

Ireneusz Skornóg

AUTO DESIGN Olszewski, Skornóg, Kwiatkowski Sp. Jawna, Bielsko-Biała

## ELEKTROMECHANICZNY TRAKCYJNY ZESPÓŁ NAPEĐOWY O BEZSTOPNIOWEJ REGULACJI PRZEŁOŻENIA

### ELECTROMECHANICAL TRACTION DRIVE UNIT FOR CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

**Streszczenie:** Przedmiotem artykułu jest opis budowy i zasady działania oraz prezentacja wyników badań elektromechanicznego zespołu napędowego dedykowanego do napędu pojazdów samochodowych, elektrycznych i hybrydowych. Z uwagi na istotne różnice w charakterystyce pracy pomiędzy silnikiem elektrycznym i spalinowym, podjęto próbę zaprojektowania od podstaw zintegrowanej jednostki napędowej dedykowanej do pojazdów napędzanych silnikami elektrycznymi. Zadaniem zespołu jest przeniesienie napędu z silnika elektrycznego na koła pojazdu w taki sposób, jak dzieje się to w klasycznych pojazdach z napędem spalinowym z wykorzystaniem szeregu podzespołów takich jak: sprzęgło, bezstopniowa skrzynia biegów, mechanizm różnicowy oraz przekładnia główna. Napęd przekazywany jest niezależnie na lewe i prawe koło pojazdu, dzięki czemu uzyskujemy możliwość zadania różnych wartości momentu i prędkości obrotowej na poszczególne koła w zależności od chwilowych wymagań drogowych. Ponadto, własności te, przy wykorzystaniu odpowiedniej nadrzędnej jednostki sterującej, umożliwiają zastosowanie zaawansowanego systemu kontroli trakcji. Przedstawione rozwiązanie dedykowane jest głównie dla pojazdów dostawczych i terenowych o DMC < 3,5 t, wymagających często wysokiego momentu obrotowego przy niskiej prędkości jazdy w długim przedziale czasowym (podjazd pod duże wzniesienie czy poruszanie się w grząskim terenie). Kompaktowa budowa przekładni w połączeniu z obecnie obowiązującą tendencją do budowy silników elektrycznych o dużej gęstości mocy, umożliwia budowę zintegrowanego zespołu złożonego z silników elektrycznych i przekładni o małej masie i gabarytach w stosunku do rozporządzanej mocy. Dodatkowo artykuł zawiera wyniki badań trakcyjnych oraz opis zabudowy prototypowego zespołu napędowego w samochodzie FIAT Ducato III.

**Abstract:** The subject of the article is a description of the construction and operating principles, as well as the presentation of the electromechanical drive unit, dedicated to drive electric and hybrid vehicles, research results. Due to the significant differences in the operating characteristics between the electric motor and the internal combustion engine, an attempt to design an integrated drive unit, dedicated to vehicles powered by electric motors, was made from scratch. The drive unit has the task of transferring the drive from the electric motor to the vehicle wheels in the same way as it functions in the classic vehicles with internal combustion engines, using a number of components such as: clutch, continuously variable transmission, differential and the main transmission gear. The drive is transmitted to the left and the right vehicle wheel independently, thus we obtain the possibility of setting the different values of torque and rate of rotation to individual wheels depending on the temporary requirements of road conditions. Moreover, these features, with the appropriate master control unit application, enable the use of an advanced traction control system. The presented solution is dedicated mainly to delivery and off-road vehicles with GVW < 3.5 t, often requiring high torque at low driving speed for a long period of time (driving steeply uphill or in off-road). The compact structure of the transmission gear, combined with the current trend to build electric motors with high power density, enables the construction of an integrated unit consisting of a small weight and dimensions electric motors and transmission gears in relation to the available power. In addition, the article contains the traction tests results and the installation description of a prototype drive unit in a FIAT Ducato III vehicle.

**Słowa kluczowe:** elektromechaniczny zespół napędowy, trakcyjny zespół napędowy, pojazd elektryczny

**Keywords:** electromechanical drive unit, traction drive unit, electric vehicle, LDV vehicle

## 1. Wstęp

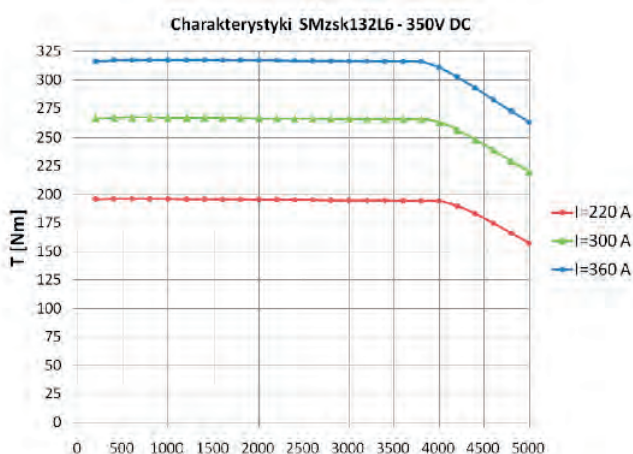
Główną przyczyną zanieczyszczenia powietrza w Europie są pojazdy spalinowe, z tego względu obecnie znajduje się na tym obszarze 320 stref czystego transportu, a wkrótce będzie ich ponad 500 (wg raportu Clean Cities Campaign [1]). Polskie Ministerstwo Klimatu i Środowiska opublikowało stanowisko odnośnie opiniowania nowelizacji Ustawy o elektromobilności, zgodnie z proponowanym rozwiązaniem samorząd każdego miasta liczącego sobie

ponad 100 tys. mieszkańców – a jest ich w Polsce 37 – będzie musiał wyznaczyć strefę czystego transportu. Nakaz utworzenia stref miałby zacząć obowiązywać od 1 stycznia 2030 r. To czas, który moglibyśmy nazwać wystarczająco odległym, bo zgodnie z obowiązującym brzmieniem Ustawy o elektromobilności od 1 stycznia 2025 r. samorzady gmin i powiatów, w których mieszka przynajmniej 50 tys. osób, będą musiały taką strefę zapewnić [2]. W czerwcu 2022 r. Parlament Europejski poparł propozycję Komisji Europejskiej dotyczącą zerowej emisji z nowych samo-

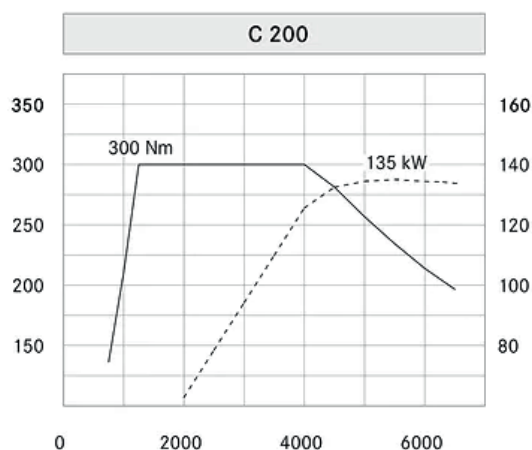
chodów osobowych i dostawczych do 2035 roku. Ma to zapewnić neutralność klimatyczną do 2050 roku. Oznacza to, że wszystkie nowe samochody osobowe i dostawcze sprzedawane w UE od 2035 r. mają być zeroemisyjne [3]. W oparciu o powyższe informacje wyznaczono za cel zaprojektowania od podstaw zintegrowanej elektromechanicznej jednostki napędowej dedykowanej do pojazdów elektrycznych.

