowego rozwiązania problemu sterowania rozpatrywanym układem napędowym wymaga uwzględnienia specyfiki działania elementów wchodzących w jego skład tj. silnika spalinowego, sterownika maszyny elektrycznej oraz baterii akumulatorów. Opracowanie strategii sterowania rozpatrywanego układu napędowego jest zadaniem bardzo złożonym. Dlatego autor w pracy na podstawie badań symulacyjnych przeprowadził dokładną analizę różnych algorytmów sterowania

rozpatrywanym układem napędowym opartą na odpowiednio przygotowanych cyklach jezdnych. Cykle te uwzględniają wszystkie trzy fazy (rozpędzanie, jazdę ze stałą prędkością oraz hamowanie). Przeprowadzona analiza uwzględniała również różne tryby pracy układu napędowego w których do napędu wykorzystywana jest jedna lub obie jednostki napędowe.

Z przeprowadzonych badań wynika, że najlepsze przyśpieszenie podczas próby rozpędzania pojazd osiągnął w trybie elektrycznym. W trybie tym dopuszczono krótkotrwałe przeciążenie maszyny elektrycznej przez co jej moc zwiększyła się dwukrotnie. W trybie hybrydowym najlepsze przyśpieszenie uzyskano dla stałej prędkości kątowej silnika spalinowego równej 700 rad/s oraz dla zmieniającej się prędkości kątowej silnika spalinowego według krzywych E i D. Przebieg tych trzech prób rozpędzania był bardzo podobny. Tak niewielka różnica w przebiegu wynika z szybkiego osiągnięcia zadanej prędkości przez silnik spalinowy, która przy maksymalnym przyśpieszaniu według krzywych E i D wynosi 700 rad/s. Z tego powodu wszystkie trzy przebiegi (700 rad/s, krzywa E, krzywa D) dążyły do uzyskania tej samej prędkości w wyniku czego ich przebiegi są bardzo podobne. Porównanie przebiegu rozpędzania krzywych E i D w tradycyjnych układach napędowych wykorzystujących jedną jednostkę napędową wskazuje na znaczne różnice [53]. W przypadku proponowanego układu napędowego szybka zmiana prędkości kątowej silnika nie wpłynęła znacząco na przebieg rozpędzania. Różnica ta na pewno się zwiększy, gdy moment bezwładności silnika spalinowego będzie większy. Dlatego dąży się do tego by maksymalnie ograniczyć moment bezwładności silnika spalinowego tak aby maszyna elektryczna mogła szybko wysterować jego zadaną prędkość kątową.

Z punktu widzenia wykorzystania potencjalnych oszczędności paliwa największe znaczenie ma sterowanie silnikiem spalinowym w zakresie jego największej sprawności. Największą sprawność silnika spalinowego oraz najmniejsze zużycie paliwa w cyklu UDC pojazd osiągnął dla ustalonej prędkości silnika spalinowego równej 200 rad/s. Silnik spalinowy pracował wtedy w zakresie większego obciążenia i niskiej prędkości kątowej wału korbowego, czyli w zakresie największej sprawności. W warunkach sterowania silnikiem spalinowym według zadanej krzywej najlepszą sprawność i najmniejsze zużycie paliwa pojazd osiągnął przy sterowaniu prędkością kątową silnika spalinowego według krzywej E. Wynik ten potwierdza słuszość stosowanie krzywej E w rozpatrywanym pojeździe.

Oprócz strategii związanej z wykorzystaniem silnika w zakresie jego największej sprawności trzeba również uwzględnić strategię i możliwości pozyskiwania energii elektrycznej. W rozpatrywanym układzie napędowym energię elektryczną można pozyskiwać dzięki ładowaniu akumulatorów prądem pochodzącym z maszyny elektrycznej pracującej

jako generator, która wykorzystuje część mocy silnika spalinowego lub wykorzystanie mocy odzyskanej w czasie hamowania pojazdu. Energię do doładowania baterii akumulatorów można również pobrać z gniazdka sieciowego. Energia pozyskiwana podczas hamowania nie powoduje zużycia paliwa, natomiast energia wytwarzana przez generator napędzany silnikiem spalinowym wymaga zużycia pewnej ilości energii.

W proponowanym układzie napędowym wykorzystującym maszynę elektryczną do sterowania prędkością kątową silnika spalinowego zakres pracy silnikowej i generatorowej zależy od prędkości pojazdu oraz od ustalonej prędkości kątowej silnika spalinowego. Z tego powodu jedynym sposobem sterowania funkcją pracy maszyny elektrycznej (silnikową i generatorową) jest sterowanie prędkością silnika spalinowego. Na podstawie przeprowadzonych badań symulacyjnych wynika, że największy przyrost energii w baterii akumulatorów uzyskano przy ustalonej prędkości kątowej silnika spalinowego równej 900 rad/s. Przy tak wysokiej prędkości kątowej silnika spalinowego maszyna elektryczna ciągle pracowała w trybie generatorowym. Wraz ze zmniejszaniem się ustalonej prędkości kątowej silnika spalinowego przyrost pojemności baterii akumulatorów zmniejszał się poniżej poziomu, który baterii akumulatorów miały w chwili rozpoczęcia cyklu. Największe zużycie energii (najmniejsza pojemność akumulatorów) uzyskano po zakończeniu cyklu w trybie hybrydowym w którym ustalona prędkość kątowa silnika spalinowego wynosiła 200 rad/s. Poziom naładowania zmniejszył się do poziomu 49,59 % naładowania. Na szczególną uwagę zasługuje sterowanie za pomocą krzywej D przy którym wartość pojemności na końcu cyklu była prawie równa wartości początkowej cyklu. Warto również podkreślić zalety trybu elektrycznego w którym wykorzystano odzysk energii z hamowania. Dzięki odzyskiwaniu energii podczas hamowania przebieg pojemności baterii akumulatorów znacznie się zwiększał tak, że w końcowej fazie cyklu osiągnął wartość większą od trybu hybrydowego pracującego z ustaloną prędkością silnika spalinowego równą 200 rad/s.

Odzysk energii w trybie hybrydowym może odbywać się wyłącznie w zakresie wyższych prędkości pojazdu (co jest zamienne z trybem silnikowym). Jednak maszyna elektryczna w tym czasie steruje prędkością silnika spalinowego i nie można w pełni sterować mocą przekazywaną do baterii akumulatorów. Natomiast w zakresie niskich prędkości w trybie hybrydowym podczas hamowania pojazdu maszyna chcąc utrzymać prędkość silnika spalinowego musi przejść w stan pracy silnikowej (zamienne z trybem generatorowym) przez co zamiast odzyskiwać energię wykorzystuje ją do utrzymania zadanej prędkości kątowej silnika. Z punktu efektywnego sterowania jest to niedopuszczalne.

Pełny odzysk energii możliwy jest wyłącznie w trybie elektrycznym w zakresie niskich prędkości pojazdu (do ok. 37 km/h). Jednak wiąże się to z przełączaniem się z trybu hybrydowego do elektrycznego. Proces ten wiąże się z pewnymi niedogodnościami. Podczas przejścia z trybu hybrydowego do elektrycznego następuje szarpnięcie wynikające z blokowania wału korbowego silnika spalinowego, które powoduje chwilowe zwolnienie pojazdu. Po zakończeniu procesu hamowania chcąc przejść z powrotem do trybu hybrydowego maszyna elektryczna musi uruchomić silnik spalinowy i ustalić mu zadaną prędkość kątową. Proces ten również powoduje chwilowe szarpnięcie, które spowodowane jest wytworzeniem momentu potrzebnego na pokonanie oporów własnych oraz moment bezwładności silnika spalinowego. W zakresie wyższych prędkości pojazdu nie jest możliwe zablokowanie silnika spalinowego i wykorzystanie pełnego odzysku energii hamowania, gdyż prędkość maszyny elektrycznej przekroczyła by jej maksymalną wartość.

Z tego powodu autor do sterowania przepływem energii do akumulatorów pragnie wykorzystywać tryb hybrydowym w którym poprzez odpowiednie sterowanie prędkością kątową silnika spalinowego będzie sterował przepływem mocy z maszyny elektrycznej pracującej jako generator, do baterii akumulatorów. Sprawność procesu ładowania akumulatorów w trybie hybrydowym zależy głównie od punktu pracy silnika spalinowego. Aby zoptymalizować proces wytwarzania energii przez maszynę elektryczną należy tak sterować punktem pracy silnika spalinowego, aby wykorzystywać go w zakresie wysokiej sprawności. Wytworzona w ten sposób energia w rozpatrywanym układzie napędowym może być później wykorzystywana w trybie elektrycznym.

Na podstawie przeprowadzonych badań w czasie rozpędzania oraz cyklu UDC można zaobserwować, że najlepsze właściwości trakcyjne, najmniejsze zużycie paliwa oraz najmniejszą emisję uzyskano podczas połączenia trybu elektrycznego z trybem hybrydowym. W trybie elektryczno – hybrydowym najważniejszym zadaniem jest maksymalne wykorzystanie napędu elektrycznego. Jeśli prędkość zadana przekracza maksymalną prędkość dla trybu elektrycznego układ napędowy przełączany jest w tryb hybrydowy. W trybie hybrydowym głównym zadaniem strategii sterowania jest doładowanie baterii akumulatorów za pomocą silnika spalinowego, aby szybko uzupełnić energię elektryczną wykorzystaną w trybie elektrycznym. Znaczny spadek pojemności baterii akumulatorów można zaobserwować na podstawie przeprowadzonej symulacji cyklu UDC w którym wykorzystano taki połączenie trybu elektrycznego i hybrydowego. Poziom pojemności baterii akumulatorów po zakończeniu cyklu był bardzo niski w stosunku do pozostałych trybów pracy. Niedostatek mocy spowodowany wykorzystaniem trybu elektrycznego autor pragnie rozwiązać

odpowiednim algorytmem sterowania, który uwzględni poziom naładowania akumulatorów i na tej podstawie będzie wykorzystywał tryb elektryczny i hybrydowy.

Na podstawie zdobytego doświadczenia oraz przeprowadzonych badań autor opracował odpowiednią krzywą sterowania prędkością silnika spalinowego, która uwzględnia pojemność baterii akumulatorów. Krzywa ta bazuje na wykorzystywanych wcześniej w badaniach krzywych E i D. Krzywa E charakteryzowała się najmniejszą emisją i najmniejszym zużyciem paliwa natomiast krzywa D utrzymała w całym cyklu początkową pojemność baterii akumulatorów. Aby zwiększyć moc przekazywaną do akumulatorów podczas jazdy należy zwiększyć prędkość kątową silnika spalinowego. Dlatego drugą część funkcji krzywej D, odpowiedzialną za ustalenie prędkości początkowej silnika spalinowego, zmodyfikowano wprowadzając do wzoru zmienną SOC, która oznacza stopień naładowania baterii akumulatorów. Zmienna SOC zmienia się w zakresie 10% do 100%. Minimalna wartość pojemności bezpiecznej dla baterii akumulatorów wynosi 10%. Poniżej tej wartości sterownik odłącza baterię akumulatorów od układu napędowego. Nowa krzywa nazwana została krzywą H i wyrażona jest zależnością

$$w_s = 2 \cdot \Theta + (-3 \cdot SOC + 600) \quad (9.1)$$

Przy wysokim poziomie naładowania baterii akumulatorów (SOC=100%) krzywa H zachowuje się jak krzywa E, a ustalona prędkość kątowna silnika spalinowego wynosi 250 rad/s. Przy maksymalnym dopuszczalnym poziomie rozładowania (SOC=10%) krzywa H zachowuje się jak krzywa D. Ustalona prędkość kątowna silnika spalinowego przy pełnym rozładowaniu wynosi 700 rad/s, czyli odpowiada prędkość dla maksymalnej mocy.

Podsumowując sterowanie rozpatrywanym układem napędowym okazało się zadaniem bardzo złożonym. Dodatkowe możliwości wynikające z zastosowania maszyny elektrycznej w rozpatrywanym układzie napędowym niosą za sobą pewne wymagania i ograniczenia. Możliwe jest sterowanie prędkością kątową silnika spalinowego jednak w strategii sterowania należy uwzględnić pojemność baterii akumulatorów. Największe trudności w sterowaniu zaproponowanym układem pojawiają się w stanach przejściowych w szczególności podczas uruchamiania silnika spalinowego w czasie jazdy oraz w czasie szybkiej zmiany prędkości silnika spalinowego.

Ze względu na zmianę wartości prędkości kątowej wału korbowego oraz prędkości maszyny elektrycznej odpowiedzialnej za zmianę przełożenie w stanach przejściowych

bardzo duży wpływ ma proces przyśpieszania pojazdu ma moment bezwładności jednostek napędowych. W badaniach symulacyjnych omawianego układu napędowego autor zauważył szczególny wpływ momentu bezwładności silnika spalinowego w czasie szybkich zmian prędkości kątowej wału korbowego silnika spalinowego co szczególnie było odczuwane podczas przyśpieszania. Podczas zbyt szybkiego zwiększenia prędkości silnika spalinowego (od 300 rad/s do 700 rad/s), którą wymusza maszyna elektryczna przyśpieszenie pojazdu znacząco się obniża. Dlatego autor ograniczył doświadczalnie szybkość zmiany prędkości kątowej wału korbowego silnika spalinowego do poziomu w którym przyśpieszenie nieznacznie się obniża. Odwrotna sytuacja wystąpiła podczas zmniejszania prędkości (od 700 rad/s do 300 rad/s). W konsekwencji tego w czasie zmniejszania prędkości kątowej silnika spalinowego zmiany przyśpieszenie pojazdu się zwiększało. Powodem tego było sterowanie maszyną elektryczną, która hamując silnik spalinowy (zmniejszając jego prędkość kątową) przekazywała część momentu na wał napędowy pojazdu przez co przyśpieszenie ulegało zwiększeniu. Autor podczas przeprowadzania badań symulacyjnych zaobserwował to zjawisko jednak dokładna analiza tego problemu zostanie wykonana w późniejszym etapie prac badawczych nad rozpatrywanym układem napędowym.