## 2. Opis konstrukcji i zasada działania elektromechanicznego zespołu napędowego

Z uwagi na istotne różnice w charakterystyce pracy, a w szczególności w zależności momentu obrotowego od prędkości obrotowej pomiędzy silnikiem elektrycznym i spalinowym, w projektowanym rozwiązaniu postanowiono dostosować konstrukcję mechanizmu do właściwości silnika elektrycznego. Silnik elektryczny w odróżnieniu od spalinowego rozwija maksymalny moment obrotowy już od minimalnych prędkości obrotowych, a praktycznie od zera. Spadek momentu występuje dopiero w okolicy maksymalnej prędkości obrotowej. Odmienna sytuacja występuje w przypadku silnika spalinowego, gdzie przy najniższych prędkościach obrotowych moment jest ponad dwukrotnie niższy od maksymalnego, a przy prędkości obrotowej równej zero nie istnieje. Porównanie charakterystyk obydwu typów silników przedstawiono na rys. 2.1. oraz 2.2. Tak więc zastosowanie silnika spalinowego do napędu samochodu wymusza stosowanie w układach napędowych tych pojazdów sprzęgieł oraz skrzyń biegów. Z kolei w pojazdach z napędem elektrycznym można się pokusić o pominięcie tych komponentów z układu napędowego, stosując jedynie przełożenie stałe pomiędzy silnikiem elektrycznym i kołami pojazdu. Rozwiązanie takie choć tanie w produkcji jest obciążone pewną wadą, a mianowicie charakterystyka trakcyjna pojazdu musi



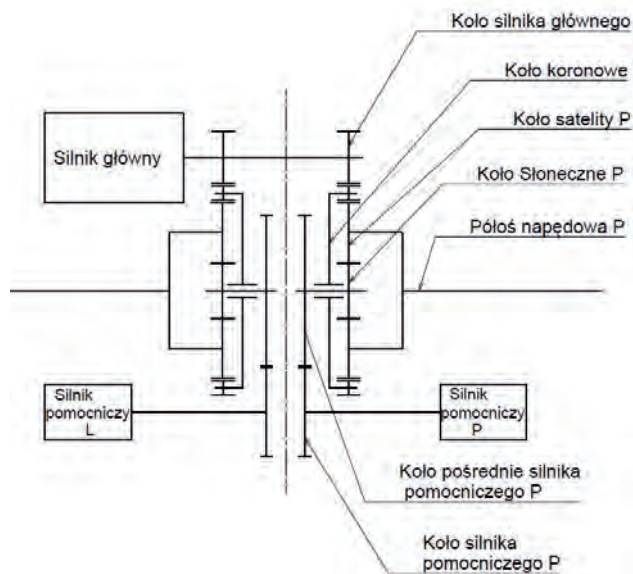
Rys. 2.1. Zależność momentu w funkcji prędkości obrotowej dla elektrycznego silnika napędowego użytego w projekcie



Rys. 2.2. Zależność momentu w funkcji prędkości obrotowej dla silnika Mercedes C 200 z zapłonem samoczynnym [4]

z jednej strony zapewnić odpowiedni moment na kołach pojazdu w trakcie ruszania czy też przy jeździe z małą prędkością pod duże wzniesienie, a z drugiej strony osiągnięcie założonej prędkości maksymalnej. To z kolei wymaga stosowania dużego przełożenia w przypadku ruszania oraz małego dla osiągnięcia prędkości maksymalnej. Musi więc być przyjęty pewien kompromis dla całego zakresu prędkości obrotowych, który ogranicza właściwości trakcyjne tego typu układów. Drugim lepszym, aczkolwiek znacznie droższym rozwiązaniem jest stosowanie skrzyń biegów do napędu samochodów elektrycznych. W takim przypadku mamy do dyspozycji stopniowe przekładnie manualne lub zautomatyzowane oraz przekładnie automatyczne wywodzące się z pojazdów spalinowych. Szczególnie to ostatnie rozwiązanie jest drogie zawiązując koszt i tak już drogiego napędu elektrycznego, z powodu wysokich kosztów baterii. Dla porządku należy jeszcze wspomnieć o przekładniach bezstopniowych CVT stosowanych w napędach elektrycznych, w tym przypadku wadami są ograniczenie przenoszonej mocy i stosunkowo krótka trwałość tego typu urządzeń. Uwzględniając powyżej opisane rozwiązania podjęto próbę zaprojektowania od podstaw zintegrowanej elektromechanicznej jednostki napędowej dedykowanej do pojazdów z napędem elektrycznym. Kierowano się kryterium minimum kosztów przy zapewnieniu wysokich parametrów trakcyjnych układu napędowego. Dla realizacji tego celu zbudowano urządzenie, w skład którego wchodzi: dwie przekładnie obiegowe, których koła koronowe są napędzane poprzez jeden główny silnik napędowy. Natomiast koła słoneczne prawej i lewej przekładni napędzają odpowiednio prawy i lewy silnik pomocniczy. Moment napędowy odbierany jest z prawego i lewego jarzma satelitów niezależnie i przekazywany na półosie. Na rys. 2.3. przedstawio-

no schemat budowy zespołu napędowego będącego przedmiotem projektu.



Rys. 2.3. Schemat budowy zespołu napędowego zastosowanego w samochodzie testowym FIAT DUCATO w ramach projektu badawczego

Główny moment obrotowy jest generowany przez silnik napędowy, natomiast silniki pomocnicze, poprzez odpowiednią kontrolę prędkości obrotowej przez jednostkę centralną, mają za zadanie zmianę przełożenia pomiędzy silnikiem głównym a kołami pojazdu. Dodatkowo zespół daje możliwość zwiększenia momentu napędowego podczas ruszania pojazdu oraz w trakcie jazdy na małych prędkościach (do około 20 km/h). Efekt ten będzie uzyskany dzięki odpowiedniemu oprogramowaniu zarządzającemu pracą silników poprzez nadrzędną jednostkę sterującą. Napęd przekazywany jest niezależnie na lewe i prawe koło pojazdu, dzięki czemu uzyskujemy możliwość zadania różnych wartości momentu i prędkości obrotowej na poszczególne koła w zależności od chwilowych warunków drogowych. Jest to możliwe dzięki zastosowaniu silników pomocniczych i odpowiedniej nadrzędnej jednostki sterującej, której zadaniem jest taki rozdział momentu obrotowego na koła pojazdu, aby umożliwić jazdę zarówno na podłożu asfaltowym, jak i w warunkach terenowych, bez poślizgu, ograniczając równocześnie do minimum moc krążącą. Układ napędowy zbudowany w oparciu o projektowany zespół napędowy nie wymaga użycia sprzęgła, skrzyni biegów i mechanizmu różnicowego. Ponadto zastępuje działanie układów kontroli trakcji w odniesieniu do klasycznego napędu stosowanego w pojazdach samochodowych.