#### **9.4. Przykładowe możliwości modyfikacji układu napędowego**

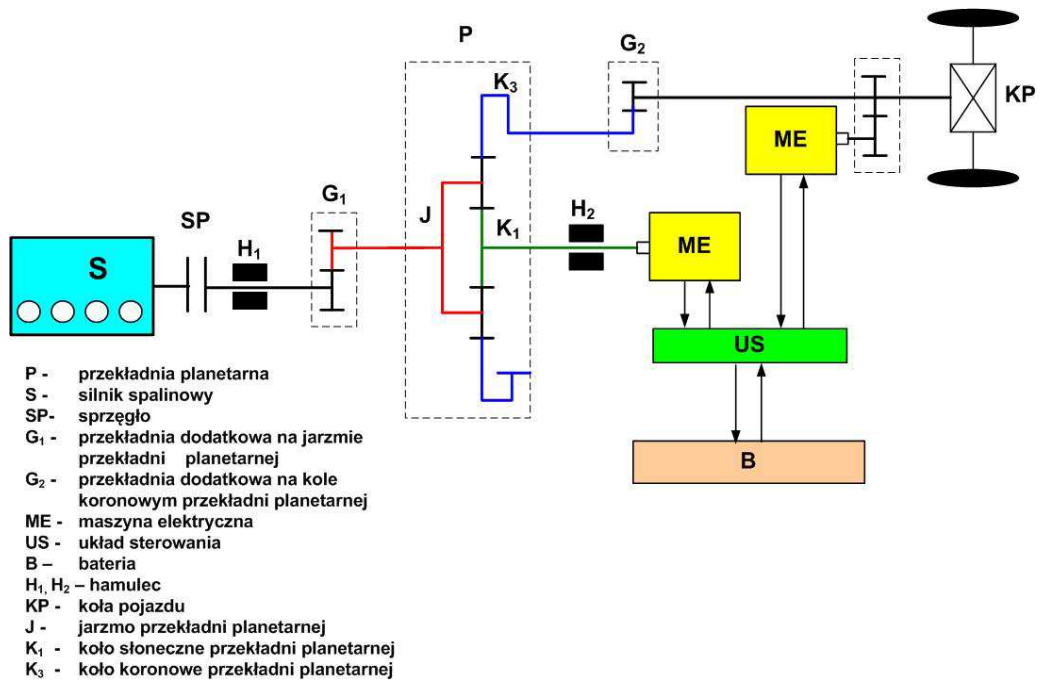
Proponowany układ napędowy mimo wielu zalet posiada też wiele niedogodności. Głównym celem pracy autora było zaprojektowanie prostego układu napędowego przeznaczonego do małego pojazdu typu Quad lub Buggy, który umożliwi bezstopniowe sterowanie przełożeniem układu napędowego za pomocą tylko jednej maszyny elektrycznej. Ponadto zastosowanie maszyny elektrycznej miało przynieść wiele dodatkowych korzyści w postaci wykorzystania do poruszania pojazdu wyłącznie napędu elektrycznego.

Zaprojektowany układ napędowy według autora może mieć szerokie zastosowanie w małych pojazdach, a w szczególności w napędach pojazdów miejskich w których występują ciągłe zmiany prędkości pojazdu. W przypadku ruchu pozamiejskiego lub podczas poruszania się po drogach ekspresowych i autostradach funkcjonowanie układu może sprawiać pewne ograniczenia ponieważ do dyspozycji kierowcy ma tylko zakres pracy silnikowej maszyny elektrycznej i w przypadku gdy energia elektryczna zgromadzona w akumulatorach się wyczerpie pojazd będzie wymagał doładowania z zewnętrznego źródła zasilania lub przejścia w zakres pracy generatorowej co wymusza zmniejszenie prędkości pojazdu. Rozwiązaniem, które umożliwia wykorzystanie silnika spalinowego w całym zakresie prędkości pojazdu

opisał w swoich pracach SHEU K.-B. W swoim rozwiązaniu do sterowania przełożeniem układu napędowego również zastosował przekładnię planetarną. Dodatkowo jednak doposażył układ napędowy o drugą przekładnię planetarną, która łączy ze sobą wał silnika spalinowego z kołami pojazdu. Ominął w ten sposób pierwszą przekładnię planetarną i stworzył nowe połączenie pomiędzy silnikiem spalinowym i kołami pojazdu. Połączenie to ma mniejsze przełożenie przez co możliwe jest wykorzystanie wyłącznie silnika spalinowego do poruszanie się pojazdu w zakresie wyższych prędkości. Ta dodatkowa przekładnia może być wykorzystana podobnie jak 5 bieg w przekładniach stopniowych.

Niedogodności związane ze sterowaniem mocą przekazywaną do baterii akumulatorów oraz problemy związane z pełnym odzyskiem energii hamowania w trybie hybrydowym można rozwiązać poprzez zainstalowanie drugiej maszyny elektrycznej na wyjściu z przekładni  $G_2$ , która łączy się z kołami pojazdu. Aby dopasować prędkość kątową maszyny elektrycznej do zakresu prędkości pojazdu dodatkową maszynę elektryczną połączono przez dodatkową przekładnię na wale łączącym się z kołami pojazdu. Dzięki dodatkowej maszynie połączonej z kołami pojazdu będzie można odzyskiwać moc bezpośrednią z kół pojazdu.

W trybie hybrydowym dodatkowa maszyna elektryczna może sterować przekazywaniem moc elektrycznej bezpośrednio do kół. W zakresie niskich prędkości, gdy pierwsza maszyna elektryczna pracuje jako generator, pobierając moc z silnika spalinowego, druga maszyna elektryczna może przekazywać tą wytworzoną moc do kół pojazdu. Takie sterowanie mocą może znacznie zwiększyć sprawność układu napędowego, gdyż omijamy potrzebę ciągłego przekazywania energii do akumulatorów. Poza tym w ten sposób można zwiększyć żywotność baterii ponieważ rzadziej będą ładowane i rozładowywane. W zakresie wyższych prędkości pojazdu, gdy pierwsza maszyna elektryczna pracuje jako silnik wykorzystując do tego energię zgromadzoną w akumulatorach. Druga maszyna może pracować jako generator pobierając część mocy z kół pojazdu przekazując ją do pierwszej maszyny. Dzięki temu pierwsza maszyna nie musi pobierać energii z akumulatorów. W konsekwencji tego w takim układzie napędowym nie jest wymagana tak duża pojemność baterii akumulatorów, co niesie za sobą niższą masę pojazdu. Ponadto taki układ napędowy umożliwia większe możliwości sterowania. Schemat tak zmodyfikowanego układu napędowego przedstawiono na rysunku 9.37. Dodatkowo, aby ułatwić rozruch silnika spalinowego na wale silnika spalinowego zainstalowano sprzęgło.



Rys. 9.37. Zmodyfikowany układ napędowy pojazdu

Układ napędowy przedstawiony na powyższym rysunku jest bardzo podobny do rozwiązania, które stosuje koncern Toyota w modelu Prius. Według autora takie rozwiązanie dają największe możliwości sterowania, a ponadto dzięki zastosowaniu drugiej maszyny elektrycznej nie wymaga instalacji baterii akumulatorów o tak dużej pojemności. Z drugiej jednak strony przedstawiony układ napędowy jest dużo bardziej skomplikowany i bardziej nadaje się do zastosowania w samochodach, a nie małych pojazdach miejskich.



## **10. Budowa układu napędowego w pojeździe**

### **10.1. Adaptacja proponowanego układu napędowego w pojeździe badawczym**

Do zastosowania układu napędowego z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną wybrano pojazd typu buggy KINROAD XT150. Pojazd ten wyposażony jest w klasyczny układ napędowy z silnikiem spalinowym o pojemności 150 cm<sup>3</sup> i mocy 9 kW oraz przekładnię bezstopniową CVT z pasem gumowym. Z uwagi na to, że przekładnia ta nie spełnia wymagań określonych w pracy dla proponowanego układu napędowego zastąpioną ją przekładnią planetarną, która sterowana jest za pomocą maszyny elektrycznej. Proponowane rozwiązanie układu napędowego znacznie różniło się od tradycyjnego układu i wymagało doposażenia go w dodatkowe elementy: maszynę elektryczną, zestaw akumulatorów, jednostkę sterującą oraz pojedynczą przekładnię planetarną, która łączy silnik spalinowy, maszynę elektryczną oraz koła pojazdu. W ramach prac związanych z budową proponowanego układu napędowego w pojeździe badawczym w pierwszym etapie wykonano prace mechaniczne związane z instalacją poszczególnych elementów układu napędowego:

#### **1) Modyfikacje zawieszenia**

Na wstępie wykonano modernizację tylnego zawieszenia pojazdu ze względu na dodatkową masę akumulatorów oraz wszystkich podzespołów wchodzących w skład całego układu napędowego. Oryginalne zawieszenie umożliwiało przewożenie dodatkowego ładunku o masie zaledwie 14 kg. W ramach modernizacji zawieszenia zdemontowano i zastąpiono oryginalne sprężyny nowymi wzmocnionymi sprężynami o twardszej charakterystyce tłumienia. Dodatkowo ze względów mechanicznych dokonano zmian konstrukcyjnych podwójnego wahacza, gdyż jego oryginalna konstrukcja uniemożliwiała odpowiednie napięcie pasów zębatych łączących przekładnię planetarną z osią pojazdu i silnikiem spalinowym. (rys.10.1).



Rys.10.1. Wzmocnione sprężyny

## 2) Demontaż sprzęgła odśrodkowego oraz przekładni CVT

Pojazd badawczy wyposażony był w przekładnię CVT, która nie spełniała wymagań określonych w pracy dla rozpatrywanego układu napędowego. Dlatego przez rozpoczęciem prac modernizacyjnych układu napędowego należało zdemontować sprzęgło odśrodkowe (rys. 10.2) oraz cały układ przekładni CVT (10.3).



Rys. 10.2. Demontaż sprzęgła odśrodkowego



Rys. 10.3. Widok silnika po zdemontowaniu przekładni CVT

### 3) Wykonanie przekładni pasowej z pasem zębatym o stałym przełożeniu.

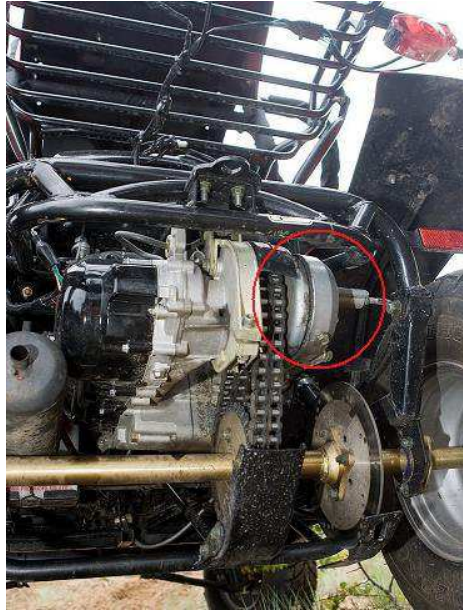
Zdemontowaną przekładnię CVT zastąpiono przekładnią pasową o stałym przełożeniu (rys. 10.4), która łączy wał silnika spalinowego przez zintegrowaną przekładnię silnika spalinowego z jarzmem przekładni planetarnej. Przekładnia składa się z dwóch zaprojektowanych kół zębatych. Po stronie wału korbowego silnika zastosowano zębatkę (21 zębów) o średnicy podziałowej 61 mm, zaś po stronie sprzęgła odśrodkowego zastosowano zębatkę (34 zęby) o średnicy podziałowej 98 mm. Zębatka po stronie sprzęgła jest zespolona z piastą mocującą tarczę hamulcową. Otoczki zębatek, ich średnice oraz ilość zębów, uwzględniając przełożenie, zostały tak zaprojektowane i dobrane, aby pas zębaty był wystarczająco naciągnięty i nie było konieczności zastosowania dodatkowego napinacza. Uniknięto w ten sposób zjawisko falowania pasa zębatego.



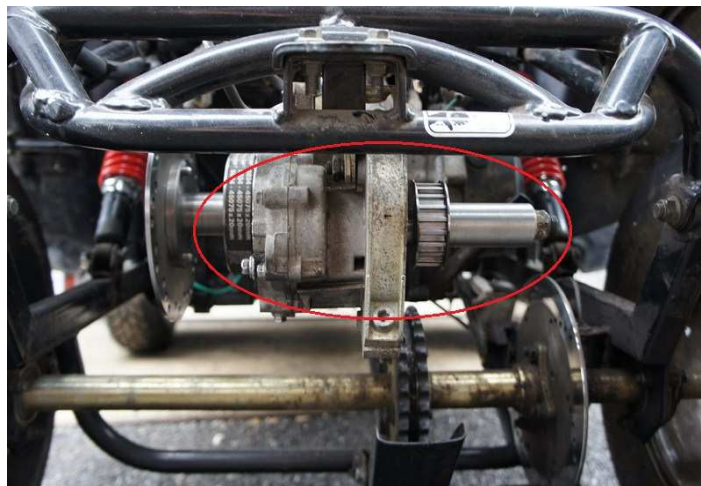
Rys. 10.4. Przekładnia pasowa w silniku

### 4) Demontaż przekładni D-R.

Przekładnia biegu (rys.10.5) D-R (przód –tył) została usunięta i zastąpiona zębatką, która łączy silnik spalinowy z przekładnią planetarną (rys.10.6). Zębatka na wałku zdawczym przekładni zintegrowanej z silnikiem spalinowym została zaprojektowana pod dobrany pas zębaty łączący się z jarzmem przekładni planetarnej.



Rys.10.5. Przekładnia biegu D-R



Rys. 10.6. Przekładnia zespolona z silnikiem spalinowym

##### **5) Ułożyskowanie przekładni planetarnej.**

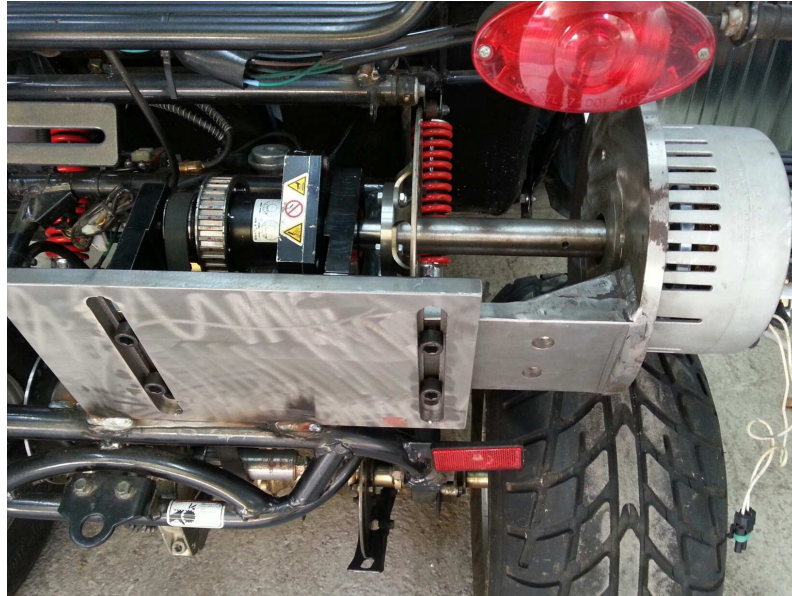
Zgodnie z założonymi przyjętymi w pracy, aby można było uzyskać dwa stopnie swobody, wybraną przekładnię planetarną należało ułożyskować z obu stron na odpowiednio do tego przygotowanej podstawie (rys. 10.7). Na obudowie przekładni planetarnej, czyli kole koronowym, zamocowano koło zębate połączone za pomocą pasa z zębatką osi napędowej kół pojazdu. Na jarzmie wykonano drugie koło zębate, które następnie połączono z zębatką na wałku zdawczym przekładni zintegrowanej z silnikiem spalinowym.



Rys. 10.7. Ułożyskowana przekładni planetarnej

## 6) Montaż przekładni planetarnej w pojeździe

Układ ułożyskowania przekładni został zmontowany na podstawie łączącej silnik elektryczny z przekładnią planetarną (rys. 10.8). Podstawa została wykonana z blachy 20 mm, którą następnie zespawano z flaszą mocującą maszynę elektryczną. W podstawie wykonano 4 otwory przelotowe do zamocowania obu podstaw ułożyskowania przekładni planetarnej oraz 4 otwory gwintowane do połączenia podstawy z ramą pojazdu. Silnik przykręcono do wykonanej flaszy mocującej. Wykonano również blachę o grubości 20 mm w której wyfrezowano otwory na śruby do zamocowania całego układu. Blacha mocująca służy jednocześnie jako mocowanie układu, a wyfrezowane odpowiednie otwory służą jako prowadnice do naciągu układu oraz pasa napędowego, łączącego układ planetarny z osią pojazdu. Cały układ przyspawano do wahacza pojazdu.



Rys. 10.8. Montaż układu napędowego z przekładnią planetarną w pojeździe

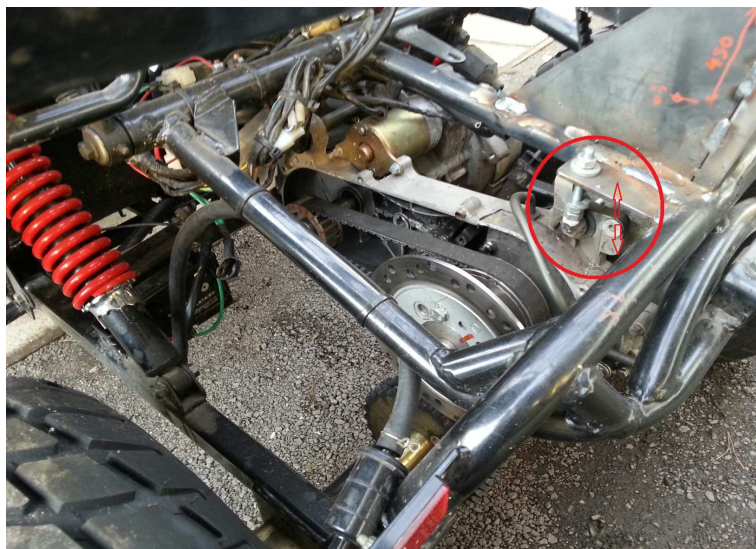
### 7) Połączenie przekładni planetarnej z silnikiem spalinowym

Jarzmo przekładni planetarnej połączono z przekładnią zespoloną z silnikiem spalinowym za pomocą przekładni pasowej, z pasem zębatym (rys.10.9). W skład tej przekładni wchodzi zębatka na jarzmie o średnicy 60mm (20 zębów) oraz zębatka na wałku przekładni zespolonej z silnikiem spalinowym o średnicy 63mm (21 zębów).



Rys. 10.9. Połączenie jarzma przekładni planetarnej z przekładnią zespoloną silnika spalinowego

Do napięcia pasa łączącego przekładnię planetarną z silnikiem spalinowym zaprojektowano specjalny napinacz, który dzięki zmianie kąta pochylenia silnika napina pas (rys. 10.10).



Rys. 10.10. Napinacz pasa zębatego łączącego jarzmo przekładni planetarnej z przekładnią zespoloną z silnikiem spalinowym

#### **8) Połączenie maszyny elektrycznej z kołem słonecznym przekładni planetarnej**

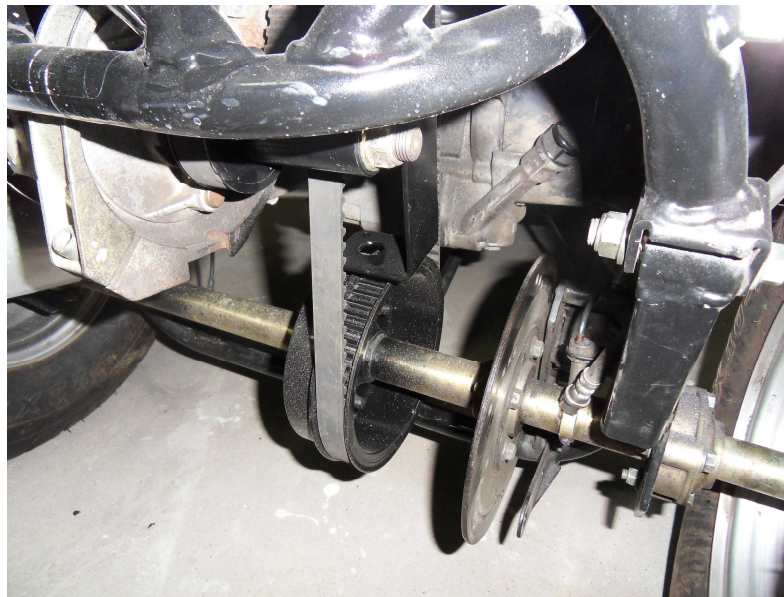
Maszynę elektryczną połączono bezpośrednio z kołem słonecznym przekładni planetarnej za pomocą wałka (rys. 10.11). Na wałku dodatkowo zamocowano tarczę hamulcową hamulca H<sub>2</sub> blokującego wał maszyny elektrycznej w trybie spalinowym.



Rys.10.11. Połączenie maszyny elektrycznej z kołem słonecznym przekładni planetarnej

## 9) Połączenie koła koronowego przekładni planetarnej z osią pojazdu.

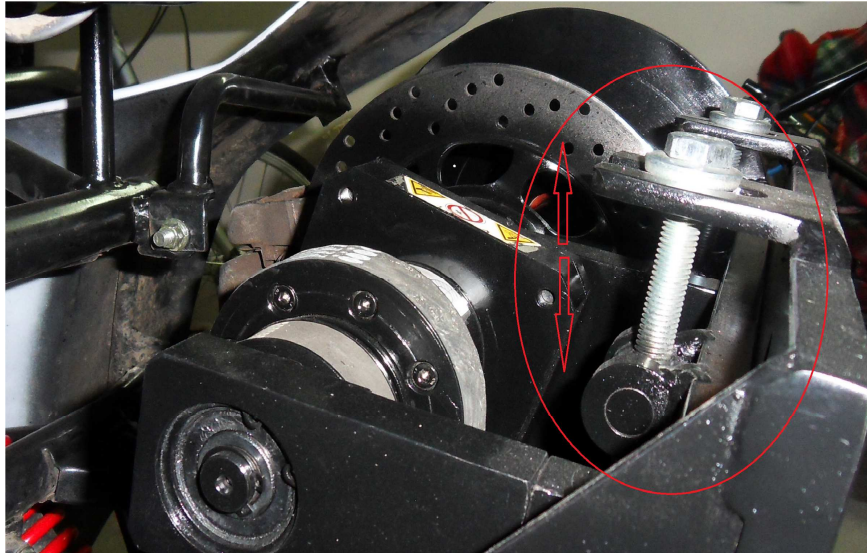
Koło koronowe przekładni planetarnej (obudowa przekładni planetarnej) połączone zostało z osią napędową kół pojazdu za pomocą przekładni pasowej z pasem zębatym. Na osi napędowej wykonano nową zębatkę (58 zębów) o średnicy 168 mm (rys.10.12), która została zainstalowana w miejscu starej zębatki. Drugą zębatkę zamocowano na kole koronowym przekładni planetarnej (rys. 10.13).



Rys. 10.12. Zębatka na osi napędowej pojazdu

Aby napiąć pas łączący koła pojazdu z przekładnią planetarną skonstruowano odpowiednie napinacze, które dzięki przesuwaniu całego układu (do góry i w dół przekładnią planetarną) napinają pas napędowy (rys. 10.13).





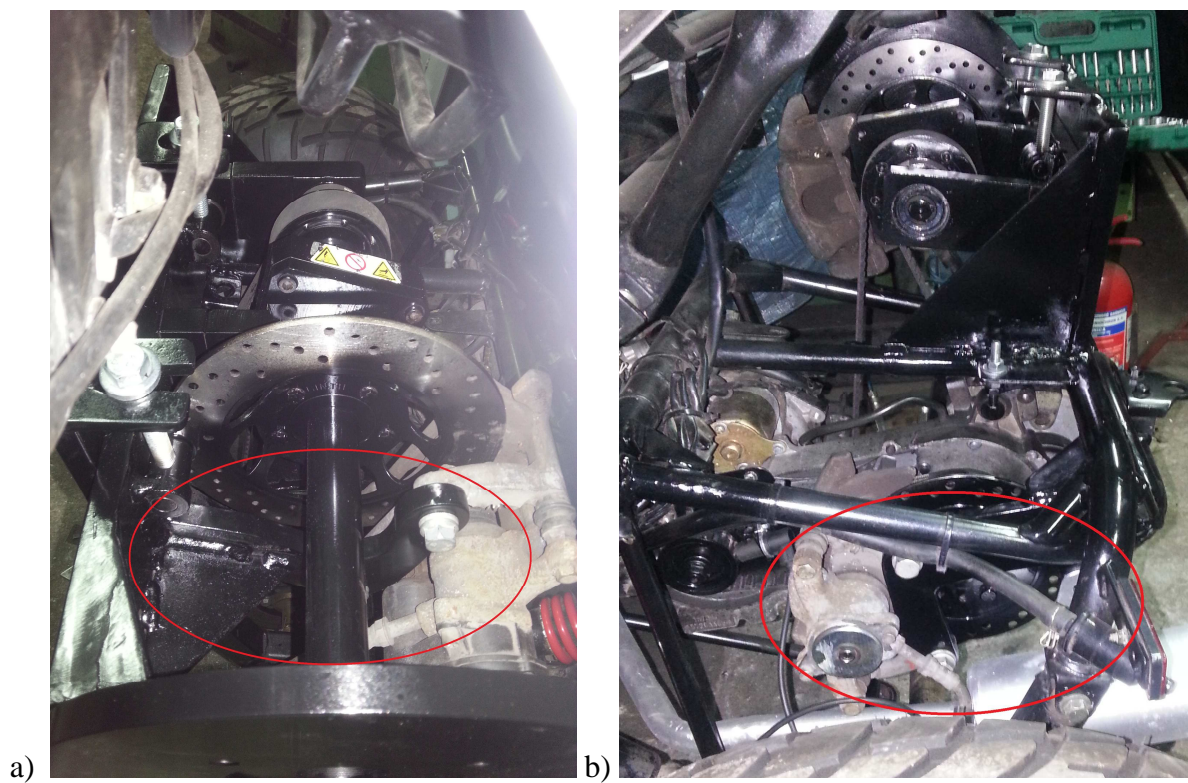
Rys.10.13. Zębatka na kole koronowym przekładni oraz napinacze pasa napędowego łączącego przekładnię planetarną z osią napędową pojazdu

## 10) Zamocowanie hamulców

Do zmiany trybu pracy rozpatrywanego układu napędowego zainstalowano dwa hamulce tarczowe z elektrycznymi zaciskami. Pierwszą tarczę hamulcową hamulca  $H_1$  zamocowano na piaście połączonej z zębatką przekładni zespolonej z silnikiem spalinowym (rys.10.14a). Zaś drugą tarczę hamulcową hamulca  $H_2$  na wałku łączącym silnik elektryczny z przekładnią planetarną (rys.10.14b). Następnie zaprojektowano i wykonano mocowania zacisków hamulcowych. (rys.10.15).