### 3. Założenia projektowe i charakterystyka trakcyjna pojazdu z projektowanym zespołem napędowym

Do prototypowego zespołu napędowego zastosowano silniki elektryczne o następujących parametrach:

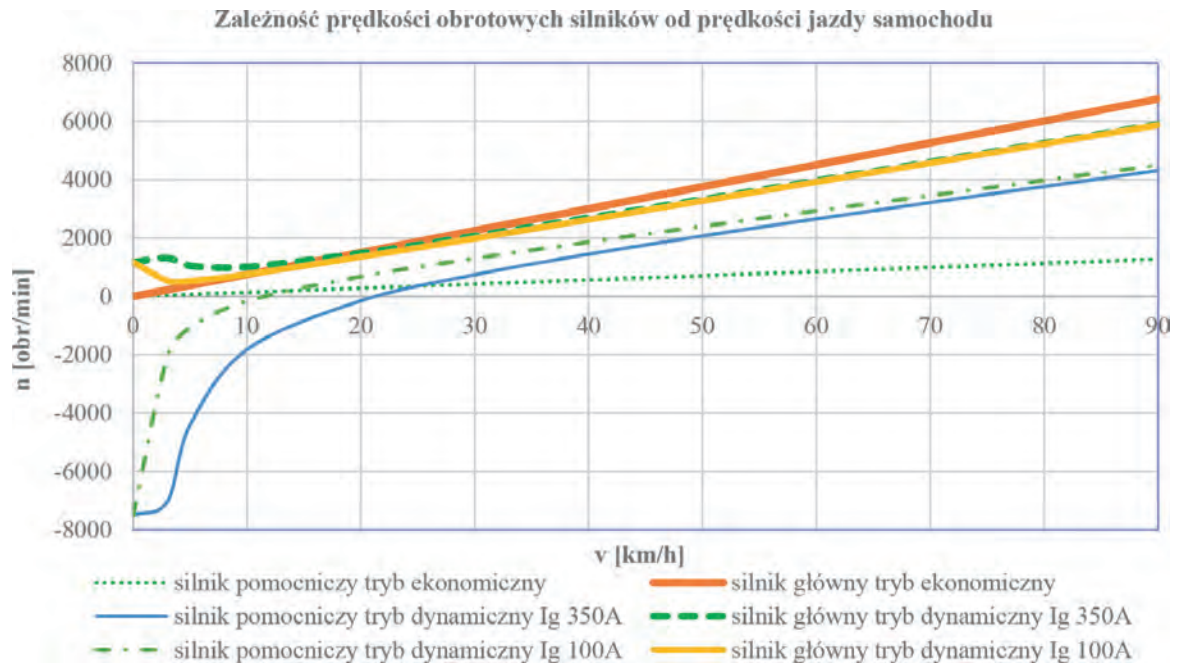
- silniki zasilane będą z falownika o znamionowym napięciu zasilania  $U_{dc} = 350$  V
- moc znamionowa silnika napędowego wynosi ok. 80 kW
- maksymalna prędkość obrotowa silnika napędowego wynosi 6500 obr/min
- znamionowy moment silnika napędowego wynosi ok. 150 Nm
- maksymalny moment silnika napędowego wynosi ok. 300 Nm
- moc znamionowa jednego silnika pomocniczego wynosi ok. 15 kW
- maksymalna prędkość obrotowa silnika pomocniczego wynosi 8000 obr/min
- znamionowy moment silnika pomocniczego wynosi ok. 15 Nm
- maksymalny moment silnika pomocniczego wynosi ok. 30 Nm

Konstrukcja przekładni złożona jest z dwóch podstawowych modułów: moduł przełożenia stałego przenoszący napęd z silnika głównego na koła koronowe przekładni obiegowych i moduł głównych przekładni obiegowych sumujących moment od silnika głównego i od silników pomocniczych. Wyrowadzenie momentu obrotowego na koła następuje z jarzma lewej i prawej przekładni obiegowej. Zakładane parametry eksploatacyjne przekładni:

- przełożenie silnika głównego  $i_g = 9,38$ , wielkość przełożenia została tak dobrana, aby dla maksymalnej prędkości obrotowej silnika, napędzany pojazd osiągnął prędkość maksymalną 100 km/h
- przełożenie silników pomocniczych  $i_{st} = 58,4$
- wymiary gabarytowe przekładni: szerokość 900 mm i długość 650 mm
- masa zespołu nie powinna przekroczyć 230 kg, w tym masa samych silników elektrycznych 150 kg
- do badań trakcyjnych wykorzystano samochód testowy Fiat Ducato III.

Projektowane charakterystyki dla zespołu napędowego pokazano na rys. 3.1. Zależności pomiędzy prędkościami obrotowymi silników, a prędkością jazdy samochodu zostały zaprojektowane w taki sposób, że podczas ruszania samochodu z miejsca silniki główne i pomocnicze osiągają już określone, zgodne z założonym algorytmem prędkości obrotowe, natomiast samochód pozostaje jeszcze w miejscu. Jest to możliwe poprzez to, że silnik główny obraca się w kierunku





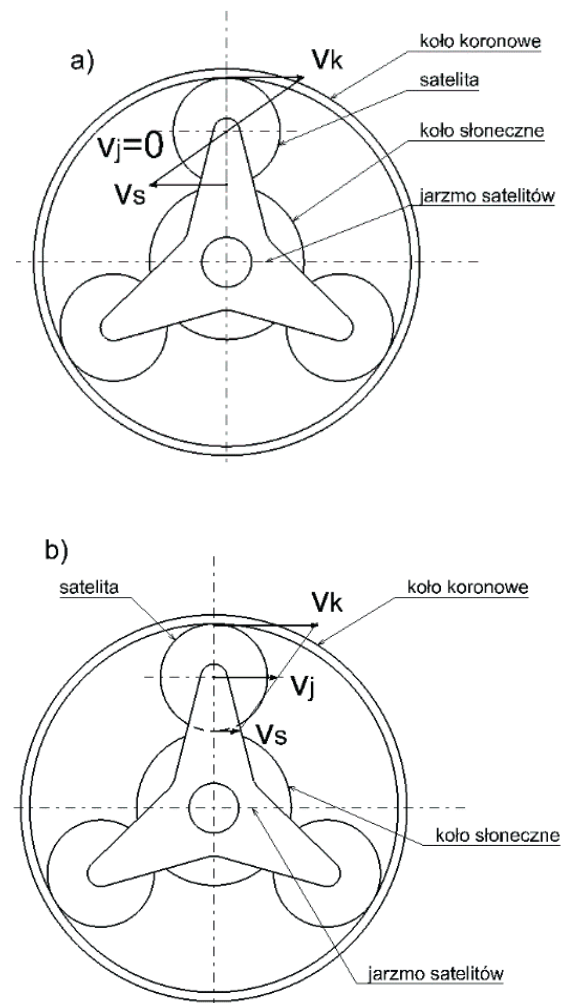
Rys. 3.1. Zależność prędkości obrotowych silników od prędkości jazdy samochodu

ku napędowym (powodującym jazdę samochodu do przodu), a silniki pomocnicze w kierunku przeciwnapędowym. Sumowanie prędkości silników odbywa się na poziomie przekładni obiegowej co zapewnia uzyskanie ww. efektu. Ogólne równanie określające zależności między wektorami prędkości obwodowych punktów na styku kół zębów koła satelitarnego, określa następujące równanie [5, 7]:

$$v_j = \frac{v_k + v_s}{2} \quad (1)$$

gdzie:  $v_j$  – wektor prędkości obwodowej jarzma,  $v_k$  – wektor prędkości obwodowej na styku koła koronowego i satelity,  $v_s$  – wektor prędkości obwodowej na styku koła słonecznego i satelity (Rys. 3.2b).