Rys.10.14. Tarcza hamulcowa a) na zębatce łączącej silnik spalinowy z przekładnią planetarną, b) na wale maszyny elektrycznej



Rys. 10.15. Mocowania zacisków hamulcowych a) na zębatce łączącej silnika spalinowego z przekładnią planetarną, b) na wale maszyny elektrycznej

## 11) Konstrukcja mocująca skrzynię z akumulatorami

Z uwagi na to, że proponowany układ napędowy do swojej pracy wymagał energii elektrycznej, niezbędne było zainstalowanie w pojeździe zestawu baterii akumulatorów o dużej pojemności. Wykorzystano do tego celu 22 ogniwa baterii litowo żelazowo fosforanowych (LiFePO<sub>4</sub>), które posiadają bardzo dobry współczynnik masy do pojemności. Jednak mimo tego cały ten zestaw baterii zajmuje dużo miejsca i waży ponad 80 kg. Po dokładnej analizie konstrukcji ramy pojazdu do instalacji całego zestawu wybrano bagażnik nad tylną osią pojazdu. Aby bezpiecznie zainstalować wszystkie ogniwa zaprojektowano i wykonano specjalną skrzynię na akumulatory i sterowniki układu napędowego. Skrzynię tą wykonano z włókna węglowego, materiału bardzo trwałego i lekkiego. Następnie wykonano specjalne mocowanie tej skrzyni w tylnej części pojazdu. (rys. 10.16).

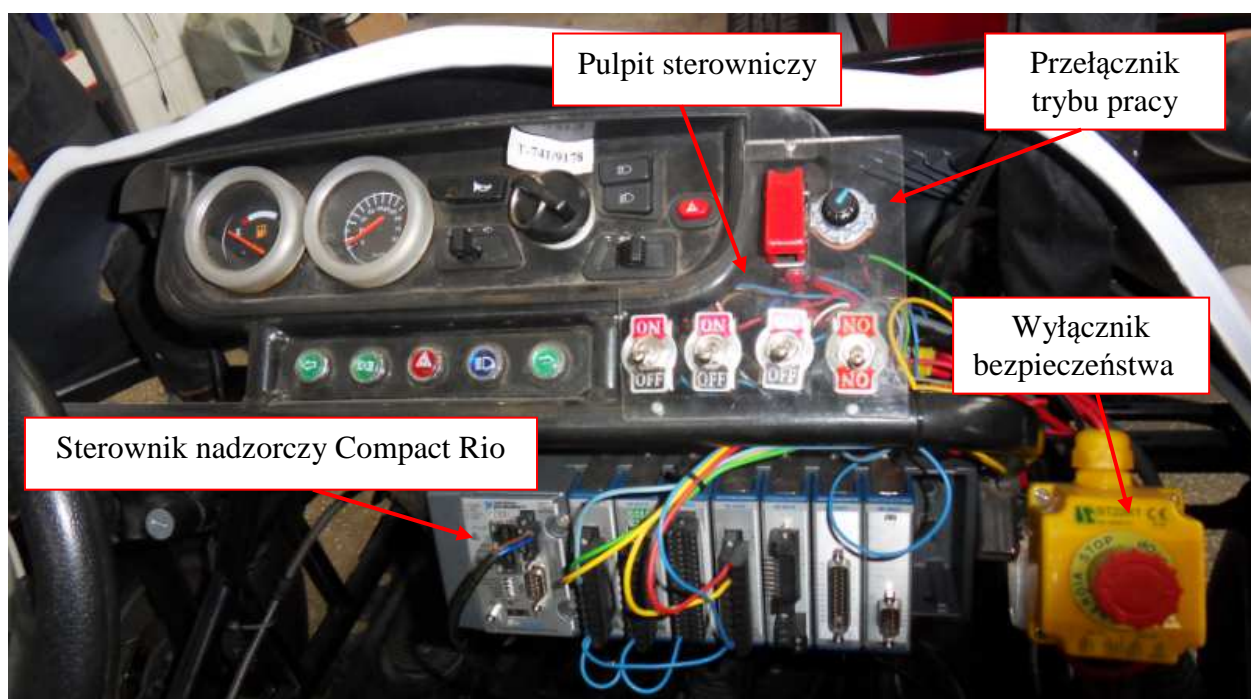


Rys. 10.16. Mocowania pod skrzynię na akumulatory

W drugim etapie przeprowadzono prace związane z instalacją systemu sterowania układem napędowym oraz układu magazynowania energii elektrycznej. W ramach tych prac wykonano:

## 1) Montaż i podłączenie sterownika nadzorczego Compact Rio

W kabinie pojazdu zamocowano sterownik nadzorczy Compact Rio firmy National Instruments (rys. 10.17). Sterownik ten na podstawie otrzymanych sygnałów z czujników i przy wykorzystaniu specjalnie utworzonych algorytmów zarządza przepływem mocy między silnikiem spalinowym, maszyną elektryczną i akumulatorami. Z uwagi na badawczy charakter tego pojazdu zainstalowano dodatkowo w kabinie wyłącznik bezpieczeństwa, który umożliwia natychmiastowe wyłączenie pojazdu. Na pulpicie sterującym zainstalowano przyciski sterujące oraz przełącznik zmiany trybu pracy układu napędowego.

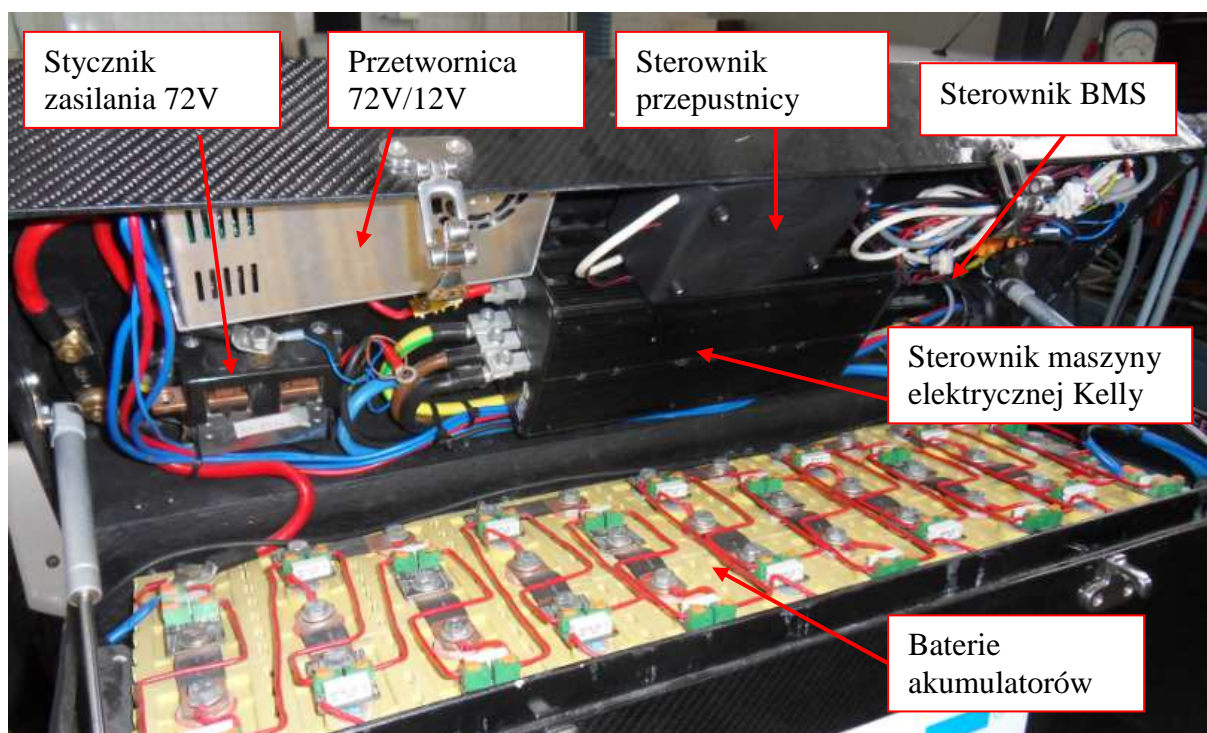


Rys. 10.17. Sterownik nadzorczy umieszczony w kabinie pojazdu

## 2) Montaż i podłączenie baterii akumulatorów oraz sterowników wchodzących w skład systemu sterowania

Ze względu na terenowy charakter pojazdu, a przede wszystkim za względu na ochronę przed deszczem i uszkodzeniami mechanicznymi resztę sterowników systemu sterowania umieszczono na tylnej pokrywie skrzyni akumulatorów (rys. 10.18). Umieszczono tam m.in. sterownik przepustnicy, sterownik maszyny elektrycznej firmy Kelly, sterownik zarządzający

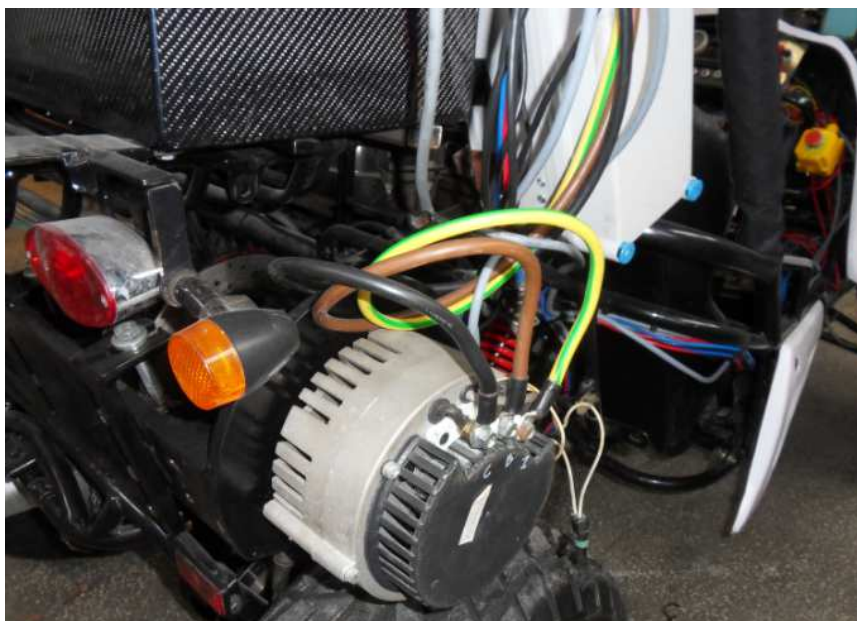
energią akumulatorów BMS, stycznik i bezpiecznik zasilania 72V oraz przetwornice DC\DC, która przekształca napięcie 72 z baterii akumulatorów na napięcie 12V służące do zasilania układu sterowania.



Rys. 10.18. Skrzynia baterii akumulatorów wraz ze sterownikami systemu sterowania pojazdem

### 3) Podłączenie maszyny elektrycznej

Maszyna elektryczna (rys. 10.19) jest zasilana za pomocą trzech przewodów o przekroju  $10\text{mm}^2$  ze sterownika BLDC firmy Kelly, który steruje przepływem mocy z baterii akumulatorów 72 V. Na podstawie sygnału sterującego ze sterownika nadzorczego oraz sygnałów położenia wirnika, sterownik nadzorczy Compact Rio kontroluje prędkość obrotową maszyny elektrycznej, która jest odpowiedzialna za przełożenie w proponowanym hybrydowym układzie napędowym.



Rys. 10.19. Maszyna elektryczna zasilana ze sterownika Kelly

#### **4) Montaż i podłączenie skrzyni bezpieczników i przekaźników**

Do zasilania całego systemu wykonano i zainstalowano skrzynię bezpieczników i przekaźników z której zasilany jest każdy sterownik wchodzący w skład systemu sterowania (rys.10.20). Oprócz funkcji zasilania oraz zabezpieczenia przed zwarcie, w skrzynce zainstalowano przekaźniki sterowane za pomocą sterownika nadzorczego Compact Rio, służące do załączenia i wyłączenia zasilania każdego sterownika oraz układów dodatkowych (np. rozrusznika, przepustnicy, przekaźnika zasilania 72 V, układem zasilania osprzętu pojazdu).



Rys. 10.20. Skrzynka bezpieczników i przekaźników układu zasilania pojazdu

Każdy sterownik systemu sterowania pojazdu komunikuje się ze sterownikiem nadrzędnym za pomocą sygnałów analogowych lub magistrali danych CAN. Dzięki temu sterownik nadrzędny na podstawie odczytanych w ten sposób parametrów układu napędowego pojazdu może sterować całym systemem. Sterownik nadrzędny w swojej pamięci ma zapisaną strategię sterowania na podstawie której za pomocą sygnałów analogowych (napięcie 5V) ustala wartości zadane dla sterownika przepustnicy silnika spalinowego oraz sterownika maszyny elektrycznej. Steruje również zasilaniem każdego urządzenia wchodzącego w skład systemu. Umożliwia np. włączanie i wyłączanie rozrusznika, układu zapłonowego. Jeśli natomiast któryś układ nie jest używany, sterownik nadrzędny wyłącza jego zasilanie. Sterownik nadrzędny oprócz funkcji sterowania umożliwia również zapis do pliku wybrane parametry ruchu pojazdu i pracy jego układów. Dzięki temu możliwe jest odczytywanie i analiza parametrów pojazdu po zakończeniu badań. Według autora tak zaprojektowany i wykonany układ sterowania pojazdu umożliwia pełną kontrolę nad wszystkimi funkcjami pojazdu i dzięki temu możliwe jest testowanie złożonych algorytmów sterowania rozpatrywanym układem napędowym.

## 10.2 Wstępne wyniki badań układu napędowego w pojeździe badawczym

Wstępne badania zamontowanego w pojeździe buggy układu napędowego z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną miały na celu potwierdzenie działania wszystkich funkcji układu zgodnie z przyjętymi założeniami.

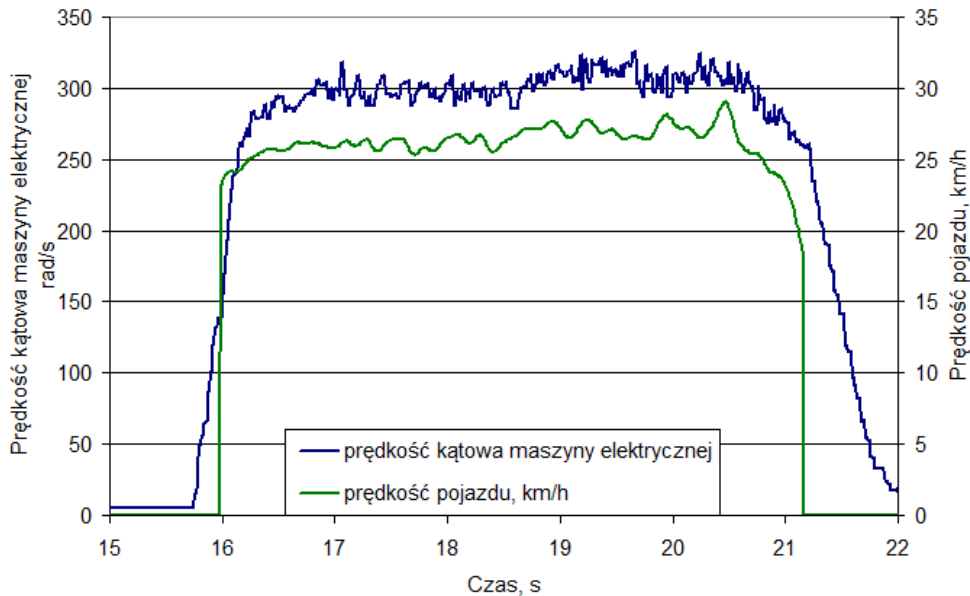
W pracy myślą przewodnią było dążenie do zbudowania prostego i taniego układu napędowego, który mógł by być zamontowany w małym pojeździe. Realizacja prac związanych z modyfikacją układu napędowego w pojeździe badawczym wymagała rozwiązania wielu problemów spośród których najtrudniejszy był etap ułożyskowania i połączenia przekładni planetarnej z silnikiem spalinowym i kołami pojazdu. Duże trudności sprawiło również podłączenie i zestrojenie całego systemu sterowania, który składał się z wielu sterowników. Podczas pierwszych prób drogowych okazało się, że pas łączący silnik spalinowy z przekładnią planetarną nie potrafi przenieść pełnego obciążenia potrzebnego do rozpędzenia pojazdu. Rozwiązanie tego problemu wymagało gruntownej przebudowy układu napędowego i zastosowanie w miejsce pasa zębatego połączenia łańcuchowego. Mimo przedstawionych utrudnień przeprowadzono wstępne badania, które potwierdziły następujące funkcje proponowanego układu napędowego:

- w trybie elektrycznym możliwe jest ruszanie z miejsca i jazda z niewielką prędkością oraz odzysk energii z hamowania,
- jazda do tyłu, którą można wykonać przy użyciu wyłącznie maszyny elektrycznej,
- za pomocą maszyny elektrycznej możliwy jest rozruch silnika spalinowego, wymaga to jednak zablokowania hamulców pojazdu,
- w czasie postoju można doładowywać baterie akumulatorów wykorzystując do tego silnik spalinowy,
- w trybie hybrydowym za pomocą sterowania prędkością kątową maszyny elektrycznej można sterować przełożeniem układu napędowego.

Ze względu na liczne zakłócenia i niepewności pomiarowe mierzonych sygnałów oraz konieczność przebudowy połączeń pomiędzy przekładnią planetarną i silnikiem spalinowym wykonano badania układu napędowego wyłącznie w trybie elektrycznym. Badania te przeprowadzono na hamowaniu podwoziowej bez obciążenia. W trybie elektrycznym silnik spalinowy był zablokowany hamulcem  $H_1$ , a do napędu kół wykorzystywany był wyłącznie

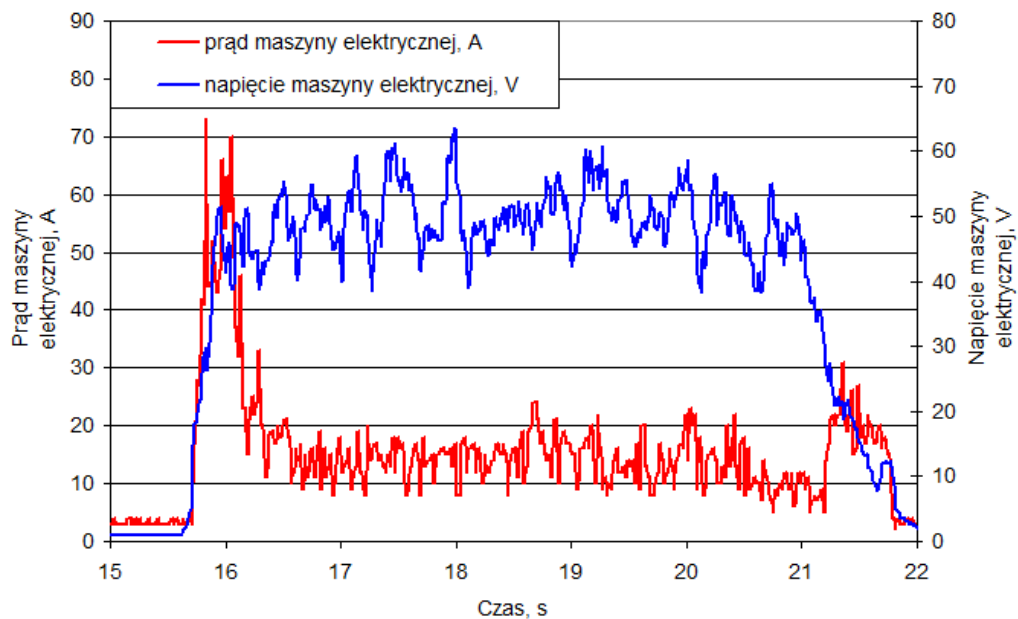


maszyna elektryczna. Na rysunku 10.21 przedstawiono przebieg prędkości pojazdu w czasie rozpędzania, utrzymania zadanej prędkości pojazdu oraz hamowania.



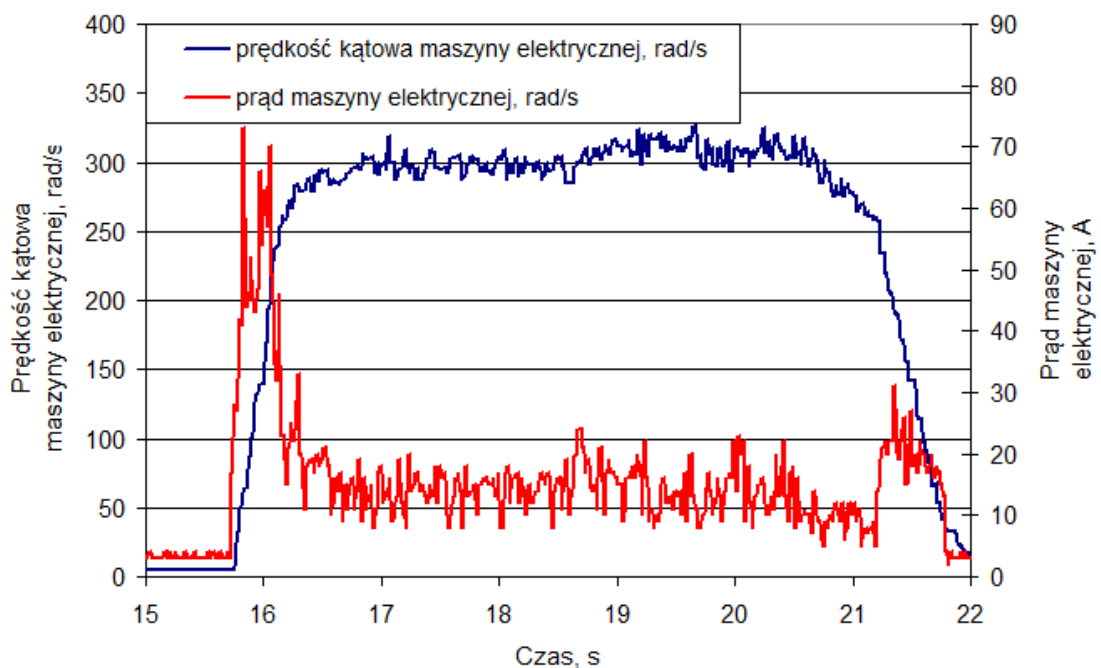
Rys. 10.21. Charakterystyka czasowa przebiegu prędkości pojazdu i prędkości kątowej maszyny elektrycznej w czasie rozpędzania, utrzymania zadanej prędkości pojazdu oraz hamowania

Przełożenie w trybie elektrycznym jest stałe przez co prędkość kątowa maszyna elektryczna jest proporcjonalna do prędkości pojazdu. Próbę rozpędzania pojazdu przeprowadzono do prędkości 27 km/h przy której maszyna osiągnęła prędkość ok. 300rad/s. W czasie rozpędzania sterownik maszyny elektrycznej zwiększył napięcie zasilające w wyniku czego zwiększył się prąd w uzwojeniach maszyny elektrycznej (rys. 10.22).



10.22. Charakterystyka czasowa przebiegu prądu i napięcia maszyny elektrycznej w czasie rozpędzania, utrzymania zadanej prędkości pojazdu oraz hamowania

W początkowej w fazie rozpędzania, gdy maszyna elektryczna zwiększała swoją prędkość kątową w uzwojeniach maszyny elektrycznej nastąpił wzrost natężenia prądu do 70A (rys. 10.23). Przy ustaleniu się prędkości kątowej maszyny elektrycznej pobierana wartość prądu ustaliła się na poziomie ok. 15A. Natomiast w czasie hamowania wartość prądu maszyny elektrycznej nieznacznie się zwiększyła do wartości około 25A.



Rys. 10.23. Charakterystyka czasowa prądu i prędkości maszyny elektrycznej w czasie rozpędzania, utrzymania zadanej prędkości pojazdu oraz hamowania

Należy jednak podkreślić, że oprócz zarejestrowanych wyników przeprowadzono wiele badań mających na celu sprawdzenie funkcjonalności i współdziałania poszczególnych podzespołów układu napędowego od strony mechanicznej i elektrycznej, które uwzględniły:

- poprawność współdziałania elementów układu przeniesienia napędu, a w szczególności połączenie przekładni planetarnej z silnikiem spalinowym, maszyną elektryczną i kołami pojazdu,
- skuteczność działania hamulców  $H_1$  i  $H_2$ ,
- sprawność i powtarzalność procesu uruchamiania silnika spalinowego przez maszynę elektryczną,
- komunikacje ze sterownikami wchodzącymi w skład systemu sterowania,
- zakresy pracy silnika spalinowego i maszyny elektrycznej,
- monitorowanie stanu ładowania i rozładowania baterii akumulatorów,
- sterowanie prędkością maszyny elektrycznej.