Przyjmijmy, że silnik główny napędza koło koronowe, a silnik pomocniczy koło słoneczne przekładni, odbiór mocy następuje z jarzma satelitów. Podczas ruszania z miejsca ruch obrotowy głównego silnika napędowego wywołany jest dzięki dostarczaniu prądu ze źródła zasilania za pośrednictwem zadajnika momentu (pedału przyspieszenia), a ruch obrotowy silników pomocniczych odbywa się na skutek przepływu momentu obrotowego z koła koronowego do koła słonecznego przy nieruchomym jarzmie, silniki pomocnicze aktualnie nie są obciążone żadnym momentem. W tym przypadku satelity obracają się wokół własnych osi a jarzmo pozostaje nieruchome. Zjawisko to jest zobrazowane na rys. 3.2a, w przypadku kiedy  $v_k = -v_s$ , wtedy  $v_j = 0$ . Z uwagi na to, że silniki pomocnicze nie są obciążone żadnym momentem, rozpędzają się wraz z silnikiem głównym aż do osiągnięcia granicznej prędkości silnika pomocniczego.

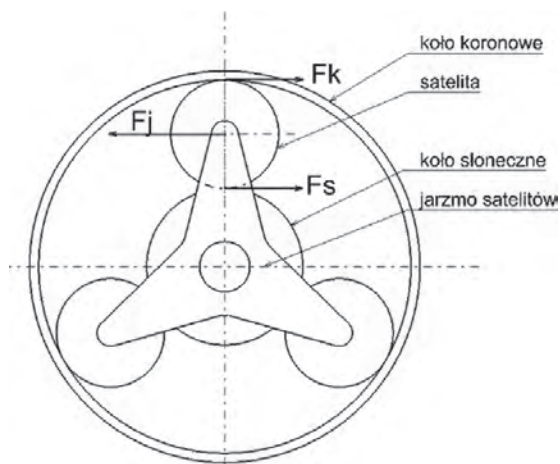


Rys. 3.2. Zależności pomiędzy wektorami prędkości w punktach styku satelity z kołem koronowym i słonecznym przekładni, a) przypadek ruszania z miejsca, b) jazda z ustaloną prędkością

Prędkość graniczna silnika pomocniczego obliczana jest w funkcji  $n_{sp} = f(I_g, v)$ , przy czym zależność jest wprost proporcjonalna do chwilowego prądu pobieranego przez silnik główny  $I_g$  [A] i odwrotnie proporcjonalna do chwilowej prędkości jazdy samochodu  $v$  [km/h]. Po osiągnięciu tej prędkości silnik pomocniczy zaczyna być zasilany prądem  $I_{sp}$  [A], a zwrot wektora wytworzonej siły elektromotorycznej jest zgodny ze zwrotem wektora prędkości kątowej skierowanej w stronę napędową. Zależność pomiędzy prądami  $I_g$  oraz  $I_{sp}$  jest określona z warunku równowagi dynamicznej zgodnie ze schematem pokazanym na rys. 3.3. W celu określenia warunku równowagi dynamicznej pomiędzy chwilowym momentem wytwarzanym przez silnik główny  $T_g$ , a równoważącym go momentem generowanym przez silnik pomocniczy  $T_{sp}$ , rozpatrujemy równanie momentów pochodzących od sił reakcji na uzębienie satelity od koła koronowego napędzanego przez silnik główny, a z drugiej strony od koła słonecznego napędzanego silnikiem pomocniczym. Równowagę momentów określamy względem osi koła satelitarnego. Jak widać na rys. 3.3 warunkiem równowagi jest [5, 7]:

$$F_k = F_s \text{ oraz } F_j = F_k + F_s, \text{ tak więc } F_j = 2F_k \quad (2)$$

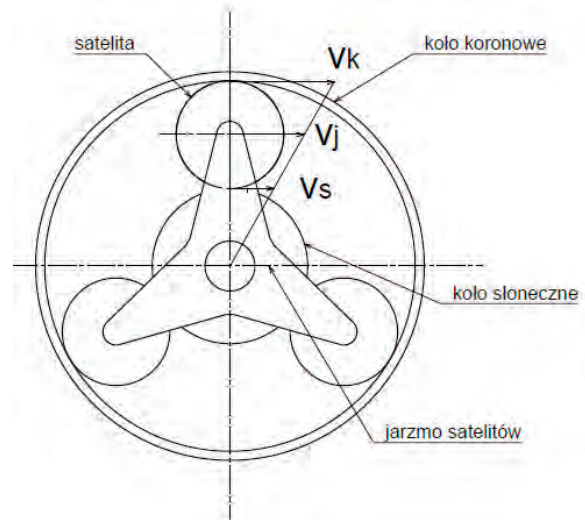
gdzie:  $F_k$  – wektor siły powstały od koła koronowego,  $F_s$  – wektor siły powstały od koła słonecznego,  $F_j$  – wektor siły powstały od jarzma



Rys. 3.3. Zależności między siłami działającymi na uzębienie satelity w celu określenia równowagi dynamicznej

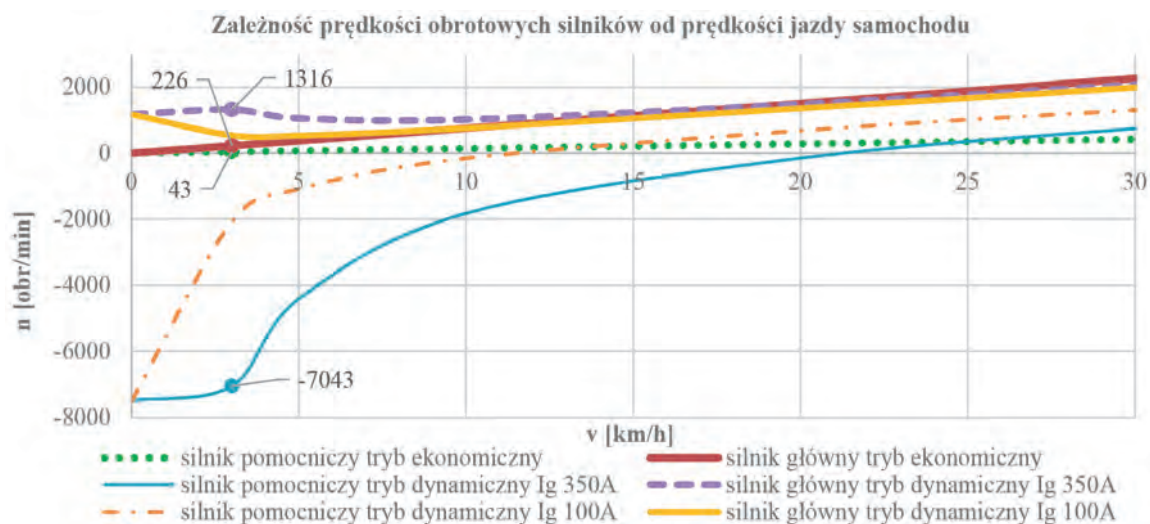
Po uwzględnieniu zależności geometrycznych przekładni określamy więc związek pomiędzy momentami  $T_{sp} = f(T_g)$  a tym samym  $I_{sp} = f(I_g)$ . Sterowanie zespołem napędowym w oparciu o powyższe zależności nazwano sterowaniem dynamicznym, w tym przypadku w zależności od chwilowej wartości prądu pobieranego przez silnik główny dla ustalonej prędkości jazdy możemy osiągać różne wartości prędkości obrotowej poszczególnych silników co

zobrazowano na rys. 3.1. W celach porównawczych określono dodatkowo inny sposób wyznaczania zależności  $n_{sp} = f(n_g)$ , pokazano to graficznie na rys. 3.4, gdzie wektory prędkości kątowych koła koronowego, jarzma i satelity są sobie równe (mają te same wartości i zgodne zwroty).

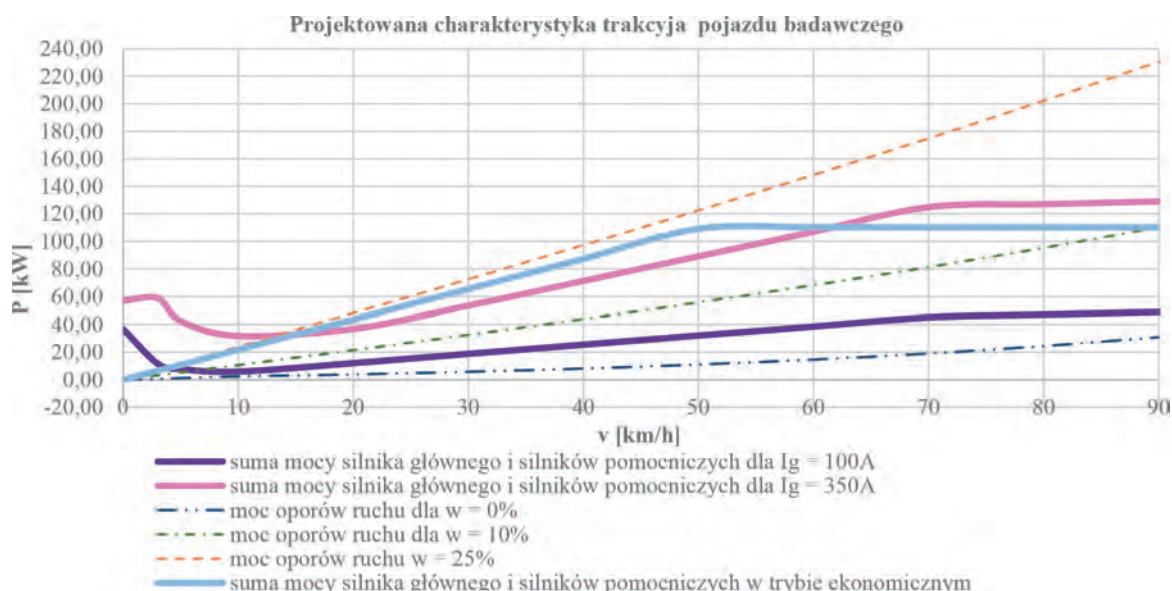


Rys. 3.4. Zależności między wektorami prędkości obwodowych przy sterowaniu ekonomicznym

Oznacza to, że satelita nie wykonuje obrotu względem własnej osi. Taki sposób sterowania nazwano sterowaniem ekonomicznym. Nazwa ma swoje uzasadnienie, gdyż w tym przypadku nie mamy do czynienia z ruchem względnym pomiędzy poszczególnymi kołami przekładni, a tym samym sprawność mechaniczna układu przeniesienia napędu jest w tym przypadku największa. Konsekwencją tego jest brak możliwości różnicowania prędkości obrotowych silników w stosunku do prędkości jazdy samochodu. Jest to przypadek analogiczny do przekazywania napędu z silnika elektrycznego na koła pojazdu za pomocą stałego przełożenia. W celu zobrazowania zalet sterowania dynamicznego w stosunku do ekonomicznego posłużono się wykresem przedstawionym na rys. 3.5, ograniczonym do zakresu prędkości jazdy od 0 do 30 km/h, gdzie różnicowanie prędkości kątowej silników w stosunku do prędkości jazdy jest największe. Dla maksymalnego prądu silnika głównego 350 A przy prędkości jazdy 3 km/h prędkość obrotowa silnika głównego w trybie ekonomicznym wynosi 226 obr/min, natomiast w trybie dynamicznym 1316 obr/min, czyli jest prawie sześć razy większa. Z uwagi na to, że w obydwu przypadkach silnik główny osiąga taki sam moment, to wytworzona moc jest również sześciokrotnie większa. Ponieważ wszystkie silniki pracują w trybie napędowym, ogólne równa-



Rys. 3.5. Zależność prędkości obrotowych silników od prędkości jazdy samochodu, dla zakresu prędkości jazdy od 0 do 30 km/h



Rys. 3.6. Projektowana charakterystyka trakcyjna dla samochodu FIAT DUCATO III

nie mocy dla poruszającego się pojazdu określamy następująco [6]:

$$P_k = (P_g + P_{sp})\eta_m - P_o \quad (3)$$

$$P_g = T_g \omega_g \quad (4)$$

$$P_{sp} = T_{sp} |\omega_{sp}| \quad (5)$$

$$P_o = P_p + P_t + P_w \quad (6)$$

$$P_k = T_k \omega_k \quad (7)$$

gdzie:  $P_g$  – moc silnika głównego,  $P_{sp}$  – moc silników pomocniczych,  $P_o$  – moc oporów ruchu,  $P_k$  – moc dostarczana na koła pojazdu,  $\eta_m$  – sprawność mechaniczna zespołu (przejęto  $\eta_m = 0,75$ ),  $P_p$  – moc oporu powietrza,  $P_t$  – moc oporów toczenia,  $P_w$  – moc oporów wzniesienia

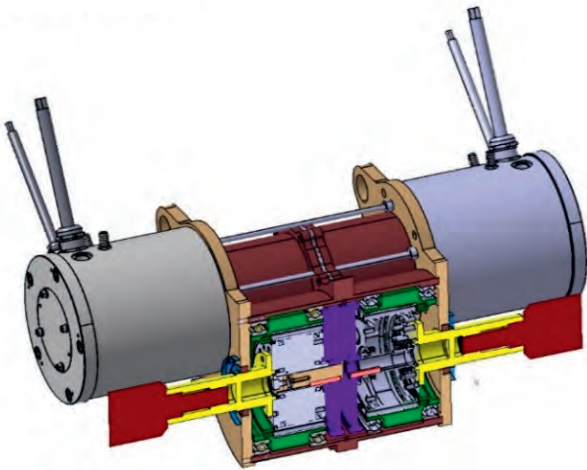
Analizując projektowaną charakterystykę trakcyjną samochodu badawczego (Rys. 3.6) możemy zaobser-

wować, że jazda pod 25% wzniesienie jest możliwa jedynie w trybie dynamicznym, dla prądu pobieranego przez silnik główny na poziomie 100 A do prędkości jazdy około 3 km/h, natomiast dla maksymalnego prądu 350 A do prędkości jazdy około 13 km/h. Natomiast w trybie ekonomicznym samochód nie jest w stanie ruszyć pod 25% wzniesienie.