Biorąc pod uwagę przedstawione wyniki wstępnych badań można stwierdzić, że cel pracy został osiągnięty, a teza pracy udowodniona. Potwierdzono, że bezstopniowy układ napędowy można zrealizować przy wykorzystaniu prostej przekładni planetarnej w której przełożenie jest ustalone za pomocą maszyny elektrycznej. Potwierdziły się również zależności otrzymane podczas badań symulacyjnych. W zakresie niskich prędkości pojazdu, w tym przy ruszeniu pojazdu z miejsca, maszyna elektryczna pracuje jako generator i odbiera moc z silnika spalinowego. W zakresie wyższych prędkości pojazdu maszyna elektryczna pracuje jako silnik, zwiększając moc na kołach pojazdu.

Podsumowując można potwierdzić, że funkcjonalne założenie przyjęte w pracy dla proponowanego układu zostały spełnione. W wyniku realizacji pracy powstał pierwszy na Politechnice Opolskiej pojazd wyposażony w hybrydowy układ napędowy. Jego dalszy rozwój i użytkowanie wymaga kontynuacji przyjętego planu pracy, a w tym usprawnienie układu napędowego ze względu na możliwość przenoszenia wyższych obciążeń. Wykonanie pełnej serii pomiarów drogowych i stanowiskowych na hamowani podwoziowej pozwoli wykonać dokładną analizę wpływu różnych algorytmów sterowania na działanie rozpatrywanego układu napędowego.

## 11. Posumowanie i wnioski

Zastosowanie układów hybrydowych w małych pojazdach typu skuter, Quad lub Buggy jest jeszcze bardzo rzadko spotykane. Znane do tej pory rozwiązania hybrydowe charakteryzują się skomplikowaną, ciężką i kosztowną konstrukcją napędu hybrydowego, co w znaczny sposób uniemożliwia ich montaż w małych pojazdach. W pracy zaprezentowano rozwiązanie układu napędowego z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną, które można zastosować właśnie w małych pojazdach.

W celu stwierdzenia przydatności opracowanej koncepcji zaprojektowano i wykonano innowacyjny układ napędowy z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną na bazie samochodu typu buggy marki KINROAD XT150. Następnie na podstawie analizy kinematycznej, badań symulacyjnych w środowisku Matlab/Simulink oraz wstępnych badaniach drogowych wykazano, że proponowane rozwiązanie hybrydowego układu napędowego umożliwia bezstopniową zmianę przełożenia w całym zakresie prędkości pojazdu oraz posiada znacznie większy zakres pola sterowań niż tradycyjny układ napędowy z klasyczną przekładnią CVT. Pozwala to przede wszystkim na dokładniejsze sterowanie jednostką spalinową w zakresie największych sprawności. Przez zastosowanie dwóch jednostek napędowych do napędu pojazdu moc całego układu w zakresie wyższych prędkości pojazdu zwiększyła się ponad dwukrotnie. Poza tym zastosowanie jednostki elektrycznej w funkcji generatora umożliwia odzysk energii hamowania. Jednostka elektryczna może również być wykorzystywana w stanach najmniej korzystnych dla silnika spalinowego, czyli podczas ruszania i jazdy z niską prędkością.

Dodatkowo dzięki zastosowaniu przekładni planetarnej jako przekładni bezstopniowej proponowane rozwiązanie jest znacznie bardziej wydajne od rozwiązania z klasyczną przekładnią CVT, która okupiona jest niską sprawnością. Zaletą przekładni planetarnej jest mały moment mas wirujących w stosunku do mas wirujących w przekładni CVT cięgnowej. Próba zniwelowana wpływu tych mas na dynamikę samochodu doprowadziła do nowej koncepcji zarządzania mocą napędu [53], do kompensacji mocy potrzebnej do przesterowania przekładni poprzez krótkotrwałe doładowanie silnika [85] lub też przez krótko trwałe dołączanie bezwładnika. Ze względu na niski moment bezwładności przekładni planetarnej moc potrzebna na jej przesterowanie jest niewielka w porównaniu do tradycyjnych układów bezstopniowych CVT. W rozpatrywanym układzie napędowym nie rozwiązywalne dotychczasowo problemy mechaniczne przekładni bezstopniowych zostały zastąpione

łatwiejszymi do rozwiązania problemami elektrycznymi związanymi ze sterowaniem mocą maszyny elektrycznej.

W celu poznania zależności i opracowania strategii sterowania rozpatrywanym układem napędowym autor wykorzystał nowoczesne techniki symulacyjne oparte na modelach matematycznych adekwatnych do obiektów rzeczywistych. Na podstawie wyników przeprowadzonych symulacji określił wpływ różnych metod sterowania na wskaźniki pracy układu napędowego. Określił nową metodę sterowania silnikiem spalinowym, która uwzględnia stopień naładowania akumulatorów. Wiedza na temat działania proponowanego układu napędowego była bazą do wykonania takiego układu napędowego w rzeczywistym pojeździe.

Analiza przeprowadzona w niniejszej pracy przyczyniła się do poznania problemów związanych ze sterowaniem układem napędowym wykorzystującym elektrycznie sterowaną przekładnię planetarną. Wykorzystana teoria zintegrowanego sterowania napędem bardzo dobrze sprawdziła się w sterowaniu rozpatrywanym układem. Ponadto taka koncepcja umożliwia w przyszłości wprowadzanie zaawansowanych algorytmów sterowania opartych na sterowaniu rozmytym oraz wprowadzanie elementów sztucznej inteligencji. Opisane zależności pomiędzy różnymi metodami sterowania mogą przyczynić się do opracowania nowego algorytmu sterowania układami napędowymi bazujących na elektrycznie sterowanej przekładni planetarnej. Poza tym badania przeprowadzone w pracy poszerzyły stan wiedzy na temat działania poszczególnych urządzeń wchodzących w skład układu napędowego oraz wpływ ich wzajemnych zależności co jest niezbędne przy formułowaniu zaawansowanych algorytmów sterowania. Uzyskane wyniki w czasie badań symulacyjnych autor pragnie potwierdzić w badaniach drogowych zbudowanego pojazdu.

Ze względu na zastosowanie maszyny elektrycznej i możliwości sterowania przepływem mocy z silnika spalinowego do kół pojazdu, proponowane rozwiązanie układu napędowego wnosi nowe spojrzenie na efektywne i dynamiczne sterowanie silnikiem spalinowym. Największe zaskoczenie autora sprawił fakt, że przebiegi rozpędzania dla krzywej ekonomicznej E i dynamicznej D bardzo zbliżone do siebie. Ten fakt autor pragnie potwierdzić na przykładzie rzeczywistego pojazdu. Autor pragnie również przeprowadzić dokładną analizę wpływu momentów bezwładności jednostek napędowych zwłaszcza w procesie szybkich zmian prędkości kątowej silnika spalinowego oraz rozruchu silnika spalinowego w czasie jazdy. Szczegółowe badania na obiekcie rzeczywistym w przyszłości dadzą prawdziwe wyniki, w szczególności w stanach nieustalonych.

W oparciu o rozpoznanie literaturowe oraz badania własne sformułowano następujące wnioski:

1. Założenia funkcjonalne proponowanego zostały spełnione.
2. Za pomocą maszyny elektrycznej można sterować przełożeniem układu napędowego lecz jego zakres zależy od przełożenia przekładni planetarnej i przekładni dodatkowych oraz mocy zastosowanej maszyny elektrycznej.
3. Własności trakcyjne pojazdu w zakresie wyższych prędkości są znacznie lepsze bowiem moce obu jednostek się sumują.
4. Zakres pracy silnika spalinowego jest znacznie korzystniejszy niż w tradycyjnym stopniowym układzie napędowym.
5. Odpowiednie sterowanie pracą proponowanego układu umożliwia zmniejszenie zużycia paliwa do 40% oraz emisji toksycznych związków do 30 %.

Wynikiem badań teoretycznych oraz przeprowadzonych badań eksperymentalnych jest wniosek końcowy:

*Zastosowanie elektrycznie sterowanej przekładni planetarnej pozwala zrealizować bezstopniowy układ napędowy o zadawalającej sprawności oraz przyczynia się do poprawy wybranych wskaźników pracy tłokowego silnika spalinowego.*

Na podstawie doświadczeń zdobytych podczas realizacji pracy nasuwają się także następujące zadania badawcze na przyszłość:

- konieczność wykonania poszerzonych badań symulacyjnych celem wypracowania algorytmów sterowania układem napędowym z elektrycznie sterowaną przekładnią planetarną,
- przeprowadzenie badań drogowych wpływu poszczególnych faz ruchu pojazdu na jego energochłonność.

## 11. Literatura

- [1] AGUIAR P., BRETT D.J.L., BRANDON N.P.: Feasibility study and techno-economic analysis of an SOFC/battery hybrid system for vehicle applications, *Journal of Power Sources* 171 (2007), Elsevier 2006, s.186-197
- [2] AHN K., PAPALAMBROS P.Y.: Engine optimal operation lines for power-split hybrid electric vehicles, *Journal of Automobile Engineering* 2009, Institution of Mechanical Engineers 2009, s.223-1149
- [3] ALLEN CH. J.: Advanced cathodes and electrolytes for lithium-ion and lithium-air batteries, *Chemistry Dissertations. Paper 46*, Northeastern University Boston, Massachusetts 2012
- [4] AL-SHYAB A., KAHRAMAN A.: A non-linear dynamic model for planetary gear sets, *Proc. IMechE Vol. 221 Part K: J. Multi-body Dynamics*, IMechE 2007
- [5] AUGUSTYNOWICZ A., JANTOS J., MAMALA J.: Koncepcja Systemu wspomagania pracy kierowcy, *Studia i Monografie nr.217 pod red. J. Jantosa - Transport drogowy przyjazny środowisku*, Politechnika Opolska, Opole 2008. s.67- 77
- [6] 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
- [7] AUGUSTYNOWICZ A., SKŁADZIEN J.: Analiza możliwości i celowości wykorzystania alternatywnych napędów samochodowych. Materiały konferencyjne Seminarium Naukowego Układ silnik-samochód jako obiekt energetyczny, Opole, 2002
- [8] AUGUSTYNOWICZ A.: Modelowanie typu kierowcy samochodu, *Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej*, Opole 2009, s.128
- [9] BADIN F., JEANNERET B., ROUMEGOUX J., THOMAS M.: Energy comparison between mechanical, diesel-electric and hybrid drives for buses using a simulation program, *The Science of the Total Environment* 189/190 (1996), Elsevier 1996, s.125-130
- [10] BAGHLI L., GOUDA E., MEZANI S., REZZOUG A.: Hybrid vehicle with a magnetic planetary gear, *EFEEA'10 International Symposium on Environment Friendly Energies in Electrical Applications*, Ghardaïa 2010
- [11] BASHASH S., MOURA S. J., FORMAN J. C., FATHY H., K.: Plug-in hybrid electric vehicle charge pattern optimization for energy cost and battery longevity, *Journal of Power Sources* 196 (2011), Elsevier 2011, s. 541–549
- [12] 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
- [13] 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
- [14] BRINKMAN N., EBERLE U., FORMANSKI V.: Vehicle Electrification – Quo Vadis?, *33 Internationales Wiener Motorensymposium* 2012
- [15] BOSH R.: Napędy hybrydowe, ogniwa paliwowe i paliwa alternatywne, *Informator techniczny*, WKiŁ Warszawa 2010
- [16] BRZEŻAŃSKI M., JUDA Z.: Czujniki w pojazdach samochodowych, *Wydawnictwo Komunikacji i Łączności*, Warszawa 2009

- [17] CHAU K.T., WONG Y.S., Overview of power management in hybrid electric vehicles, *Energy Conversion and Management* 43 (2002), Elsevier 2001, s.1953-1968
- [18] CHEN C.: Power flow and efficiency analysis of epicyclic gear transmission with split power, *Mechanism and Machine Theory* 59 (2013), Elsevier 2013, s. 96–106
- [19] CIPEK M., PAVKOVI D., PETRIĆ J.: A control-oriented simulation model of a power-split hybrid electric vehicle, *Applied Energy* 101 (2013), Elsevier 2013, s. 121–133
- [20] CISŁO Z. , OSTERLOFF L.: *Vademecum elektrotechnika samochodowego* , Warszawa 1998
- [21] CZERWIŃSKI A.: *Akumulatory baterię ogniwa*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2005.
- [22] DIETRICH M.: *Podstawy konstrukcji maszyn tom3*, WNT Warszawa 1999
- [23] DIXON J., ORTUZAR M.: *Supercapacitors + DC-DC Converters in Regenerative Braking System*, *IEEE AESS Systems Magazine*, 2002
- [24] DUNBÄCK O., GIDLÖF S.: Verification of hybrid operation points, *Institutionen för systemteknik Department of Electrical Engineering*, Linköping 2009
- [25] ERITENEL T., PARKER R.G.: Modal properties of three-dimensional helical planetary gears, *Journal of Sound and Vibration* 325 (2009), Elsevier 2009, s.397-420
- [26] FICE M., SETLAK R.: Napęd hybrydowy pojazdów miejskich z podwójnym zasobnikiem energii elektrycznej, *Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne* 144 Nr 79/2008, Politechnika Śląska, Gliwice 2008
- [27] FICE M.: Kondensatorowy zasobnik energii w napędzie spalinowo-elektrycznym, *Materiały Krakowskiej Konferencji Młodych Uczonych* 2008, s 79-86
- [28] GAJEK A., JUDA Z.: *Czujniki*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008, s. 244
- [29] GERAMITCIOSKI T., TRAJCEVSKI L.: Theoretical improvement of the planetary gear dynamic model, *international design conference, DESIGN* 2002
- [30] GESSING R.: *Podstawy automatyki*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2001
- [31] GÖKDERE L.U., BENLYAZID K., DOUGAL R. A., SANTI E., BRICE C.H.: A Virtual Prototype for a Hybrid Electric Vehicle, *Mechatronics* 12 (2002), Elsevier 2000, s.575-593
- [32] GRAŻYNA JASTRZĘBSKA: *Odnawialne źródła energii i pojazdy proekologiczne*, Warszawa 2007
- [33] GRZEGOŻEK W.: *Przekładnie o ciągłej zmianie przełożenia CVT w układach napędowych pojazdów*. Politechnika Krakowska, Kraków 2011
- [34] GUPTA A. K., RAMANARAYANAN C. P.: Analysis of circulating power within hybrid electric vehicle transmissions, *Mechanism and Machine Theory* 64 (2013), Elsevier 2012, s. 131–143
- [35] GUTMANN G.: Hybrid electric vehicles and electrochemical storage systems a technology push–pull couple, *Journal of Power Sources* 84\_1999. 275–279
- [36] GUZZELLA L., SCIARRETTA A.: *Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimization*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2005, 2007
- [37] HAJ-FRAJ A., PFEIFFER F.: Optimal control of gear shift operations in automatic transmissions, *Journal of the Franklin Institute* 338 (2001), Elsevier 2001, s.371-390
- [38] HAMANN P., MEHRMANN V.: Numerical solution of hybrid systems of differential-algebraic equations, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* 197 (2008), Elsevier 2008, s. 693–705
- [39] HAMZA A.H.A., NAGAT M. K. A.: Single- phase motors fault current contribution to the electrical power system, *Energy Convers. Mgmt Vol. 38, No 2*, Elsevier 1997, s. 115-130



- [40] HANNAN M. A., AZIDIN F. A., MOHAMED A.: Multi-sources model and control algorithm of an energy management system for light electric vehicles, *Energy Conversion and Management* 62 (2012), Elsevier 2012, s. 123–130
- [41] HE Y., CHOWDHURY M., PISU P., MA Y.: An energy optimization strategy for power-split drivetrain plug-in hybrid electric vehicles, *Transportation Research Part C* 22 (2012), Elsevier 2012, s. 29–41
- [42] HE Y., RIOS J., CHOWDHURY M., PISU P., BHAVSAR P.: Forward power-train energy management modeling for assessing benefits of integrating predictive traffic data into plug-in-hybrid electric vehicles, *Transportation Research Part D* 17 (2012), Elsevier 2012, s. 201–207
- [43] 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
- [44] HETMAŃCZYK I.: Wyznaczanie podstawowych oporów ruchu na podstawie próby wybiegu, *Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, seria Mechanika* z.81, Opole 2005, s. 17-27
- [45] HOFFMANN W., TENBERGE P.: Design and Control of an Hybrid Transmission with Electrical Power Splitting, University of Technology Chemnitz, EPE 1999
- [46] 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
- [47] HUANG K.D., TZENG S.-C.: A new parallel-type hybrid electric-vehicle, *Applied Energy* 79 (2004), Elsevier 2004, s.51-64
- [48] HUNG J. Y., GONZALEZ L. F.: On parallel hybrid-electric propulsion system for unmanned aerial vehicles, *Progress in Aerospace Sciences* 51 (2012), Elsevier 2012, s. 1–17
- [49] 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
- [50] 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
- [51] JANTOS J., MAMALA J.: Identyfikacja protokołu transmisji magistrali CAN w pojazdach rolniczych, *Czasopismo Inżyniera Rolnicza*, Rok XI, 6(94) 2007, ss.57-63
- [52] JANTOS J.: Engine torque and speed control in passenger car power train, *Journal of KONES Internal Combustion Engines* 2002 No. 12 ISSN 1231 4005, pp 89-96
- [53] JANTOS J.: Zintegrowane sterowanie samochodowym, spalinowym układem napędowym o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły, Oficyna Wydawnicza Politechnika Opolska, Opole 2003
- [54] JANTOS, J.: Control of the Transmission Ratio Derivative in Passenger Car Powertrain with CVT, SAE Technical Paper Series, SAE 2001 World Congress, Detroit, Michigan 2001, nr 2001-01-1159
- [55] JANTOS, J.: Interpretation and Scaling of Acceleration Pedal in Passenger Car, Conference Proceeding 8<sup>th</sup> European Automotive Congress, SAITS 01007, Slovak Society of Automotive Engineers, Bratislava 2001, pp 113-120
- [56] JAŚKIEWICZ Z.: Projektowanie układów napędowych pojazdów samochodowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1982

- [57] JUDA Z.: Efektywność przemiany energii w jednostkach napędowych pojazdów hybrydowych, *Journal of Kones. Combustion Engines*, VoIB, No 3-4, 2001
- [58] JUDA Z.: Zastosowanie superkondensatorów w układzie odzysku energii pojazdu z napędem elektrycznym, *Czasopismo techniczne*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2008
- [59] KAJSTURA K.: Automatyczna regulacja napędów z silnikiem obcowzbudnym prądu stałego, *Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku Białej*, Bielsko Biała 2002
- [60] KAMOCIAK A.: Badania symulacyjne i eksperymentalne trakcyjnego układu napędowego z silnikiem ipm, *Zeszyty Naukowe Wydziału Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej* Nr 20, Politechnika Gdańska 2004
- [61] KARABASOGLU O., MICHALEK J.: Influence of driving patterns on life cycle cost and emissions of hybrid and plug-in electric vehicle powertrains, *Energy Policy* 60 (2013), Elsevier 2013, s. 445–461
- [62] KARDEN E., SHINN P., BOSTOCK P., CUNNINGHAM J., SCHOULTZ E., KOK D.: Requirements for future automotive batteries – a snapshot, *Journal of Power Sources* 144 (2005), Elsevier 2005, s. 505–512
- [63] KATRAŠNIK T.: Hybridization of powertrain and downsizing of IC engine – Analysis and parametric study – Part 2, *Energy Conversion and Management* 48 (2007), Elsevier 2006, s.1424-1434
- [64] 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
- [65] KIM J., KANG J., KIM Y., KIM T., MIN B., KIM H.: Design of Power Split Transmission: Design of Dual Mode Power Split Transmission, *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 11, No. 4, KSAE 2010, s.565-571
- [66] KIM J., KIM N., HWANG S., HORI Y., KIM H.: Motor control of input-split hybrid electric vehicles, *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10, No. 6, KSAE 2009, s.733-742
- [67] KIM T., VODYAKHO O., Brushless pm machine drive in electric and hybrid electric vehicles based on the space vector current control, *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10, No. 6, pp. 711–717 (2009)
- [68] KIMURA A., ABE T., SASAKI S.: Drive force control of a parallel-series hybrid system, *JSAE Review* 20 (1999), Elsevier 1999, s.337-341
- [69] KORNIAK J.: Racjonalizacja pracy układu energetycznego samochodu osobowego z wykorzystaniem logiki rozmytej, *Praca doktorska*, Politechnika Opolska, Opole 2005
- [70] KOZŁOWSKI H., TUROWSKI E.: *Silniki Indukcyjne Projektowanie. Konstruowanie. Wytwarzanie*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1961
- [71] KULESZ B., FICE M., SETLAK R.: Ograniczanie zużycia paliwa w modułowy hybrydowym układzie napędowym samochodu, *Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne* Nr 86/2010, Politechnika Śląska, Gliwice 2010, s.255-259
- [72] LECHOWICZ A, ZIMON J.: Determination of the Electric Drive Car Parameters Using Matlab/Simulink. *The 2nd International Students Conference On Electrodynamics and Mechatronic*, 2009
- [73] LECHOWICZ A., AUGUSTYNOWICZ A., SKROBOTOWICZ P.: Koncepcja ekologicznego pojazdu z napędem hybrydowym, *Problemy w ochronie środowiska w województwie opolskim – Energia i Transport*, Atmoterm Opole 2012
- [74] LECHOWICZ A., AUGUSTYNOWICZ A.: Hybrydowy układu napędowy wykorzystujący przekładnię planetarną, *Combustion Engines, Silniki Spalinowe*, PTNS 2011
- [75] LECHOWICZ A., AUGUSTYNOWICZ A.: Modeling and simulation of the hybrid powertrain for the use in buggy vehicle, *SELM* 2013

- [76] LECHOWICZ A., AUGUSTYNOWICZ A.: System zarządzania energią w pojeździe hybrydowym, Młodzi naukowcy dla polskiej nauki, cz.1 – nauki inżynierskie
- [77] LECHOWICZ A., JANTOS J., BIENIEK A., MAMALA J.: Hybrid powertrain for Quad vehicle - Machine Design 2011 vol.3
- [78] LECHOWICZ A., JANTOS J.: Hybrid powertrain for light vehicle - Machine Design 2010, s. 129 – 132
- [79] LINARES P., MENDEZ V., CATALAN H., Design parameters for continuously variable power-split transmissions using planetaries with 3 active shafts, Journal of Terramechanics 47 (2010) 323–335
- [80] LUFT S.: Podstawy budowy silników, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2006
- [81] 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
- [82] MAMALA J., JANTOS J.: Odzworowanie charakterystyk silnika za pomocą sztucznych sieci neuronowych, Zeszyt naukowy nr 81 Politechniki Opolskiej, seria Mechanika nr 303, Opole 2005
- [83] 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
- [84] MAMALA J.: Elektryfikacja 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
- [85] MAMALA J.: Kompensacja niedostatku siły napędowej w procesie rozpędzania samochodu osobowego, Oficyna Wydawnicza Politechnika Opolska, Opole 2011
- [86] MAMALA J.: Zdolność napędzania i emisja substancji szkodliwych samochodowego silnika ZI w stanie przejściowym, Materiały konferencyjne 27<sup>th</sup> International Scientific Conference on Combustion Engines, Jastrzębia Góra 2001, Politechnika Gdańska, ss.65-71
- [87] MANSOUR C., CLODIC D., Dynamic modeling of the electro-mechanical configuration of the toyota hybrid system series/parallel power train, International Journal of Automotive Technology, Vol. 13, No. 1, KSAE 2012, s. 143-166
- [88] MARECZEK M.: Sprawność i toksyczność spalin silnika z zapłonem iskrowym zasilanego ubogą mieszanką propanu-butanu z powietrzem i wyposażonego w reaktor magazynujący tlenki azotu, Praca doktorska, Wydział Mechaniczny Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Zakład Silników z Zapłonem Iskrowym, Kraków 2007
- [89] MARSHALL B. M., KELLY J. C., LEE T., KEOLEIAN G. A., FILIPI Z.: Environmental assessment of plug-in hybrid electric vehicles using naturalistic drive cycles and vehicle travel patterns: A Michigan case study, Energy Policy 58 (2013) , Elsevier 2013, s. 358–370
- [90] MAZANKA E.: Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn: łożyska, sprzęgła i hamulce, przekładnie mechaniczne, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne 2004
- [91] MENES M.: Współczesne kierunki rozwoju techniki samochodowej, Transport Samochodowy 4-2011
- [92] MERKISZ J., MAZUREK S., PIELECHA J.: Pokładowe urządzenia rejestrujące w samochodach, Wydawnictwo Politechnika Poznańska, Warszawa 2007.
- [93] MERKISZ J., PIELECHA I., RADZIMIERSKI S.: Emisja zanieczyszczeń motoryzacyjnych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2012.