#### 4. Wykonanie i zabudowa zespołu do pojazdu testowego FIAT Ducato III

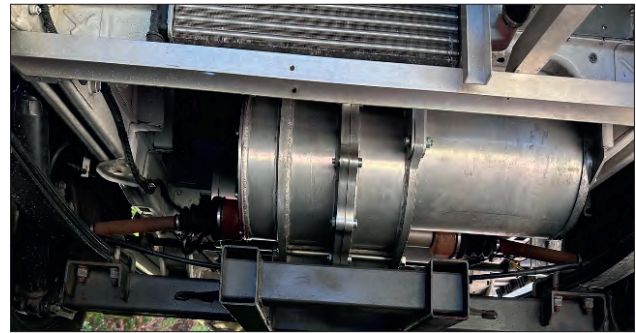
Wszystkie elementy konstrukcyjne zostały wykonane w oparciu o dokumentację techniczną sporządzoną przy pomocy systemów CAD w postaci modeli 3D i rysunków technicznych 2D, poprzedzone wykonaniem obliczeń wytrzymałościowych.





Rys. 4.1. Model zespołu napędowego: przekrój przez oś główną

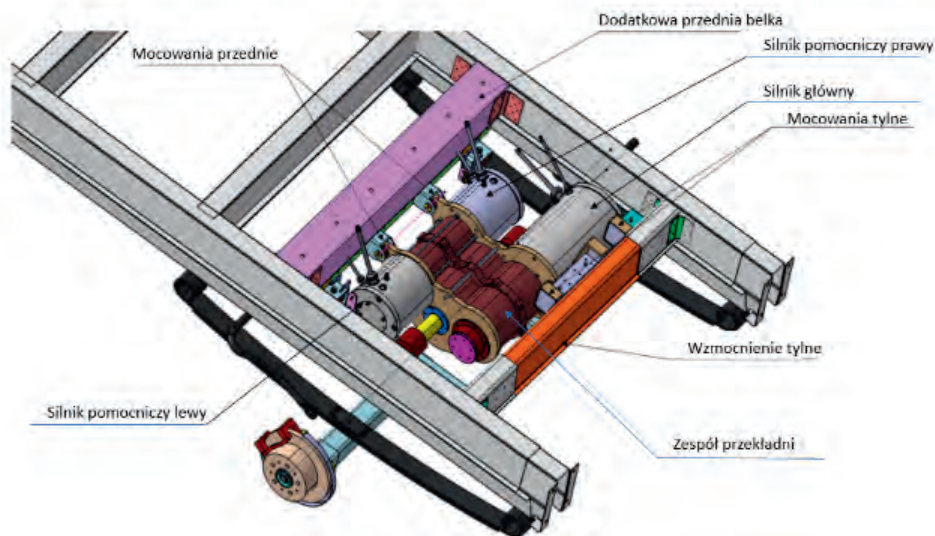
Po zmontowaniu kompletnego zespołu napędowego przystąpiono do przystosowania samochodu do jego montażu. W tym celu wykonano szereg zmian w ramie pojazdu, polegających głównie na wzmocnieniu konstrukcji w miejscach montażowych zespołu oraz wykonano i zamontowano elementy mocujące. Po czym przystąpiono do zabudowy zespołu napędowego wraz z wyposażeniem elektrycznym.



Rys. 4.3. Zdjęcie z zabudowy zespołu napędowego do ramy samochodu

### 5. Opis przeprowadzonych badań i prezentacja wyników

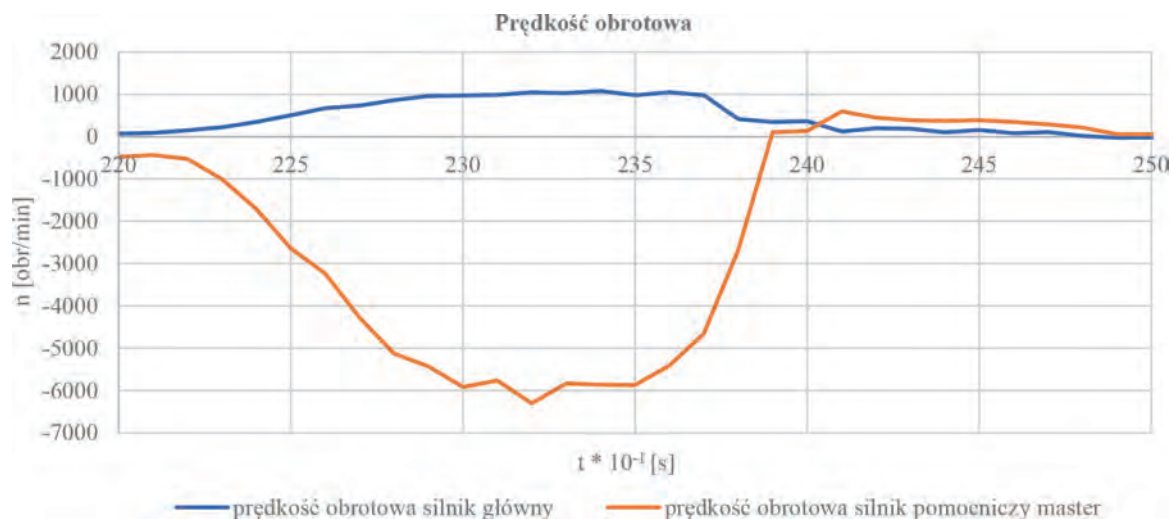
W trakcie badań wykonanych na samochodzie testowym jako pierwszy wykonano test podjazdu pod krawężnik, samochód dojechał kołami do krawężnika opierając się o niego, a następnie ruszono do przodu przy maksymalnym wciśnięciu pedału przyspieszenia. Wysokość krawężnika wynosiła 10 cm. Zarejestrowany przebieg mocy, momentu silnika głównego i prędkości jazdy w funkcji czasu przedstawiono na rys 5.1, 5.2, 5.3 oraz 5.4. Analizując wykresy można