- [94] MERKISZ J., PIELECHA I.: Alternatywne paliwa i układy napędowe pojazdów, Wydawnictwo Politechnika Poznańska, Poznań 2004
- [95] MERKISZ J.: Uwarunkowania rozwoju przemysłu silnikowego w Polsce, Silniki Spalinowe, PTNSS 2/2007
- [96] MICHALSKI R., JANULIN M.: Dobór parametrów eksploatacyjnych pojazdu z napędem elektrycznym, Eksploatacja i niezawodność Nr 3/2008, UWM w Olsztynie, Olsztyn 2008
- [97] MICHAŁOWSKI K., OCIOŚZYŃSKI J.: Pojazdy samochodowe o napędzi elektrycznym i hybrydowym. Warszawa, WKiŁ 1989
- [98] MICHNA M., ADAMCZYK D., KUT F., RONKOWSKI M., BERNATT J., PISTELOK P., KRÓL E., KUCHARSKI Ł., KWIATKOWSKI M., BYRSKI Ł., KOZIOŁ M.: Koncepcja, modelowanie i symulacja układu napędowego prototypu samochodu elektrycznego „ELV001”, Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne Nr 92/2011, Politechnika Gdańska, Gdańsk, BOBRME Komel, Katowice, Impact Automotive Technologies, Pruszków, CAR Technology, Kraków 2011
- [99] MICKNASS W., POPIOL R., SPRENGER A.: Sprzęgła skrzynki biegów wały i półosie napędowe, WKiŁ, Warszawa 2005
- [100] MIERLO J. V., MAGGETTO G., LATAIRE PH.: Which energy source for road transport in the future? A comparison of battery, hybrid and fuel cell vehicles, Energy Conversion and Management 47 (2006), Elsevier 2006, s. 2748–2760
- [101] MITSCHKE M.: Dynamika samochodu Cz. 1: Napęd i hamowanie, Warszawa 1987
- [102] MONTAZERI-GH M., POURSAMAD A., GHALICHI B. : Application of genetic algorithm for optimization of control strategy in parallel hybrid electric vehicles, Journal Of The Franklin Institute 343 (2006), Elsevier 2006, s. 420–435
- [103] MORITA K.: Automotive power source in 21st century, JSAE Review 24 (2003), Elsevier 2003, s. 3-7
- [104] MROZEK B., MROZEK Z.: Matlab i simulink. Poradnik użytkownika. Helion 2010
- [105] MULLER L., WILK A.: Zębate przekładnie obiegowe, PWN, Warszawa 1996
- [106] MULLER L.: Przekładnie obiegowe, PWN Warszawa 1983
- [107] NADAL M., BARBIR F.: Development of a hybrid fuel cell/battery powered electric vehicle, Int. J. Hydrogen Energy Vol. 21, No. 6, Elsevier 1996, s. 497-505 (fuel cell)
- [108] NAKAMURA K., KOSAKA H., KADOTA K., SHIMIZU K.: Development of a motor-assisted 4WD system for small front-wheel-drive vehicles, JSAE Review 24 (2003), Elsevier 2003, s. 417–424
- [109] NORMAN S. C-S, SAMARAS C., HAUFFE R., MICHALEK J. J., Impact of battery weight and charging patterns on the economic and environmental benefits of plug-in hybrid vehicles, Energy Policy 37 (2009) 2653–2663
- [110] OCIOŚZYŃSKI J. Zespoły elektryczne i elektroniczne w samochodach ,Warszawa 1999
- [111] OHSHIMA K., KONDO K., IBARAKI R., MATSUI H.: Development of transaxle for hybrid vehicle, JSAE Review 21 (2000), Elsevier 1999, s.343-347 (symulacja planetarna + ekspe)
- [112] ORTUZAR M., DIXON J., MORENO J.: Design, Construction and Performance of a Buck-Boost Converter for Supercapacitors – Based Auxiliary Energy System for Electric Vehicles, IEEE IEC, Virginia, USA, 2003
- [113] OSOWSKI S. Modelowanie i symulacja układów i procesów dynamicznych. Warszawa 2007
- [114] PAGANELLI G., ERCOLE G., BRAHMA A., GUEZENNEC Y., RIZZONI G.: General supervisory control policy for the energy optimization of charge-sustaining hybrid electric vehicles, JSAE Review 22 (2001), Elsevier 2001, s. 511-518

- [115] PAWELSKI Z., PAŁACZYŃSKI T.: Procedura budowy map sterowania układem napędowym z przekładnią CVT, *Czasopismo techniczne* 8/2008, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2008
- [116] PAWELSKI Z., PAWELSKI W., PAŁACZYŃSKI T.: Wybrane prototypowe i studialne pojazdy hybrydowo – elektryczne, *Maszyny Elektryczne : zeszyty problemowe*, 2007
- [117] PAWELSKI Z.: Algorytmy sterowników w układzie napędowym z automatyczną skrzynią biegów, *Mechanics and Mechanical Engineering, International Journal*, Łódź, 2005, vol. 9, ss. 177-196
- [118] PAWELSKI Z.: Napęd hybrydowy dla autobusu miejskiego. Łódź 1996
- [119] PAWELSKI Z.: Skrzynie automatyczne: podstawy działania, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 2010, s.201
- [120] PENNESTRÉ E., MARITI L., VALENTINI P. P., MUCINO V. H.: Efficiency evaluation of gearboxes for parallel hybrid vehicles: Theory and applications, *Mechanism and Machine Theory* 49 (2012), Elsevier 2012, s. 157–176
- [121] PROCHOWSKI L.: *Mechanika ruchu*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008
- [122] PROKHOROV D. V.: Toyota Prius HEV neurocontrol and diagnostics, *Neural Networks* 21 (2008), Elsevier 2008, s. 458–465
- [123] RAHMOUN A., BIECHL H.: Modelling of Li-ion batteries using equivalent circuit diagrams, University of Applied Sciences Kempten 2012
- [124] RAK Z.: Analiza dynamiczna elektromechanicznego układu napędowego ze sterowaniem wektorowym, modelowanie inżynierskie 36, Katedra Mechaniki Stosowanej, Politechnika Śląska, Gliwice 2008, s. 265-272
- [125] RAK Z.: Modelowanie przekładni planetarnych o dowolnej konfiguracji, *MECHANIKA Czasopismo Techniczne*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2010
- [126] SAKAI S., SADO H., HORI Y.: Novel skid detection method without vehicle chassis speed for electric vehicle, *JSAE Review* 21 (2000), Elsevier 2000, s. 503-510
- [127] SATICU S.: Inverse dynamics of a planetary gear train for robotics, *Mechanism and Machine Theory* 43 (2008), Elsevier 2007, s.918-927
- [128] 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
- [129] 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
- [130] SHEU K.-B.: Analysis and Evaluation of Hybrid Scooter Transmission Systems, *Applied Energy* 84 (2007), Elsevier 2006, s.1289-1304
- [131] SHEU K.-B., HSU T.-H.: Design and implementation of a novel hybrid-electric-motorcycle transmission, *Applied Energy* 83 (2006), Elsevier 2005, s.959-974
- [132] SHEU K.-B.: Conceptual design of hybrid scooter transmissions with planetary gear-trains, *Applied Energy* 84 (2007), Elsevier 2006, s.526-541
- [133] SHEU K.-B.: Simulation for the analysis of a hybrid electric scooter powertrain, *Applied Energy* 85 (2008), Elsevier 2007, s.589-606
- [134] SHI W., KIM CH., CHUNG CH., PARK H.: Dynamic Modeling and Analysis of a Wind Turbine Drivetrain Using the Torsional Dynamic Model, *International journal of precision engineering and manufacturing* Vol. 14, No. 1, 2013, s. 153-159
- [135] SHIAU C.N., SAMARAS C., HAUFFE R., MICHALEK J.J.: Impact of battery weight and charging patterns on the economic and environmental benefits of plug-in hybrid vehicles, *Energy Policy* 37 (2009), Elsevier 2009, s. 2653-2663

- [136] SIŁKA W.: Energochłonność ruchu samochodu, WNT, Warszawa, 1997
- [137] SIŁKA W.: Teoria ruchu samochodu, WNT Warszawa 2002,
- [138] SOBIESZCZAŃSKI M.: Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych; Wydawnictwo Komunikacji i Łączności Warszawa 2000
- [139] SOLAREK T. J.: Wpływ parametrów urządzeń przejmujących nadmiarową energię rekuperacji na efekty energetyczne hamowania odzyskowego, Czasopismo Techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2007
- [140] SUROWIAK W.: Przekładnie obiegowe (planetarne), Państwowe Wydawnictwo Techniczne, Warszawa, 1959
- [141] SZUMANOWSKI A.: Hybrid electric vehicle drives fitted with combustion engines, COMBUSTION ENGINES, No. 1/2009, Warszawa 2009
- [142] SZUMANOWSKI A.: Hybryd Electric, Vehicle Driver Design, Wydawnictwo ITEE, Warszawa – Radom 2006
- [143] SZUMANOWSKI A.: Projektowanie dyferencjałów elektromechanicznych pojazdów drogowych, Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy w Radomiu, Warszawa 2007
- [144] SZUMANOWSKI A.: Teoria ruchu Akumulacja energii w pojazdach, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1983
- [145] SZYMAŃSKI Z.: Nowoczesne metody sterowania i badań diagnostycznych pojazdu trakcyjnego z napędem hybrydowym, ELEKTROTECHNIKA Czasopismo Techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2011
- [146] SZYMAŃSKI Z.: Sterowanie wielopoziomowe układu napędowego trakcyjnego pojazdu kołowego z napędem elektrycznym lub hybrydowym , Wyd. Politechniki Krakowskiej, Kraków 2007
- [147] TONG C.-C., JWO W.-S.: An assist-mode hybrid electric motorcycle, Journal of Power Sources 174 (2007), Elsevier 2007, s.61-68
- [148] TREMBLAY O., DESSAINT L.: Experimental Validation of a Battery Dynamic Model for EV Applications, World Electric Vehicle Journal Vol. 3, AVERE 2009
- [149] TRIPATHY S.C. : Energy conservation with efficient electric drives, Energy Convers. Mgmt Vol.36, No.2 , Elsevier 1995, s.125-134
- [150] TSAI M., HUA NG CH., HUANG Z.: A new two-phase homopolar switched reluctance motor for electric vehicle applications, Journal of Magnetism and Magnetic Materials 267 (2003), Elsevier 2003, s. 173–181
- [151] ULRICH T. K.: Estimating the technology frontier for personal electric vehicles, Transportation Research Part C 13 (2005) , Elsevier 2006, s. 448–462
- [152] VALIGI M.C., GASPERINI I.: Planetary vertical concrete mixers: Simulation and predicting useful life in steady states and in perturbed conditions, Simulation Modelling Practice and Theory 15 (2007) , Elsevier 2007, s. 1211-122
- [153] VAN MIERLO J., MAGGETTO G., LATAIRE Ph.: Which energy source for road transport in the future? A comparison of battery, hybrid and fuel cell vehicles, Energy Conversion and Management 47 (2006), Elsevier 2006, s.2748-2760
- [154] VARGA B. O., Energy management of electric and hybrid vehicles dependent on powertrain configuration, Central European Journal of Engineering 2(2), 2012, s. 253-263
- [155] 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
- [156] VON HELMOLT R., EBERLE U.: Fuel cell vehicles: status 2007, Journal Power Sources, No 165, USA 2007, ss.833-843.

- [157] WAJAND J. A., WAJAND J. T.: Tłokowe silniki spalinowe średnio – i szybkoobrotowe, Wydawnictwo Naukowo Techniczne, Warszawa 2005.
- [158] WANG J. H., CHIANG W., SHU J. P. H.: The prospects—fuel cell motorcycle in Taiwan, *Journal of Power Sources* 86 (2000), Elsevier 2000, s. 151–157
- [159] WENDEKER M.: Sterowanie napełnianiem w silnik samochodowym, Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 1999
- [160] WICHER J.: Bezpieczeństwo samochodów i ruchu drogowego, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2004, s.316
- [161] WITOLD G., SZCZEPKA M.: Analiza możliwości zmniejszenia zużycia paliwa przez pojazd jednośladowy z zastosowaniem elektromechanicznie sterowanej przekładni CVT, *Czasopismo Techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej*, z. 6M/2008
- [162] [www.cepgi.typepad.com/heslin\\_rothenberg\\_farley\\_/2013/03/clean-energy-patent-growth-index-2011-year-in-review.html](http://www.cepgi.typepad.com/heslin_rothenberg_farley_/2013/03/clean-energy-patent-growth-index-2011-year-in-review.html)
- [163] [www.kellycontroller.com](http://www.kellycontroller.com)
- [164] [www.lemcoltd.com/](http://www.lemcoltd.com/)
- [165] [www.ni.com](http://www.ni.com)
- [166] [www.stoeber.pl/index.php?fidx=112](http://www.stoeber.pl/index.php?fidx=112)
- [167] [www.toyota.com](http://www.toyota.com)
- [168] XIONG W., ZHANG Y., YIN CH.: Optimal energy management for a series–parallel hybrid electric bus, *Energy Conversion and Management* 50 (2009), Elsevier 2009, s. 1730–1738
- [169] Yang H., Kim B., Park Y., Lim W., Cha S., ANALYSIS OF PLANETARY GEAR HYBRID POWERTRAIN SYSTEM PART 2: OUTPUT SPLIT SYSTEM, *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10, No. 3, pp. 381–390 (2009)
- [170] YANG Y., LO CH.: Current distribution control of dual directly driven wheel motors for electric vehicles, *Control Engineering Practice* 16 (2008), Elsevier 2008, s. 1285–1292
- [171] ZENG X., NIE L., WANG Q.: Experimental Study on the Differential Hybrid System Hybrid Electric Vehicle, *Procedia Engineering* 16 ( 2011 ), Elsevier 2011, s. 708 – 715
- [172] ZETINA S. H. S.: Optimal Control with Kane Mechanics Applied to a Hybrid Power Split Transmission, Diss. RWTH Aachen University, Aachen 2009
- [173] ZHAI H., FREY H. CH., ROUPHAIL N. M.: Development of a modal emissions model for a hybrid electric vehicle, *Transportation Research Part D* 16 (2011), Elsevier 2011, s. 444–450
- [174] ZHANG G., CAO J., YU F.: Design of active and energy-regenerative controllers for DC-motor-based suspension, *Mechatronics* (2012), Elsevier 2012, s. 1124–1134
- [175] ZHAO X., MAIBER P.: A novel power splitting drive train for variable speed wind power generators, *Renewable Energy* 28 (2003), Elsevier 2003, s.2001-2011
- [176] ZIMMERMANN W., SCHWIDGALL R.: *Magistrale danych w pojazdach*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008. s.362