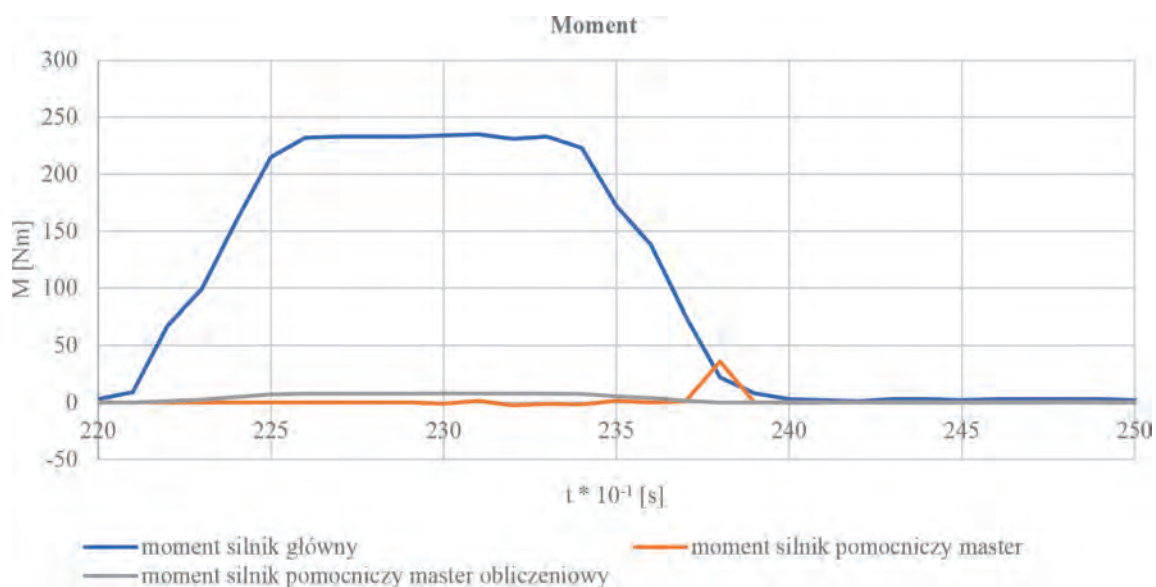
Rys. 4.2. Model zabudowy zespołu napędowego do ramy samochodu



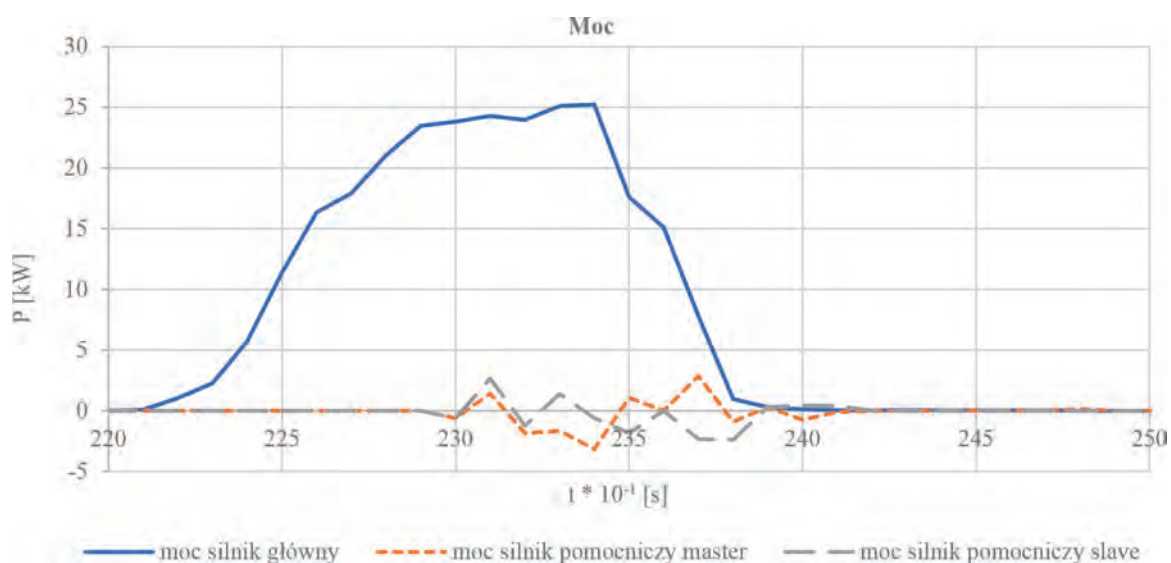
Rys. 5.1. Prędkość jazdy samochodu, próba krawężnikowa



Rys. 5.2. Prędkości obrotowe silników, próba krawężnikowa



Rys. 5.3. Momenty obrotowe silników, próba krawężnikowa



Rys. 5.4. Moce silników próba krawężnikowa

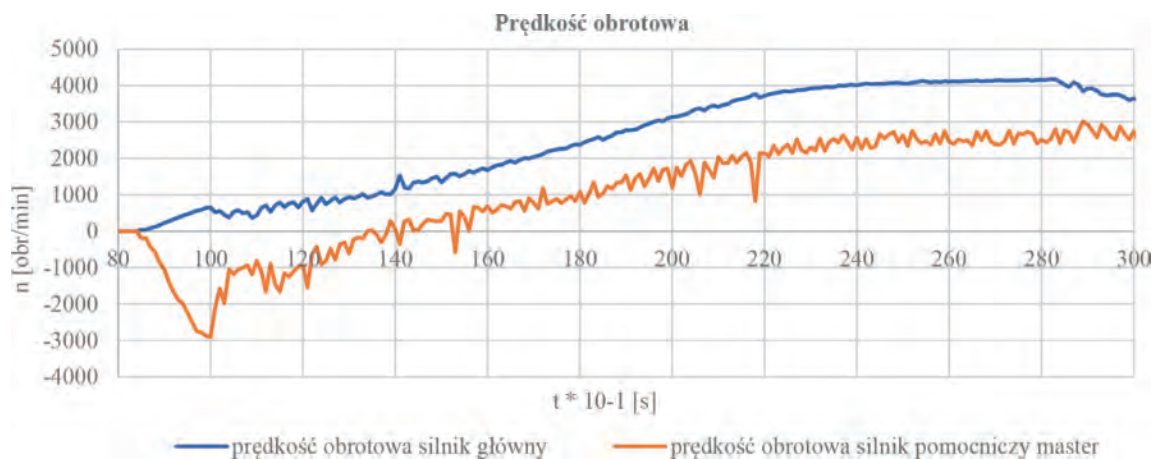


stwierdzić, że pokonanie przeszkody nastąpiło w wyniku działania jedynie silnika głównego, oscylacja mocy silników pomocniczych praktycznie sprowadza ich pracę do zera, tym samym moment na kole został ograniczony o 50% w stosunku do projektowanego. To niekorzystne zjawisko wymaga wyeliminowania w trakcie prowadzenia dalszych prac rozwojowych

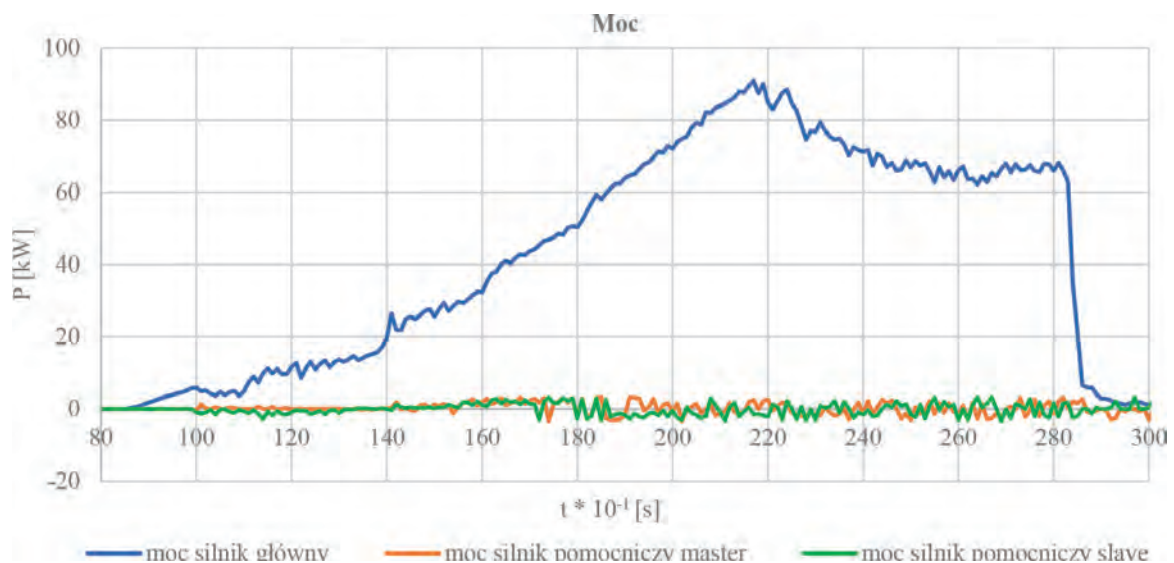
nad systemem sterowania i zasilania silników elektrycznych. Następnie wykonano test drogowy rejestrując parametry w trakcie jazdy, przykładowy zapis rejestracji na odcinku prostym pod 5% wzniesienie widoczny na rys. 5.5, 5.6 oraz 5.7. Podobnie jak w pierwszym przykładzie ruch samochodu wymuszony był jedynie poprzez działanie silnika głównego.



Rys. 5.5. Prędkość jazdy podjazd pod 5% wzniesienie



Rys. 5.6. Prędkości obrotowe silników podjazd pod 5% wzniesienie



Rys. 5.7. Moce silników podjazd pod 5% wzniesienie

Oznacza to spadek momentu obrotowego na kołach o połowę. Pomimo to, samochód dynamicznie przyspieszał pod 5% wzniesienie, a dodatkowo pozostał jeszcze odczuwalny zapas mocy.

## 6. Wnioski końcowe

Osiągnięte rezultaty w trakcie realizacji projektu potwierdzają wstępne założenia stawiane projektowanej konstrukcji elektromechanicznego zespołu napędowego. Próby zostały przeprowadzone przy zredukowanym do połowy zsumowanym momencie napędowym (praktycznie zerowy moment od silników pomocniczych). W szczególności udało się osiągnąć zwiększenie momentu napędowego w trakcie ruszania z miejsca oraz podczas jazdy z niewielkimi prędkościami przy dużym obciążeniu (jazda w terenie lub pod duże wzniesienie). Po dokonaniu analizy parametrów osiągniętych podczas prowadzenia badań można wysunąć następujące wnioski:

- próba krawężnikowa została wykonana z powodzeniem przy podjeździe z zatrzymania na krawężnik o wysokości 10 cm,
- teoretyczny maksymalny stopień regulacji wyniósł 6:1, obliczony na podstawie porównania mocy rozwijanej podczas ruszania z miejsca w trybie dynamicznym w stosunku do trybu ekonomicznego,
- badanie dynamiki pojazdu w trakcie ruchu przyniosło zadowalające rezultaty, w trakcie podjazdu pod około 5% wzniesienie pojazd był w stanie jeszcze dynamicznie przyspieszać.

Porównując zalety mechanizmu napędowego będącego przedmiotem niniejszego opracowania można stwierdzić, że w porównaniu do napędów elektrycznych ze stałym przełożeniem, dodatkowo uzyskujemy:

- automatyczną regulację przełożenia pomiędzy obrotami silnika głównego i kołami pojazdu, w szczególności wykorzystywaną przy ruszaniu z miejsca i dla niskich prędkości jazdy z obciążeniem,
- podwojenie momentu napędowego na kole pojazdu z uwagi na sumowanie w przekładni obiegowej momentu napędowego silnika głównego i silników pomocniczych,
- brak konieczności stosowania mechanizmu różnicowego,

- kontrolę trakcji włącznie z wektorowaniem momentu napędowego na lewe i prawe koło pojazdu,
- zwiększenie maksymalnej prędkości jazdy dzięki sumowaniu w przekładni obiegowej prędkości obrotowej silnika głównego i silników pomocniczych natomiast w odniesieniu do napędów z dwoma niezależnymi silnikami elektrycznymi dodatkowo uzyskujemy:
  - automatyczną regulację przełożenia pomiędzy obrotami silnika głównego i kołami pojazdu
  - zwiększenie maksymalnej prędkości jazdy dzięki sumowaniu w przekładni obiegowej prędkości obrotowej silników głównego i pomocniczych, przy zachowaniu na odpowiednim poziomie momentu napędowego.

## Literatura

- [1] Clean Cities Campaign *Quantifying the impact of low- and zeroemission zones: Evidence Review*, 17.10.2022
- [2] Obwieszczenie Marszałka Sejmu Rzeczypospolitej Polskiej z dnia 7 kwietnia 2022 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu ustawy o elektromobilności i paliwach alternatywnych, Dz.U. 2022 poz. 1083.
- [3] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2023/851 z dnia 19 kwietnia 2023 r. w sprawie zmiany rozporządzenia (UE) 2019/631 w odniesieniu do wzmocnienia norm emisji CO<sub>2</sub> dla nowych samochodów osobowych i dla nowych lekkich pojazdów użytkowych zgodnie z ambitniejszymi celami klimatycznymi Unii.
- [4] Mercedes-Benz, *Leistungsdiagramm Mercedes-Benz Typ C 200 Kompressor W 203*, katalog produktu.
- [5] H. Dajniak: *Ciągniki teoria ruchu i konstruowanie*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1979.
- [6] J. Lanzendoerfer, C. Szczepaniak: *Teoria ruchu samochodu*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1980.
- [7] L. Muller: *Przekładnie obiegowe*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1983.

## Informacje dodatkowe

*Projekt pt. „Elektromechaniczny, trakcyjny zespół napędowy o bezstopniowej regulacji przełożenia do samochodów elektrycznych i hybrydowych o DMC < 3,5 t” realizowano przy wsparciu funduszy europejskich za pośrednictwem NCBiR.*

## Autor

mgr inż. Ireneusz Skornóg  
 AUTO DESIGN Olszewski, Skornóg, Kwiatkowski Sp. Jawna,  
 Bielsko-Biała  
 e-mail: i.skornog@autodesign.pl